

D 386

# **Innere Lastpunktverschiebung bei Dieselmotoren**

Dem Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik

der Technischen Universität Kaiserslautern

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktor – Ingenieur (Dr.–Ing.)**

genehmigte

**Dissertation**

von

Herrn

M. Sc. Jörg Neugärtner

aus Bad Langensalza (Thüringen)

**Kaiserslautern 2018**

Dekan:	Prof. Dr.-Ing. Jörg Seewig
Vorsitzender:	Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hans-Jörg Bart
<i>Berichterstatter:</i>	Prof. Dr.-Ing. Rudolf Flierl
	Prof. Dr.-Ing. Dieter-Heinz Hellmann
	Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher
Eingereicht am:	13.11.2017
Mündliche Prüfung:	29.05.2018

ii.

---

- leer -

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit zeigt die mögliche Reduzierung der CO<sub>2</sub>- und NO<sub>x</sub>-Emissionen durch innere Lastpunktverschiebung beim Betrieb des Dieselmotors mit dynamischer Lastpunktverschiebung bzw. Zylinderabschaltung. Im Fokus der Arbeit stehen dabei die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und die gleichzeitige Senkung der NO<sub>x</sub>-Emissionen im Realbetrieb. Die Motivation zur Untersuchung des dargestellten, alternativen Motorenkonzeptes ist die anhaltende öffentliche Diskussion der NO<sub>x</sub>-Emissionen von Dieselmotoren, sowie das Spannungsfeld mit der globalen Notwendigkeit und gesellschaftlichen Aufgabe, die CO<sub>2</sub>-Emissionen, d.h. den Kraftstoffverbrauch, zu senken.

Die Reduktion der Emissionen beim Dieselmotor, d.h. der gesundheitschädlichen NO<sub>x</sub>-Emissionen und des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes, der für die Klimaerwärmung verantwortlich gemacht wird, ist neben der Entwicklung von Kraftstoffen aus regenerativen Quellen. Dies ist Voraussetzung für die zukünftige Versorgung der Weltbevölkerung. So werden heute und in Zukunft nahezu der gesamte urbane Verteiler- und Lieferverkehr mit Fahrzeugen, die mit einem Dieselmotoren ausgestattet sind, realisiert. Ein Ersatz für den größten Teil der weltweit zum Einsatz kommenden Vierzylinder Dieselmotoren mit einem Motorhubvolumen zwischen 2 und 7 l ist aus heutiger Sicht nicht möglich. Somit ist die gleichzeitige Absenkung der NO<sub>x</sub>- und CO<sub>2</sub>-Emissionen Herausforderung und Entwicklungsziel für die nächsten Motorengenerationen. Neue Motorenkonzepte, wie das 3up-Motorenkonzept, werden benötigt, um diese technische Herausforderung zu lösen. Die nachfolgend beschriebene Umsetzung der Konzeptmotoren dient der Konzeptevaluierung und Potenzialabschätzung.

Für die experimentellen Untersuchungen dienen, in Abgrenzung zum Stand der Technik, zwei moderne Vierzylinder-Dieselmotoren mit Zertifizierung nach dem EU5-Abgasnorm für leichte Nutzfahrzeuge bzw. der finalen Stufe 4 für Nutzfahrzeuge nach der „Non Road-Richtlinie“ der Europäischen Union. Beide Motoren werden modifiziert und verschiedene Konfigurationen untersucht. Dabei werden die modernen Steuerungssysteme, wie die Hochdruck-Dieseldirekteinspritzung, die Abgasrückführung und die Ausladesysteme, übernommen oder angepasst.

Zur Untersuchung eines neuartigen Motorenkonzeptes mit geänderter Zündfolge für Dieselmotoren wurden Umbauten und Modifikationen an den Motoren durchgeführt. Die neue Auslegung von Kurbel- und Nockenwelle sowie diverse notwendige Anpassungen, z.B. der Einspritzreihenfolge und Zündfolge zur Darstellung des 3+1 Zylinder Motorenkonzeptes, werden im Verlauf vorgestellt.

Die Untersuchungen am gefeuerten Versuchsaggregat konzentrieren sich auf die generelle Verlustteilung, die Wirkungsgrade bei der Verbrennung und im Ladungswechsel. Dabei werden unterschiedliche Betriebsarten des Basismotors und des Konzeptmotors untersucht. Als wesentlich für

die Steuerung der Dieselerbrennung wird der Einfluss der Abgasrückführung, der Ladungswechsel und der Wirkungsgrad des Aufladesystems untersucht.

Die Untersuchungen fokussieren sich auf die mögliche Reduktion des spezifischen Kraftstoffverbrauches und die mögliche Anhebung der Abgastemperatur zur Erreichung der Mindestfunktionstemperatur und Verbesserung des Wirkungsgrades der Abgasnachbehandlung.

Die in dieser Arbeit untersuchten Motoren werden häufig im realen Fahrbetrieb in Kennfeldbereichen mit niedrigen Motordrehmomenten und –drehzahlen oder gar im Leerlauf betrieben. Der Betrieb bei niedrigen Motordrehmomenten und im Leerlauf ist charakteristisch für den urbanen bzw. innerstädtischen Verkehr. Damit sind ein geringerer innerer Wirkungsgrad des Motors, der Abgasturboaufladung sowie niedrige Temperaturen des Abgasmassenstromes verbunden.

Die Motivation für das 3up-Motorenkonzept ist die Realisierung einer dynamischen Zylinderabschaltung und -zuschaltung bei einem Vierzylindermotor, unter Vermeidung von großen Zündabständen im Abschaltbetrieb, die bei der konventionellen Zylinderabschaltung, den Abschaltbetrieb u.a im Leerlauf nicht sinnvoll erscheinen lassen. Dazu wurden Projekte in Zusammenarbeit mit der Firma Promescon GmbH, der ISUZU Motors Germany GmbH sowie ein öffentlich gefördertes Verbundprojekt (HDMK – Hocheffizient Diesel Motor Konzept) umgesetzt. In dem geförderten Forschungsprojekt, zusammen mit der Firma John Deere (ETIK) Kaiserslautern, wurde unter Leitung des TÜV Rheinland als Projektträger in meiner Zeit am Lehrstuhl ein Nutzfahrzeugmotorenprüfstand aufgebaut und die nun vorliegenden Ergebnisse erarbeitet.

An dieser Stelle möchte ich allen Partnern, Kollegen und Hilfwissenschaftlern am Lehrstuhl für die Arbeit und die vielen wertvollen Gespräche und Hinweise danken.

Regensburg, im Oktober 2017

gez. Jörg Neugärtner

„Es scheint immer unmöglich, bis man es gemacht hat“,

Zitat nach **Nelson Rolihlahla Mandela**, † 2013.



## Kurzzusammenfassung

Die vorliegende Ausarbeitung greift die gegenwärtige öffentliche Diskussion in Deutschland zu den NO<sub>x</sub>-Emissionen von Dieselmotoren im realen Fahrbetrieb auf. Anhand von Motoren für leichte Nutzfahrzeuge und „Non Road“ Anwendungen werden konventionelle, d.h. bereits verfügbare und in Serie eingeführte Maßnahmen zur Steigerung des Verbrennungsluftverhältnisses und damit der Temperaturen des Abgasmassenstroms, mit der inneren Lastpunktverschiebung verglichen.

Die Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses ( $\lambda$ ) wird zur Sicherstellung der Funktion der Abgasnachbehandlung, insbesondere der NO<sub>x</sub>-Rohemissionen, und zur Darstellung eines ausreichenden Wirkungsgrades der Abgasnachbehandlung bei niedrigen Lasten benötigt. Der urbane Lieferverkehr ist in typischerweise durch den Stop&Go-Betrieb im innenstädtischen Betrieb, mit einem Betrieb bei kleinen Motordrehmomenten und Drehzahlen, sowie mit hohen zeitlichen Leerlaufanteilen verbunden. In diesem Lastbereich sind bei den derzeitigen Motorkonzepten zusätzliche motorische Maßnahmen und neue Konzepte notwendig, um die Einhaltung heutiger und zukünftiger Emissionsvorschriften sowie der Emissionsgrenzwerte im realen Fahrbetrieb sicherzustellen. Dazu muss das hohe Verbrennungsluftverhältnis, das heute der Grund für den niedrigen Kraftstoffverbrauch des Dieselmotors im Vergleich zum Ottomotor ist, abgesenkt werden. Die bisher eingesetzten konv. motorischen Maßnahmen (z.B. die Drosselung) führen zu einem Anstieg des Kraftstoffverbrauchs und damit auch der CO<sub>2</sub>-Emissionen. Eine bisher nicht verwendete Möglichkeit bzw. Maßnahme zur Reduktion des Verbrennungsluftverhältnisses beim Dieselmotor ist die dynamische Lastpunktverschiebung mittels Zylinderabschaltung.

Der größte Teil der Nutzfahrzeuge für den urbanen Personen- und Güterverkehr sowie die Mehrzahl der Arbeitmaschinen sind mit einem Vierzylinder-Dieselmotor ausgestattet. Für diese kleinen Nutzfahrzeugmotoren wird ein neuartiges Motorenkonzept vorgestellt. Das 3up-Motorenkonzept ermöglicht die Steigerung des Verbrennungsluftverhältnisses durch dyn. Lastpunktverschiebung (Zylinderabschaltung) bei signifikant niedrigerem indizierten Kraftstoffverbrauch (z.B. bis zu – 20%), im Vergleich zu den konv. Maßnahmen zur Steigerung der Abgastemperatur bei Dieselmotoren. Dadurch ist es möglich, im realen Fahrbetrieb, d.h. bei Leerlauf und niedrigen Drehzahlen, bei vergleichbaren Schadstoffrohmissionen nachhaltig den realen Kraftstoffverbrauch zu senken.

Die Untersuchungen an den realisierten Konzeptmotoren zeigen die möglichen Verbesserungen bzgl. der Anhebung der Temperatur des Abgasmassenstroms, des Kraftstoffverbrauchs und die notwendigen Anpassungen bei der Realisierung dieses Motorkonzeptes für einen Dieselmotor auf.

- leer -



## Abstract

This elaboration issues the current public discussion about the NO<sub>x</sub>-Emissions of Dieselenines in the real world driving mode within Germany. Base on the example of Dieselenines for light commercial vehicles (LDC) and non road applications, available measures to increase the combustion rel. Air fuel ratio and within this the exhaust temperature for engine in mass production are ranked with the displacement on demand feature for Diesel engines.

The Reduction of combustion of air fuel ratio is necessary to ensure the operation of NO<sub>x</sub>-exhaust aftertreatment and for improvement of aftertreatment efficiency at low load operation of Dieselenines. Especially in the urban and rural traffic with a share of stop&go traffic situation and low load operation and timewise long idle operation is usual. At this load profile the current engines in volume production additional measurements and concepts needed, to fullfill the todays and future emission and the legislation limits at real driving cycles. Especially for this the air fuel ratio needs to be decreased, which obversally is the root cause for lower consumption of Diesel engines compared with Otto-engines today. The currently taken so called conventional measures (like throttling) leads finally to a increased fuel consumption and within this to higher CO<sub>2</sub>-emissions. Today the option of a dynamic reduction of the engine displacement (displacement on demand) to reduced the air fuel ratio at Diesel engine is not applied within currently available volume production engines.

The largest volume of commercial vehicles for the urban and rural transporation of passengers and freigth is equipped with a four cylinder Diesel engine. For the engine segment a innovative engine concept is proposed. The 3up-engine concept reduces the air fuel ratio by load point shifting and lower the indicated fuel consumption by i.e. about – 20 %, compared with the measures to increase exhaust temperature at conventional engine configuration. Within this it is possible to reduced fuel consumption and emissions at the same time at real driving cycles.

The test bench investigation of realized concept engines show the possible improvements regard specific fuel consumption at increased exhaust temperature. The required modifications and improvements for future engine realization and related to that improvements for exhaust aftertreatment efficiency are discussed.

- leer -

## Inhaltsverzeichnis

Vorwort .....	iii
Kurzzusammenfassung.....	vii
Abstract .....	ix
Inhaltsverzeichnis.....	xi
Häufig verwendete Begriffe und Abkürzungen.....	xv
Formelzeichen, Einheiten und Abkürzungen .....	xvii
1. Motivation und Einleitung.....	1
2. Zum Stand der Technik - Dieselmotor.....	3
3. Zielsetzung der Arbeit .....	11
4. Konzeption der Umsetzung.....	12
4.1. Literaturrecherche.....	14
4.2. Konzept der dyn. LPV beim Dieselmotor.....	19
4.3. Ableitung und Konzept der Betriebsstrategie.....	21
5. Versuchs- und Konzeptmotoren, gewählter Aufbau.....	24
5.1. Basismotoren.....	24
5.2. Konzept zur Untersuchung der konventionellen Zylinderabschaltung.....	26
5.3. Aufbau 3up-Konzeptmotor .....	26
5.3.1. Änderung der Zündfolge und Zündabstand .....	26
5.3.2. Analyse der Belastung und Maschinendynamik.....	27
5.3.3. Modifikation Nockenwelle und Ventiltrieb .....	28
5.3.4. Auslegung Kurbelwelle .....	29
5.3.5. Steuerzeiten und Spreizung der Einlass- und Auslassventile .....	33
5.3.6. Vergleich der Reibverhältnisse.....	35
6. Vorgehensweise und Versuchsdurchführung .....	36
6.1. Simulation der Dynamik des Kurbeltriebes.....	36
6.2. Versuchsbegleitende Ladungswechselsimulation.....	36
6.3. Messprogramm und Vergleichsbasis .....	37

---

6.4. Aufbau Nutzfahrzeug Motorenprüfstand .....	38
6.4.1. Erfassung motorischer Größen.....	39
6.4.2. Indizierte Messwerte.....	40
6.4.2. Erfassung und Aufzeichnung der Schadstoffemissionen .....	40
6.4.3. Konzept zur Abbildung der geänderten Zündfolge in der Motorsteuerung .....	40
7. Ergebnisse der experimentelle Untersuchungen.....	43
7.1. Vergleich der Temperaturen des Abgasmassenstroms.....	43
7.2. Vergleich der Schadstoff-Rohemissionen .....	48
7.2.1. NO <sub>x</sub> -Rohemissionen.....	49
7.2.2. Ruß-Rohemissionen.....	52
7.3. Spezifischer Kraftstoffverbrauch .....	54
7.4. Volllast bei den unterschiedlichen Betriebsarten .....	67
8. Diskussion der Messergebnisse.....	73
8.1. Anhebung der Temperatur des Abgasmassenstroms .....	73
8.1.1. Abgastemperaturanhebung durch Drosselung .....	73
8.1.2. Vergleich der dyn. LPV und mit konv. Maßnahmen zur Erhöhung der Abgastemperatur ....	75
8.1.3. Zusätzliche konv. Maßnahmen zur Anhebung der Abgastemperatur .....	76
8.2. NO <sub>x</sub> - und Ruß-Rohemissionen im Vergleich.....	77
8.3. Verbesserung des spez. Kraftstoffverbrauchs bei innerer Lastpunktverschiebung.....	80
8.3.1. Verbesserung des inneren Wirkungsgrades.....	80
8.3.2. Mögliche Reduktion des ind. Kraftstoffverbrauchs bei innerer LPV .....	82
8.3.3. Einflussanalyse Hochdruckwirkungsgrades.....	83
8.4. Dyn. LPV mittels Zylinderabschaltung.....	94
8.4.1. Auswirkung des vergrößerten Zündabstandes .....	94
8.4.2. Diskussion möglicher Abstellmaßnahmen .....	101
8.4.3. Anpassung der Betriebsstrategie .....	102
8.5. 3up-Motorkonzept, Zylinderzuschaltung .....	109
8.5.1. Auswirkung des ungleichmäßigen Zündabstandes .....	109

8.5.2. Diskussion möglicher Anpassungen .....	112
8.5.3. Drehkraftverlauf und Drehungleichförmigkeiten.....	120
8.3.4. Einfluss auf die AGR- Rate und Verteilung .....	123
8.3.5. Innerer Wirkungsgrad.....	123
8.6. Wechselwirkungen und Abhängigkeiten.....	126
9. Zusammenfassung.....	129
10. Fazit und Ausblick.....	132
11. Anhang .....	134
11.1. Ausgewählte Motorkenndaten der Basismotoren.....	134
11.2. Verwendete Indiziersensoren.....	137
11.3. Zusammenhang zwischen Verbrennungslambda und Abgastemperatur.....	137
11.4. Tabellarische Darstellung der Meßwerte in ausgewählten Meßpunkten.....	138
11.5. Tabellarische Zusammenfassung der Meßwerte bei Drehzahlvariation am Basismotor...	139
11.6. Aufbau Hochdruckkraftstoffsystem der Basismotoren.....	140
11.7. Verwendet Meßtechnik zur Emissionsbestimmung.....	141
11.8. Prototypenteile für den Aufbau der Konzeptmotoren .....	142
11.9. Alternativer Konfigurationen des Turboladers und der Abgasanlage.....	143
11.10. Mess- und Kenngrößen .....	144
Literaturverzeichnis.....	150
Abbildungsverzeichnis.....	153
Tabellenverzeichnis.....	158
Betreute studentische Arbeiten .....	159
Veröffentlichungen .....	clxiii
Buchbeiträge .....	clxv
Zur Person .....	clxvi

- leer -

## Häufig verwendete Begriffe und Abkürzungen

Abkürzung	Erklärung
AGN	AbGasNachbehandlung
AGR	AbGasRückführung
B	Beschleunigungswert (Turbolader)
BB	Brennbeginn
BD	Brenndauer
BE	Brennende
CARB	(engl.) „California Air Resource Board“, Kalifornische Behörde zur Reinhaltung der Luft und Luftqualitätsüberwachung
CR	(engl.) „Common Rail“, Kraftstoffverteilerleiste und Kraftstoffspeicher
DOC	(engl.) „Diesel Oxidation Catalyst“, Dieseloxidationskatalysator
DPF	Diesel Partikel Filter
ETC	(engl.) „European Test Cycle“, Normierter Testzyklus für Nutzfahrzeuge nach europäischer Gesetzgebung
HD	Hochdruck
HDP	Hochdruckpumpe
KBA	Kraftfahrtbundesamt
KF	Kennfeld
KW	KurbelWelle
LdW	Ladungswechsel
LL	Leerlauf
LLK	Ladeluft Kühler
LPV	Lastpunktverschiebung
MPST	MotorPrüfSTand
ND	Niederdruck
NEDC	(engl.) „New European Driving Cycle“, Neuer Europäischer FahrZyklus –

---

	normierter europäischer Testzyklus für PKW und leichte Nutzfahrzeuge
NfZ	Nutzfahrzeuge
NON-Road	engl. Begriff für nicht Straßenfahrzeuge, z.B. Bagger und Erdbeweger
NOx	Summe der Stickstoff Schadstoff Emissionen
NRTC	(engl.) „Non Road Test Cycle“, Testzyklus für nicht Straßenfahrzeuge
oT	oberer Totpunkt
OV	Oberfläche
PM	(engl.) „Particulate Matter“, 1987 von der EPA eingeführter Standard zur Feinstaubkategorisierung
PKW	Personenkraftwagen
RDE	(engl.) „Real Driving Emission“, Vorschrift zur Messung der Emissionen unter realen Straßenfahrbedingungen
SCR	(engl.) „Selective Catalytic Reduction“, Selektive Katalytische Reduktion
SOI	(engl.) „Start Of Injection“, Spritzbeginn
TL	Turbolader
TKE	Turbulent Kinetische Energie
uT	unterer Totpunkt
V	Volumen
VVT	(engl.) „Variable Valvetrain Timing“, Variabler Ventiltrieb mit variablen Phasenlage der Steuerzeiten,
WWV	Wand-Wärme-Verlust
WHSC	(engl.) „World Heavy Duty Steady State Cycle“, Weltweiter normierter stationärer Testzyklus für Nutzfahrzeuge
WHTC	(engl.) „World Heavy Duty Transient Cycle“, Weltweit normierter Transienter Testzyklus für Nutzfahrzeuge
ZA	Zündabstand
ZF	Zündfolge



allgemeine Abkürzungen	Bedeutung
Anmerk.	Anmerkung
bzgl.	bezüglich
bzw.	beziehungsweise
ggü.	gegenüber
konst.	konstant
konv.	konventionell
Ref.	Referenz
spez.	spezifisch
z.B.	Zum Beispiel

## Formelzeichen, Einheiten und Abkürzungen

### *Kleine lateinische Buchstaben*

Kurzzeichen	Bezeichnung	Einheit
be	spezifischer Kraftstoffverbrauch	[g/kWh]
$c_m$	mittlere Kolbengeschwindigkeit	[m/s]
h	spezifische Enthalpie	[J/kg]
i	Kennzeichnung Arbeitsverfahren, i = 0,5 – Vier-Takt Arbeitsverfahren i = 2 - Zwei-Takt Arbeitsverfahren	[-]
m	Masse	[kg]
n	Motordrehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$p_{AGR}$	Differenzdruck zw. Abgassammler u. Ansaugrohr	[bar]
$p_{max}$	Zylinderspitzenndruck, maximaler Druck im Zylinder	[bar]
$p_{me}$	(engl.) pressure mean effective, effektiver Mitteldruck	[bar]
$p_{mi}$	(engl.) pressure mean indicated, indizierter Druck (im Zylinder), Mitteldruck	[bar]
$p_{mr}$	Reibmitteldruck	[bar]

$p_{iH}$	indizierten mittlerer Druck, als Anteil der Hochdruckarbeit bzw. Hochdruckschleife	[bar]
$p_{iL}$	indizierten mittlerer Druck, als Anteil der Niederdruckarbeit bzw. Niederdruckschleife	[bar]
$s$	Kolbenhub	[mm]
$z$	Zylinderanzahl	[-]

### *Große lateinische Buchstaben*

Kurzzeichen	Bezeichnung	Einheit
$A$	Effektive Fläche	[m <sup>2</sup> ]
$D$	Bohrungsdurchmesser	[mm]
$M_d$	spez. Drehmoment	[Nm]
$M_D$	eff. Drehmoment (Motordrehmoment)	[Nm]
$M_{AN}$	Antriebsmoment	[Nm]
$O/V$	Oberflächen zur Volumenverhältnis	[-]
$P_e$	Effektive Leistung	[kW]
$T$	Temperatur	[°C]
$\Delta T$	Temperaturdifferenz	[K]
$V_H$	Hubvolumen	[cm <sup>3</sup> ]
$V_h$	Einzelzylinder- oder spez. Hubvolumen	[cm <sup>3</sup> ]
$X_{AGR}$	AGR-Rate	[%]
$^{\circ}KW$	Grad Kurbelwinkel	[°KW]

*Indizes*

Kurzzeichen	Bezeichnung
eff.	effektiv
i.	indiziert (spezifisch)
ind.	indiziert
m.	mittlerer, gemittelt
max.	maximal
min.	minimal

*Kleine griechische Buchstaben*

Kurzzeichen	Bezeichnung	Einheit
$\varepsilon$	Verdichtungsverhältnis	[-]
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\eta_{iH}$	Wirkungsgrad (auch eta_iH) der Hochdruckschleife	[-]
$\eta_{iL}$	Wirkungsgrad (auch eta_iL) der Niederdruckschleife	[-]
$\eta_i$	Innerer Wirkungsgrad (auch eta_i)	[-]
$\eta_e$	Effektiver Wirkungsgrad	[-]
$\eta_{\text{therm}}$	Thermischer Wirkungsgrad	[-]
$\eta_{LLK}$	Wirkungsgrad Ladeluftkühler	[-]
$\eta_\rho$	Wirkungs- oder Gütegrad Ladeluftkühler	[-]
$\xi$	Oberflächen-Volumen-Verhältnis	[-]
$\zeta$	Spreizung	[-]
$\theta_{TL}$	Massenträgheitsmoment	[g mm <sup>2</sup> ]
$\kappa$	Kappa, Isentropenexponent	[-]
$\lambda_a$	Luftaufwand	[-], [kg/kg]
$\lambda_L$	Liefergrad	[-], [kg/kg]
$\lambda_S$	Schubstangenverhältnis	[-]

---

$\lambda_v$	Verbrennungsluftverhältnis	[-], [kg/kg]
$\delta$	Gütegrad	[%]

*Naturkonstanten und Näherungskonstanten*

Formelzeichen	Konstante	Wert	Einheit
$\pi$	Pi	3,141592	[-]
$g$	Erd- / Fallbeschleunigung	9,80665	[m/s <sup>2</sup> ]
$R$	Gaskonstante	8,3144598	[kg m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> molK]

## 1. Motivation und Einleitung

Dieselmotoren leisten einen wichtigen Beitrag zur Senkung der globalen Emission von anthropogen erzeugten Treibhausgasen. Der Dieselmotor bietet die Möglichkeit, den Ausstoß des Treibhausgases Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>) um ca. 15% im Vergleich zum Ottomotor zu senken. Wegen der hohen spezifischen Drehmomente wird der Dieselmotor bevorzugt in Anwendungen zum Transport von Gütern und Waren eingesetzt. Der Gütertransport im Fern- und Verteilerverkehr weltweit, als Basis unseres wirtschaftlichen Erfolgs, erfolgt fast ausschließlich durch Fahrzeuge mit Dieselmotoren.

Beginnend mit der Diskussion zu den Feinstaub-Emissionen im innerstädtischen Bereich im Jahr 2001 bis zum Dieselskandal im Jahr 2015 ist der Dieselmotor in den Mittelpunkt der öffentlichen Diskussion über schädliche Emissionen gerückt. Die Kritik am Dieselmotor bezog sich anfangs auf die Partikelemissionen. Doch mit der Einführung der Dieselpartikelfilter, z.B. in Deutschland mit der Euro 5 Abgasnorm, wurden die emittierten Partikelmassen der einzelnen Fahrzeuge um fast 99 % gesenkt.

Die Diskussion der Schadstoffemissionen von Dieselmotoren in Fahrzeugen speziell im innerstädtischen Bereich und die „Diesel Gate“ Affäre im Jahr 2015<sup>1</sup> beziehen sich auf die Stickstoffmonoxid- und Stickstoffdioxid-Emissionen. Stickstoffdioxid wird seitens der WHO als stark gesundheitsschädlich eingestuft und für schwere Erkrankungen der Atemwegsorgane und den frühen Tod vieler Menschen verantwortlich gemacht<sup>2 3</sup>.

Die Steuerbegünstigung des Dieselmotors, sowie die Förderung der Verkäufe von Diesel PKW durch die Hersteller, haben zu hohen Marktanteilen (regional bis zu 60 % Marktdurchdringung) im PKW-Bestand und im innerstädtischen Verkehr geführt. Der Bestand an leichten und schweren Nutzfahrzeugen mit Euro 6 oder Euro VI Abgasnorm ist in Deutschland im Nutzfahrzeugbestand (lt. KBA<sup>4</sup> < 8%) allerdings noch gering. Diese Fahrzeuge weisen z.B. um bis zu 55 % reduzierte O<sub>x</sub>-Emissionen gegenüber Fahrzeugen, die den Zulassungswerten auf Euro 5 Norm entsprechen, auf. Die zukünftige Absenkung dieser NO<sub>x</sub>-Emissionsgrenzwerte ist bereits, z.B. für CARB<sup>5</sup> Regionen in den USA, unter der Bezeichnung „Ultra Low NO<sub>x</sub>“-Gesetzgebung, zur Einführung im Jahr 2025 vorgesehen. [1]

---

<sup>1</sup> Gemeint ist der Skandal um die Manipulationen der Abgasemissionen durch Softwarefunktionen im relevanten Zulassungs- bzw. Fahrzyklus,

<sup>2</sup> WHO (2013): Review of evidence on health aspects of air pollution – REVIHAAP Project, Technical Report, page 73 ff,

<sup>3</sup> WHO (2013): Health risks of air pollution in Europe – HRAPIE project Recommendations for concentration–response functions for cost–benefit analysis of particulate matter, ozone and nitrogen dioxide, S. 3 ff,

<sup>4</sup> KBA – Kraftfahrtbundesamt 2017, Fahrzeugzulassungen (FZ) Bestand an Kraftfahrzeugen nach Umwelt-Merkmalen 1. Januar 2017

<sup>5</sup> CARB – California Air Resource Board

Angekündigte Verbote für Fahrzeuge mit Dieselmotoren in Städten wie Stuttgart, Paris oder London, die nach der Abgasnorm Euro 4 und darunter zugelassen sind, wird versucht die innerstädtischen Feinstaub- und NO<sub>x</sub>-Immissionen zu reduzieren. Maßgebend dabei ist der durch die EU vorgegebene Grenzwert zur Luftreinhaltung und zum Schutz der Bevölkerung von 40 µg / m<sup>3</sup> im Stundenmittel. Die Wirksamkeit dieser Maßnahmen werden eventuelle Einfahrverbote, u.a. in Stuttgart ab dem Jahr 2018 geplant, zeigen.

Mit der fortschreitenden Urbanisierung der Gesellschaft sowie dem Anwachsen des Verkehrsaufkommens in den Ballungszentren ergibt sich die Notwendigkeit, die Emissionen aus dem Fahrzeugverkehr weiter zu senken. Insbesondere in den Ballungszentren, in denen der gesamte Güterverkehr, d.h. der innerstädtische Verteilerverkehr und der öffentliche Personennahverkehr, durch Fahrzeuge mit Dieselmotoren erfolgt, werden durch den flächendeckenden Einsatz von Dieselmotoren mit den strengsten Abgasnormen bzw. Grenzwerten (heute die EU 6 bzw. Euro 6 Norm), die NO<sub>x</sub>-Immissionen reduziert und gleichzeitig die CO<sub>2</sub>-Emissionen begrenzt.

Die Gewährleistung einer hohen Wirksamkeit der Abgasnachbehandlung (AGN) zur vollständigen Reduktion der NO<sub>x</sub>-Rohemissionen steht dabei im Vordergrund der Weiterentwicklung. Zudem muss gewährleistet sein, dass die AGN unter allen Betriebsbedingungen und atmosphärischen Bedingungen die Reduktion der Schadstoffe gewährleistet.

Zur Sicherstellung der Funktion der AGN und Senkung der Rohemissionen werden zunehmend innermotorische Maßnahmen notwendig. Diese reduzieren den inneren Wirkungsgrad des Dieselmotors. Somit ergibt sich der technische Widerspruch, dass zur Senkung der NO<sub>x</sub>-Emissionen zusätzlicher Kraftstoff aufgewendet werden muss, um die heutigen und zukünftigen Emissionsgrenzwerte einzuhalten.

Mit dem Einsatz von SCR-Systemen (Selective Catalytic Reduction) zur Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen im AGN-System steigt der Verbrauch an Adblue®. Zusätzliche CO<sub>2</sub>-Emissionen bei der Reduktionsreaktion von NO<sub>x</sub>-Rohemissionen im SCR-Katalysator und bei der Herstellung der Harnstofflösung reduzieren das Potential des Dieselmotors, zusätzlich die klimaschädlichen CO<sub>2</sub>-Emissionen zu minimieren.

Die notwendige Anhebung der Temperaturen des Abgasmassenstroms zur Erhöhung der Wirksamkeit der Abgasnachbehandlung speziell unter realen Fahrbedingungen erhöht den Kraftstoffverbrauch erheblich. Durch weitere Absenkung der zulässigen NO<sub>x</sub>-Emissionsgrenzwerte und die vorgesehene Überwachung unter RDE<sup>6</sup>-Fahrbedingungen sowie über die Fahrzeuglebensdauer, wird der Kraftstoffverbrauch von Dieselmotoren im Realfahrbetrieb vermutlich weiter ansteigen.

---

<sup>6</sup> RDE – (engl.) Real Driving Emission, von der EU definiertes bzw. vorgeschriebenes Verfahren zur Überwachung der Emissionen unter realen Fahrbedingungen

## 2. Zum Stand der Technik - Dieselmotor

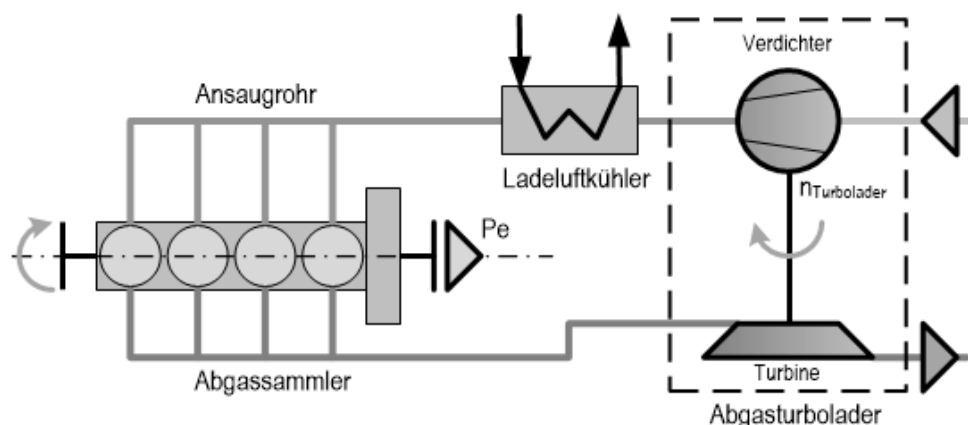
### Überblick Dieselmotoren mit Euro 6 und EU 6 Abgasnorm

Moderne Dieselmotoren mit der Zertifizierung in der Abgasnorm Euro 6 sind heute durchweg als direkteinspritzende Motoren mit Kolbenbrennraum und Hochdruckeinspritzung ausgeführt. Einspritzdrücke von bis zu  $p_{\text{Rail}} = 2500 \text{ bar}$  sind in der Serie eingeführt und sorgen für eine schnelle Gemischaufbereitung (kurzer Zündverzug) und eine kurze Einspritzdauer. Die Volumenstromregelung der Hochdruckpumpe (HDP) zur Erzeugung der hohen Raildrücke reduziert die benötigte Antriebsleistung und damit die Reibleistung des Motors.

Hohe Zylinderspitzen drücke von teilweise 180 bis 210 bar werden durch ein hohes geometrisches Verdichtungsverhältnis von z.B.  $\epsilon > 16$  und einer Ladedruckanhebung mittels Abgasturboaufladung erreicht. Die Abgasturboaufladung steigert die Dichte der Ansaugluft im Ansaugrohr und erhöht den effektiven Luftaufwand. Die hohe Ladungsdichte bei Kompressionsbeginn und die Einspritzung kurz vor dem Erreichen des Verdichtungsenddruckes ermöglichen eine nahezu ideale isentrope Verdichtung der Ansaugluft und damit einen hohen inneren Wirkungsgrad des Dieselmotors.

### Maßnahmen zur Steigerung der Ladungsdichte – Abgasturboaufladung

In der nachfolgenden **Abbildung 2.1** ist das Prinzip der Abgasturboaufladung skizziert. Die vor der Turbine zur Verfügung stehende Enthalpie des Abgasmassenstroms wird zum Antrieb des Verdichters verwendet. Durch die Verdichtung der angesaugten Umgebungsluft steigt die Dichte im Ansaugrohr.



**Abbildung 2.1: Prinzip der Abgasturboaufladung.**

Nachteilig ist, dass die Temperatur der verdichteten Luft stärker ansteigt als der Druck. Um die Dichte der Luft nach Verdichter weiter zu steigern, wird ein Ladeluftkühler (LLK) zur Anhebung der effektiven Zylinderfüllung bzw. des Luftaufwands ( $\lambda_a$ ) eingesetzt.

In Folge der hohen Ladungsdichte bei Kompressionsbeginn und des hohen Verdichtungsverhältnisses ( $\epsilon$ ) werden hohe Verdichtungsenddrücke erreicht, die mit hohen Brennraumtemperaturen verbunden sind.

Bei Brennraumspitzentemperaturen von mehr als 2200 K erhöht sich die Menge an gebildeten Stickoxidverbindungen (NOx) überproportional. Dadurch erhöhen sich die darin enthaltenen Anteile von NO und NO<sub>2</sub> als Schadstoffe, die durch Reaktion des Stickstoffs bei der Verbrennung entstehen, [1]. Die NO<sub>x</sub>-Rohemissionen steigen damit im Motorbetrieb schnell mit der Steigerung des Mitteldrucks bzw. des Motordrehmomentes an.

### Maßnahmen zur Senkung der Verbrennungstemperatur

Um die NO<sub>x</sub>-Rohemissionen zu senken bzw. nicht weiter ansteigen zu lassen, wird die Verbrennungstemperatur durch verschiedene motorische Maßnahmen reduziert. U.a. werden die Einspritzzeitpunkte (Spritzbeginne – engl. Start Of Injection - SOI) nach den oberen Totpunkt (oT) verlegt. Eine weitere Maßnahme zur Senkung der Verbrennungsspitzen Temperaturen und des Sauerstoffangebotes im Brennraum ist der Einsatz von rückgeführtem Abgas. Insbesondere durch die Rückführung von gekühltem Abgas (AGR) werden die Verbrennungsrandbedingungen erheblich beeinflusst und die Brennraumspitzentemperatur signifikant gesenkt.

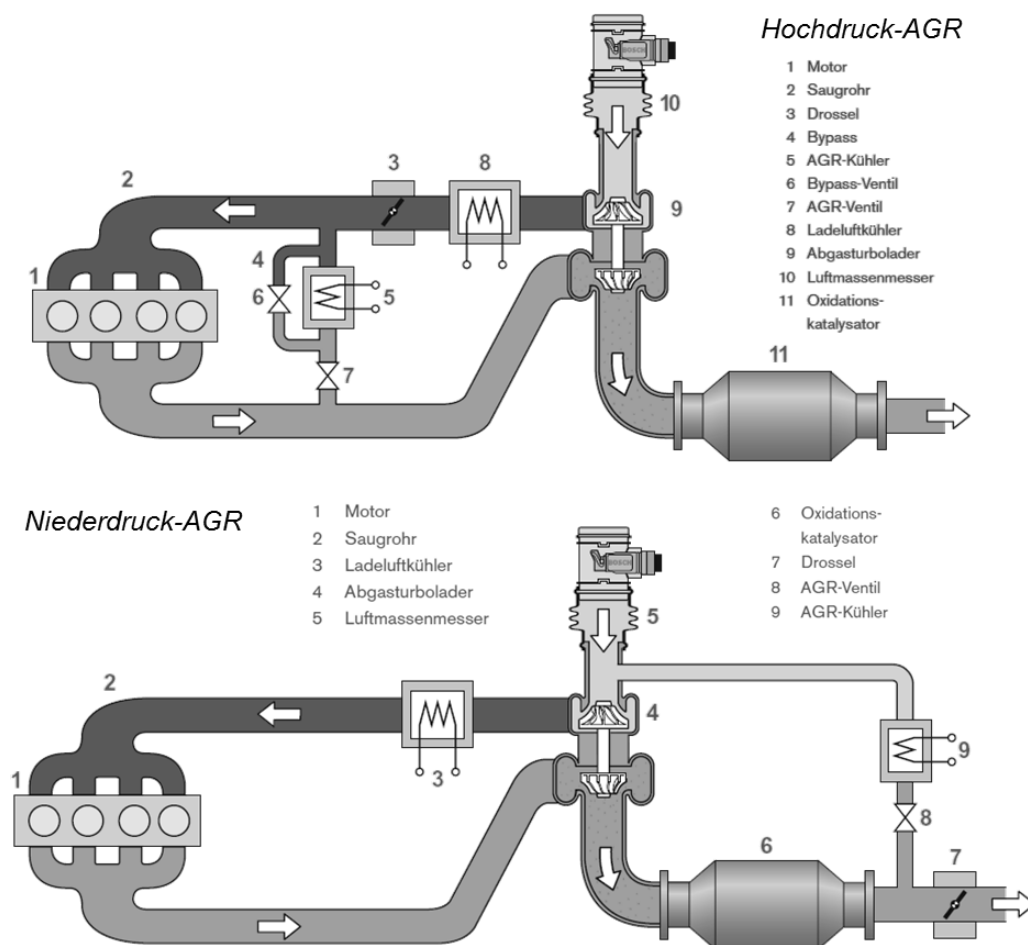


Abbildung 2.2: AGR Konzepte im Überblick. [2]



## Abgasrückführung

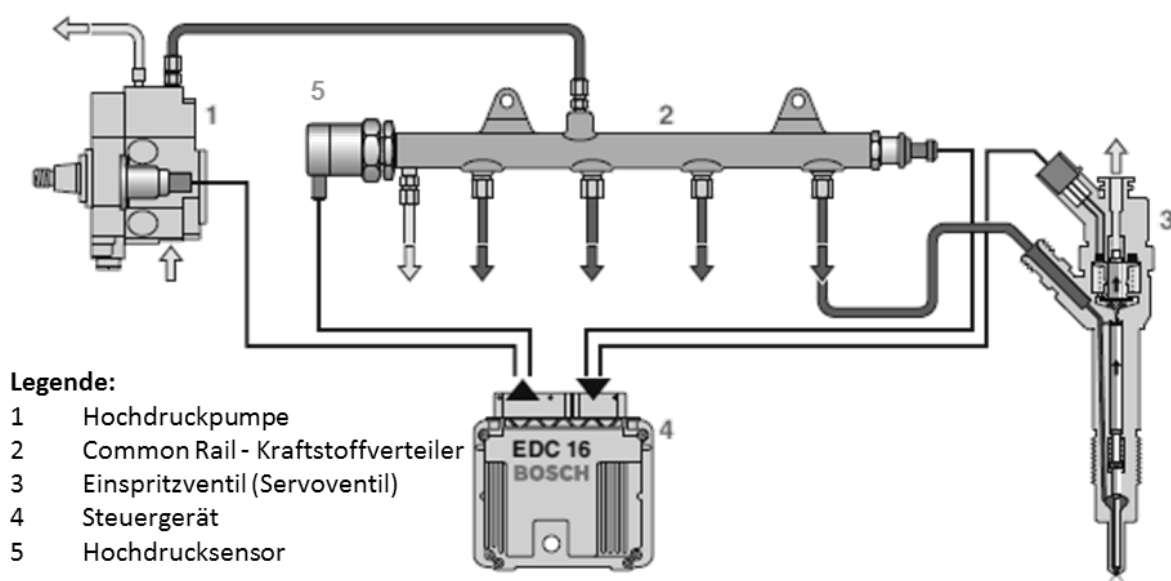
Mittels der AGR wird Abgas, das einen geringeren Sauerstoffanteil besitzt, zurück in den Brennraum geführt. Dabei wird in Hochdruck(HD)- und Niederdruck(ND)-AGR unterschieden. Die **Abbildung 2.2** zeigt beispielhaft den grundsätzlichen Aufbau der AGR-Systeme.

Das zurückgeführte Abgas erhöht die Temperatur des Ansauggemisches. Um den Einfluß auf die Dichte des Ansauggemisches klein zu halten, werden AGR-Kühler eingesetzt. Trotzdem sinkt der Isentropenexponent  $\kappa$  mit der AGR-Rate und die zuvor nahezu ideale Verdichtung bei  $\kappa = 1,44$  wird nicht erreicht. Der thermische Wirkungsgrad sinkt. Um die AGR-Rate steigern zu können, muss eine gleichmäßige Durchmischung der Ansaugluft mit dem zurückgeführten Abgas sichergestellt werden.

Bei Motoren mit kleinen Einzelhubvolumen ( $V_h$ ) werden u.a. durch Abschaltung eines Ansaugkanals der Drall im Brennraum und damit die verfügbare Turbulente Kinetische Energie (TKE) erhöht. Bei großen Zylinder- bzw. Bohrungsdurchmessern ( $D$ ) und großen  $V_h$  ist dies nicht möglich. Hier wird das TKE-Niveau durch den Einspritzdruck bzw. den Düsenjet selbst in den Brennraum eingetragen. [1]

## Maßnahmen zur Verbesserung der Aufbereitung des Brennstoff / Luftgemisches – Hochdruckeinspritzsystem

Die nachfolgende **Abbildung 2.3** zeigt den Aufbau eines modernen Hochdruckeinspritzsystems mit seinen Komponenten. Als Hochdruckpumpe kommen zumeist eine geregelte Hochdruckpumpe (z.t. Regelung der Zulaufmengen und/oder Druck) zum Einsatz. Die Einspritzventile werden als Servoventile von Magnetspulen angetrieben und erlauben bis zu 5 Einspritzvorgänge.

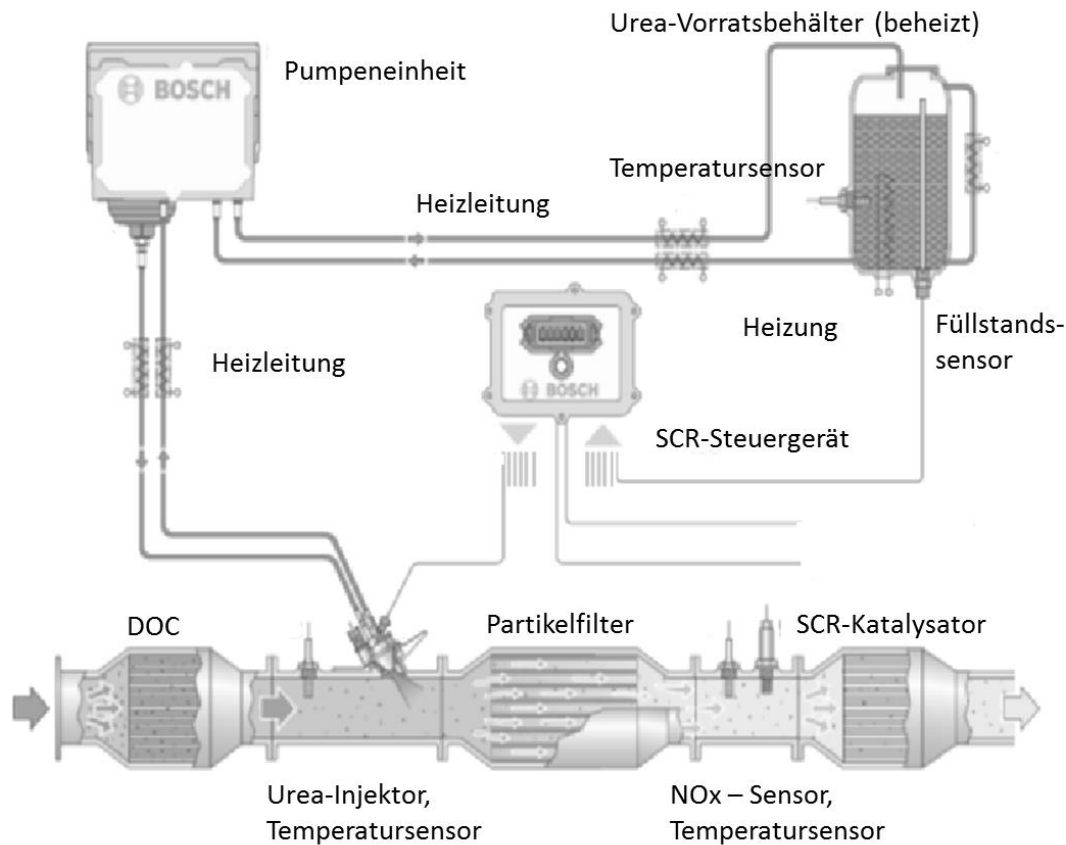


**Abbildung 2.3: Funktionsprinzip und Aufbau - Common Rail Einspritzsystem [2].**

Durch die Wahl des Einspritzzeitpunktes und die Aufteilung der Einspritzmenge in Pilot-, Haupt- und Nacheinspritzung wird der Brennverlauf beeinflusst und u.a. werden die  $\text{NO}_x$ - sowie die Ruß-Rohemission gesenkt. Zudem bieten die Common-Rail-Systeme (CR-Systeme) die Möglichkeit einer späten Nacheinspritzung zur Regeneration des Partikelfilters, da die Rail als Druckspeicher zwischen zwei Förderereignissen der Hochdruckpumpe dient. Zur Reduktion des Verbrennungsgeräusches, d.h. hohe Druckgradienten, bietet ein CR-System durch die Möglichkeit eine Pilot oder Voreinspritzung abzusetzen. Dadurch wird der Druckgradient bei der durch die Haupteinspritzung eingeleitet Verbrennung reduziert. In Folge der höheren Verdichtungsendtemperatur steigen dabei die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen an. [2]

### **Abgasnachbehandlungssystem**

Zur Reduktion der entstehenden Schadstoffe wird bei Dieselmotoren nach der Abgasnorm EU 6 oder Tier 4 oder später ein komplexes bzw. mehrteiliges AGN-System realisiert. Wie die nachfolgende **Abbildung 2.4** zeigt, besteht ein solches AGN-System zunächst aus einem DOC (Diesel Oxidation Catalyst). Der DOC reduziert die freien Kohlenwasserstoffe (HC) mit dem bei der Verbrennung entstehenden Kohlenmonoxid (CO) und dem Restsauerstoff ( $\text{O}_2$ ) bei der mageren Verbrennung exotherm um. Die Oxidation (exotherm HC-Oxidation mit dem Restsauerstoff) wird zur Generierung von Wärmeenergie (Enthalpie) genutzt. Für die Regeneration des sich anschließenden Partikelfilters und zur Bildung von  $\text{NO}_2$ . Das gebildete  $\text{NO}_2$  wird u.a. für die kontinuierlich Regeneration des Partikelfilters benötigt.

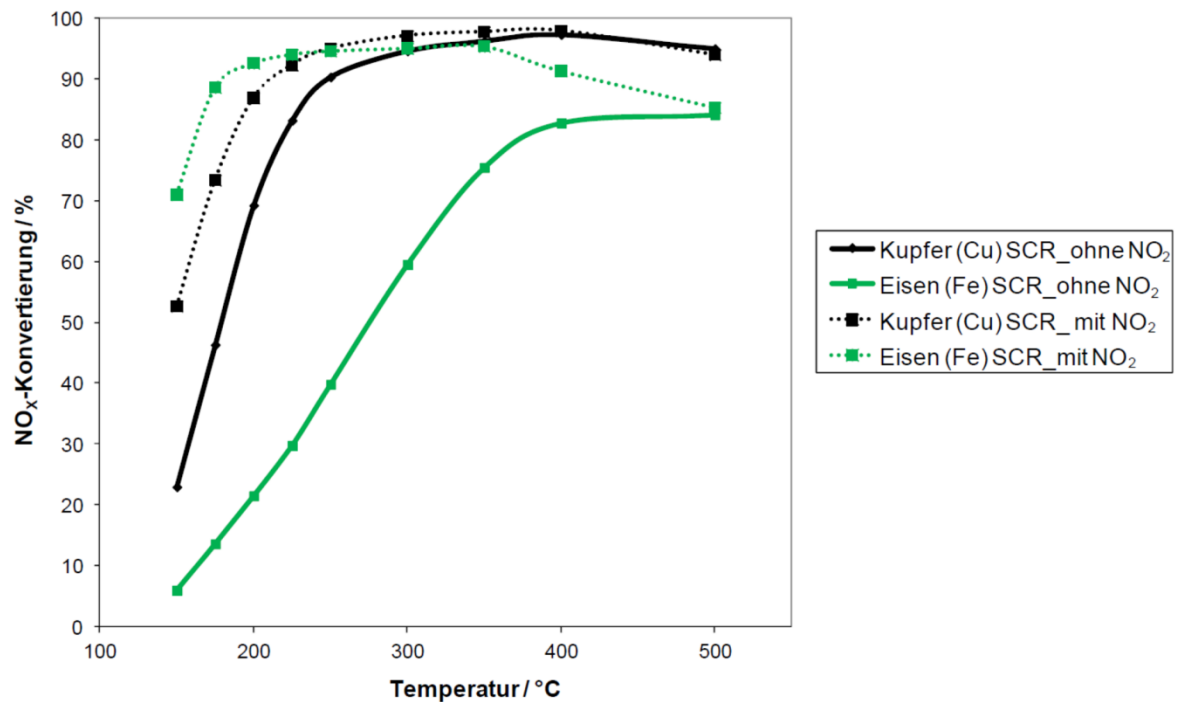


**Abbildung 2.4: Aufbau eines typischen EUVI Abgasnachbehandlungssystems  
(Bildquelle: Fa. BOSCH – entnommen bei Reif et al. [2])**

Die Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen wird abschließend durch katalytische Reduktion mit  $\text{NH}_3$  (Ammoniak) erreicht. Dabei wird eine wässrige Harnstofflösung, d.h. Urea (Handelsname Adblue®), mittels einer Dosiervorrichtung und einer optionalen Mischeinrichtung in den Abgasstrang nach dem DOC eingebracht. Die Urea-Reaktion zur Bildung von  $\text{NH}_3$ , das zur  $\text{NO}_x$ -Reduktion benötigt wird, erfolgt in einem mehrstufigen endothermen Prozess, bestehend aus Hydro- und Thermolyse [2], [4].

Die Reduktion der Stickoxide im SCR-Katalysator benötigt die Einhaltung eines definierten Temperaturfensters, um einen hohen Wirkungsgrad nahe an 95 % bei der Reduktion Stickoxidemissionen zu gewährleisten. Auch das Verhältnis von  $\text{NO}$  zu  $\text{NO}_2$  beeinflusst den erreichbaren Wirkungsgrad bzw.  $\text{NO}_x$ -Konvertierungsraten im SCR-System. [3]

Die Reduktion des  $\text{NO}_x$  im SCR-System erfolgt ab Temperaturen von  $T_{\text{Abgasmassenstrom}} > 150^\circ\text{C}$  am Eingang des SCR-Katalysators. Die nachfolgende **Abbildung 2.5**, entnommen bei Addo-Mensah et al. [3], zeigt einen beispielhaften Überblick zu den unterschiedlichen Konvertierungsraten in Abhängigkeit der Abgastemperatur und der  $\text{NO}_2$ -Konzentration im Abgasmassenstrom, sowie dem verwendeten Beschichtungstyp.



**Abbildung 2.5: NO<sub>x</sub> – Konvertierungsraten im AGN-System in Abhängigkeit der Abgastemperatur, der Beschichtung und der NO<sub>2</sub> Konzentration im Abgas. [3]**

In der Darstellung ist ersichtlich, dass Abgastemperaturen von mindestens  $T_{\text{Abgasmassenstrom}} > 250 \text{ °C}$  (z.B. Eisen SCR ohne NO<sub>2</sub>) benötigt werden, um eine hohe NO<sub>x</sub>-Konvertierungsrate zu erhalten. Ist das NO / NO<sub>2</sub> Verhältnis kleiner als 50 : 50, ist von einer Reduktion der Konvertierungsrate auszugehen. Die Wahl der Beschichtung oder die Anhebung des NO<sub>2</sub>-Angebotes erhöhen die NO<sub>x</sub>-Konvertierungsrate bei niedrigen Temperaturen erheblich. [3]

### Kritik zum Stand der Technik

Im innerstädtischen Betrieb von leichten Nutzfahrzeugen mit Dieselmotoren, die zur Verteilung von Waren und im wachsenden Lieferverkehr eingesetzt werden, z.B. durch Paketlieferdienste, wird im realen Verkehrsgeschehen, z.B. im Stop und Go bei Verkehrsstau, die Anspringtemperatur des SCR-Katalysators verkehrsbedingt in den meisten Fällen nicht erreicht. Der häufige Wechsel zwischen Leerlauf bzw. dem Betrieb bei niedrigem Motordrehmoment sowie Anfahrvorgängen und Laststößen mit schnellem Drehmomentaufbau führen zu niedrigen Konvertierungsraten im SCR-Katalysators bei hohen NO<sub>x</sub>-Rohemissionen. So werden NO und im DOC gebildeted NO<sub>2</sub> teils nicht vollständig reduziert oder unbehandelt ausgestoßen.

Der Einsatz der AGR zur Reduktion der NO<sub>x</sub>-Rohemissionen ist außerdem auch durch atmosphärische Randbedingungen limitiert. Kondensation in Folge hoher Temperaturgradienten, niedriger Abgastemperaturen und hoher Luftfeuchte führen im AGR-System zur Versottung und Verschmutzung. Zudem erfolgt bei transienten Fahrsituationen die Anpassung der gekühlten AGR zeitverzögert und

unvollständig. Die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen steigen damit in Folge hoher Lasten beim Beschleunigen stark an. Die Urea-Dosierung und  $\text{NH}_3$ -Bildung sind im transienten Betrieb nicht vollständig an die im Betrieb vorhandenen thermischen Randbedingungen, speziell beim schnellen Wechsel zwischen Zug- und Schubbetrieb, nur bedingt anpassbar.

Die Randbedingungen zur Regeneration des Partikelfilters, d.h. eine ausreichende Motordrehmomentanforderung und damit eine hohe Abgastemperatur über mehrere Minuten, werden im realen Stadtverkehr bzw. städtischen Liefer- und Verteilerbetrieb nicht immer erreicht. Hohe AGR-Raten reduzieren den inneren Wirkungsgrad und die Temperatur bzw. die Enthalpie des Abgasmassenstroms.

Zur Erreichung der notwendigen thermischen Randbedingungen wird zusätzlicher Kraftstoff eingesetzt, um die notwendige Enthalpie bzw. Temperatur des Abgasmassenstroms zu erreichen. Die effiziente Steuerung der Temperatur des Abgasmassenstroms ist somit Voraussetzung für die Erreichung hoher Wirkungsgrade der AGN und niedriger  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Die Temperatur des Abgasmassenstroms steigt mit fallenden Verbrennungsluftverhältnis<sup>7</sup> an. Ein niedriger realer Kraftstoffverbrauch, d.h. ein hohes Verbrennungsluftverhältnis, wird dagegen zur Einhaltung der weltweiten  $\text{CO}_2$ -Klimaschutzziele benötigt. Damit ergeben sich teils gegensätzliche Auswirkungen. Die Optimierungen zur Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Emissionen haben zu Folge, dass der Kraftstoffverbrauch und damit die  $\text{CO}_2$ -Emissionen ansteigen.

---

<sup>7</sup> Mit dem Verbrennungslambda wird der Meßwert, der zusätzlich im Abgasstrang platzierten Breitband Lambdasonde ermittelt wird bezeichnet. Da Dieselmotoren keine Überschneidung und damit vernachlässigbare Spülverluste besitzen, widerspiegelt dieser Wert näherungsweise das relative Verbrennungsluftverhältnis (angesaugte Frischluftmasse/eingesetzter Kraftstoffmasse). Im weiteren Verlauf der Ausarbeitung wird der ermittelte Messwert teils als Verbrennungslambda bezeichnet bzw. dargestellt.

Wirkungsgrad und Kraftstoffverbrauch:

- Abgasgedrücke durch aufwendige AGN reduzieren den Wirkungsgrad von Abgasturboaufladung und Motorprozess.
  - Hohe AGR-Raten bis zu 60 % zur  $\text{NO}_x$ -Rohemissionsabsenkung reduzieren den inneren Wirkungsgrad.
  - Ansteigende Einspritzdrücke und Zylinderspitzen drücke erhöhen die Reibung, verbessern aber den inneren Wirkungsgrad.
- ➔ **Spez. Kraftstoffverbrauch ( $b_e$ ) und damit  $\text{CO}_2$ -Emissionen steigen.**

Abgastemperatur und Effizienz der Abgasnachbehandlung:

- Hohe Verbrennungslambdas  $\lambda_v$  oder hohe AGR-Raten ergeben niedrige Abgastemperaturen.
- Die Mindestfunktionstemperatur des DOC  $T_{\text{Abgasmassenstrom\_min}} > 250 \text{ °C}$  oder des SCR-Katalysators wird nicht erreicht,
- **Das Temperaturfenster zur optimalen  $\text{NO}_x$ -Reduktion im SCR-System von  $230 \text{ °C} < T_{\text{Abgasmassenstrom}} < 540 \text{ °C}$  ist stets einzuhalten,**

Zusammenfassung:

- ➔ **Funktion und Wirkungsgrad der Abgasnachbehandlung ( $\text{NO}_x$ -Reduktion) sind im Bereich niedriger Motordrehmomente eingeschränkt bzw. begrenzt wirksam.**
- ➔ **Eine weitere Absenkung der Emissionsgrenzwerte (z.B.  $\text{NO}_x$ -Emissionen) und Ausweitung der überwachten Kennfeldbereiche erfordert zusätzliche motorische Maßnahmen zur Darstellung der notwendigen Mindestfunktionstemperaturen. Dafür eingesetzter Kraftstoff erhöht die  $\text{CO}_2$ -Emissionen. [6]**

### 3. Zielsetzung der Arbeit

Aus dem Stand der Technik wird die notwendige Weiterentwicklung der Dieselmotoren erkennbar. Die weitere Absenkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen des Dieselmotors ist zur Sicherstellung der urbanen Transportaufgaben in unserer Gesellschaft eine vordringliche Aufgabe.

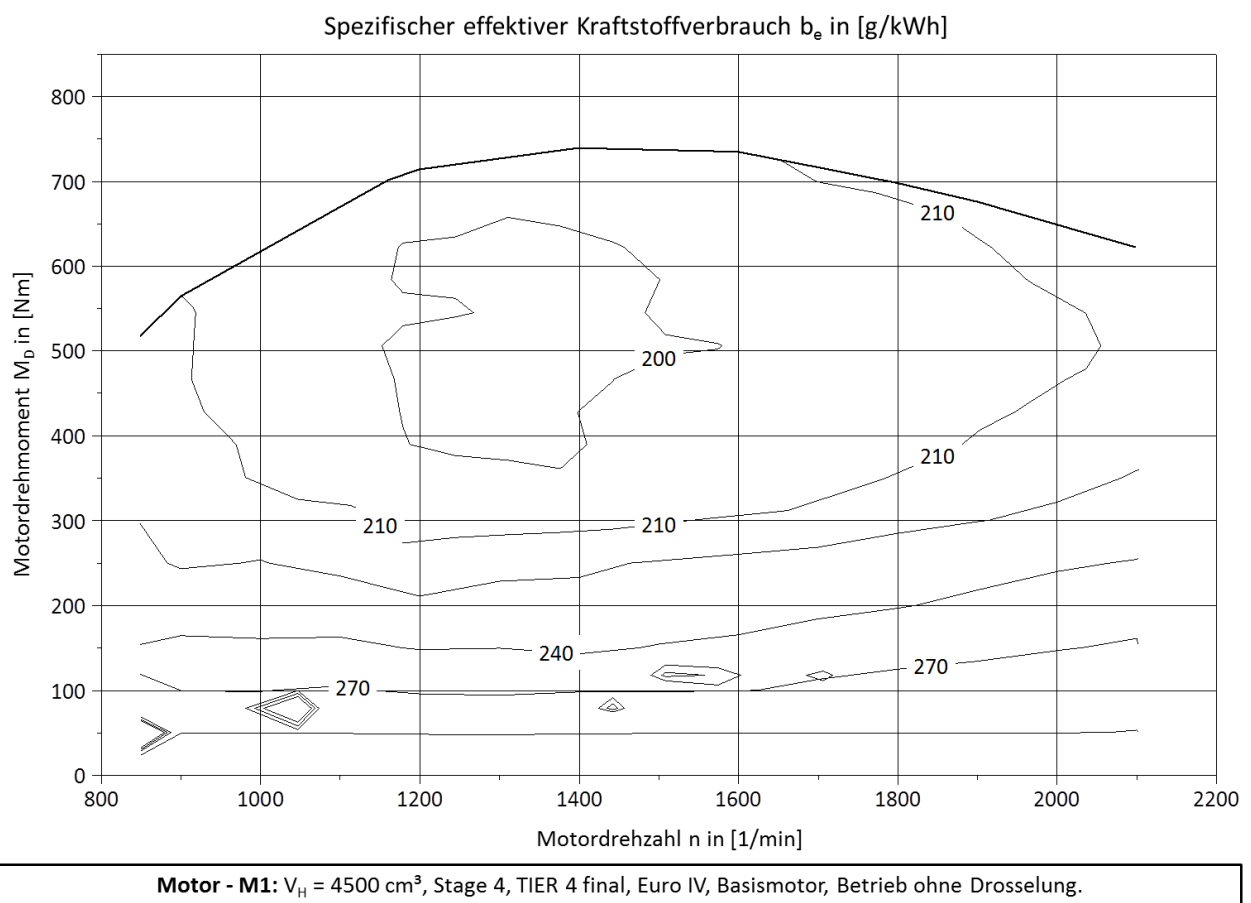
Dazu ist es notwendig, dass die NO<sub>x</sub>-Emissionen unter allen atmosphärischen und realen Fahrbedingungen gesenkt bzw. die vorgeschriebenen Grenzwerte eingehalten werden. Bei kleinen Motordrehmomenten ist es damit notwendig, die Temperatur bzw. Wärmemenge, die zum Erreichen der Funktionstemperaturen oder hoher Wirkungsgrade in der AGN notwendig sind, bereitzustellen.

Dazu muss der technische Widerspruch zur Bereitstellung einer ausreichend großen Temperatur und Enthalpie im Abgasmassenstrom bei einem reduzierten bzw. niedrigen Kraftstoffeinsatz gelöst werden.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist eine nachhaltige Absenkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen kleiner Nutzfahrzeuge (z.B. Lieferfahrzeuge für den Innerstadtbereich) im Realbetrieb und möglichst eine Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen, besonders im dynamischen urbanen Fahrbetrieb, durch eine flexible Steuerung des Verbrennungsluftverhältnisses und damit der Temperatur des Abgasmassenstroms zu erreichen.

#### 4. Konzeption der Umsetzung

Für leichte Nutzfahrzeuge und Arbeitsmaschinen werden typischerweise Dieselmotoren mit einem Hubvolumen  $V_H > 2800 \text{ cm}^3$  bis  $5800 \text{ cm}^3$  als Vierzylindermotoren ausgeführt. Diese Motorgattung stellt mit Abstand die größte Anzahl der weltweit produzierten Dieselmotoren für Nutzfahrzeuge (Nfz) dar. Um eine Reduktion des spezifischen Kraftstoffverbrauchs zu erreichen, werden verschiedene Maßnahmen, z.B. die Reduktion der Reibung oder eine Verbesserung der Brennverfahren, bereits umgesetzt. Der Einsatz der CR-Systeme, die Steigerung der Wirkungsgrade von Turboladern und Ladeluftkühlung haben in den letzten Jahren zur Reduktion des spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauchs ( $b_e$ ) geführt. Die nachfolgende **Abbildung 4.1** zeigt den erreichten spezifischen eff. Kraftstoffverbrauch im Kennfeld (KF) von Motordrehmoment ( $M_D$ ) und Motordrehzahl ( $n$ ).



**Abbildung 4.1: Beispiel für ein Verbrauchskennfeld, spez. eff. Kraftstoffverbrauch - Reihenvierzylinder Dieselmotor für leichte Nutzfahrzeuge.**

Zu erkennen sind die große Breite des Bereiches mit einem niedrigen  $b_e$  Wert von ca.  $b_e = 210 \text{ g/kWh}$ . In vielen Anwendungen werden die Motoren bei sehr niedrigem Motordrehmoment, im Beispiel bei  $M_D < 150 \text{ Nm}$  oder im Leerlauf, betrieben. Dies ist u.a. bei Fahrzeugen im Lieferverkehr im innerstädtischen Bereich der Fall. Die Häufigkeit der Lastbereiche variiert je nach Anwendung und mit der Beladung.



Häufige Leerfahrten und Stop&Go-Betriebe erhöhen den realen Verbrauch und die Emissionen. Deshalb werden speziell für den Bereich kleiner Motordrehmomente Konzepte zur weiteren Absenkung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs benötigt. In den letzten Jahren ist der Trend zum Downsizing zu beobachten. Steigende spezifische Drehmomente, verbunden mit einer Reduktion der spezifischen Verluste bei der Verbrennung und dem Anstieg der minimalen Motordrehmomente im Betrieb erhöhen jedoch die

NO<sub>x</sub>-Rohemissionen und die Abgastemperaturen.

Der Arbeitspunkt eines Verbrennungsmotors ist durch das abgegebene Motordrehmoment bei einer Motordrehzahl definiert. Die abgegebene effektive Motorleistung ( $P_e$ ) wird durch Multiplikation des Motordrehmomentes ( $M_D$ ) mit der Kreisfrequenz ( $\omega$  in [1/s]) errechnet. Wenn man diesen Zusammenhang mit dem mittleren effektiven Druck darstellt, entsteht nach **Formel (4.1)** ein Bezug zur Zylinderanzahl ( $z$ ) und zum Zylinder-Hubvolumen ( $V_h$ ).

$$\eta_e * P_{therm} = P_e = M_D * \omega = \frac{p_{me} * V_h * z * n}{30} [kW] \quad (4.1)$$

Nach Golloch et al. [4] wird das Motor-Downsizing als Begriff oft für das **Statisches Downsizing**, d.h. einer Verringerung des Hubvolumens und/oder der Zylinderanzahl verwendet. Nach der in **Formel (4.1)** gezeigten Beziehung erhöht sich somit das Motordrehmoment  $M_D$ , wenn die Motordrehzahl verringert wird und die gleiche eff. Motorleistung abgegeben werden soll. Erfolgt die Reduktion der Zylinderanzahl oder des Hubvolumens, erhöht sich entsprechend der geforderte effektive Mitteldruck  $p_{me}$ . Werden die Zylinderanzahl im Betrieb bedarfsgerecht zu- und abgeschaltet, spricht man vom **Dynamischen Downsizing**.

Der Begriff **Motor-Downspeeding** wird zur Beschreibung der Steigerung der inneren Last je Zylinder und gleicher abgegebener effektiver Leistung bei Absenkung der Motordrehzahl verwendet. Dies ist u.a. bei großen Dieselmotoren für den stationären Betrieb eine übliche Methode, um die Ausnutzung des Aggregates im Verhältnis zum geforderten stationären Lastpunkt zu optimieren. Auch wird damit versucht, den Lastpunkt für einen großen Anteil im Dauerbetrieb in einen Bereich mit dem besten spezifischen Kraftstoffverbrauch zu verschieben. Oft wird dies durch die möglichen Abtriebs- oder Antriebsdrehzahlbereiche (z.B. Getriebespreizung) der Anwendung begrenzt.

Für die Anwendung im leichten Nutzfahrzeug ist die weitere Reduktion der Motordrehzahlen oder des Hubvolumens zur Senkung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs heute nicht mehr möglich. Grund dafür sind die notwendigen Anfahrtdrehmomente sowie die Zylinderspitzen druckbegrenzung bei den verwendeten Motoren. Die hohe Dynamik beim Einsatz im innerstädtischen Lieferverkehr erlaubt lediglich den Einsatz von moderaten AGR-Raten, da eine schnelle AGR-Regelung nur bedingt möglich ist. Um bei Bedarf hohe Motordrehmomente realisieren zu können und gleichzeitig niedrige spezifische

Kraftstoffverbrauchs zu erreichen, ist das dynamische Downsizing, d.h. Zylinderabschaltung als Alternative zu evaluieren. Das dyn. Downsizing wird auch als **dynamische Lastpunktverschiebung** (dyn. LPV) bezeichnet. Die Umsetzung muss an die spezifischen Anforderungen beim Einsatz in leichten Nutzfahrzeugen und Arbeitsmaschinen angepasst werden. Ein Konzept zur dyn. LPV muss im Realbetrieb eine Reduktion der CO<sub>2</sub>- und NO<sub>x</sub>-Emissionen ermöglichen.

Bei Ottomotoren werden bereits durch die dynamische Lastpunktverschiebung hohe Kraftstoffeinsparungen im Betrieb mit niedrigen Motordrehmomenten bzw. im Teillastbetrieb erreicht.

#### **Dyn. LPV bei Ottomotoren im Vergleich**

Durch dyn. LPV werden bei etlichen ausgeführten Ottomotoren bereits Kraftstoffverbrauchsvorteile in der Teillast erzielt. Als Ergebnisse werden, z.B. beim EA211\_EVO-Motor der Firma Volkswagen, ein spezifischer Kraftstoffverbrauch von  $b_e = 275\text{g/kWh}$  in dem für PKW Motoren typischen Vergleichspunkt von  $n = 2000\text{ 1/min}$  und  $p_{me} = 2\text{ bar}$  spezifiziert. [5], [6].

Bei Middendorf et al. [5] wird u.a. dargestellt, was durch die vollständige Reduktion der Ladungswechsel (LdW) - Verluste bzw. vollständiger Entdrosselung beim Ottomotor durch dyn. LPV eine reale Reduktion des Kraftstoffverbrauchs im Fahrbetrieb erreicht wird. Der spezifische Kraftstoffverbrauch im Bereich niedriger Motordrehmomente erreicht insbesondere im Nachfolgemotor EA211\_EVO niedrige Werte und konnten im Bereich mittlerer Motordrehzahlen weiter gesenkt werden. Ein Leerlauf im Abschaltbetrieb wird nicht dargestellt.

#### **4.1. Literaturrecherche**

Die Realisierung einer inneren LPV mittels Zylinderabschaltung, d.h. dyn. LPV beim Dieselmotor ist naheliegend allerdings noch wenig untersucht. Die wenigen Hinweise und Veröffentlichungen zur dyn. LPV sind nachfolgend kurz beschrieben. Die vergleichsweise große Anzahl von Veröffentlichungen zur dyn. LPV bei Ottomotoren ist nachfolgend als Zusammenfassung dargestellt.

##### **Literatur zur dynamischen LPV beim Ottomotor**

Die dyn. LPV ist für Ottomotoren bei PKW-Anwendungen bereits in einigen Serienfahrzeugen verfügbar. Die Erfahrungen bei der Realisierung bzw. die Ergebnisse der dyn. LPV für Ottomotoren werden in der Literatur beschrieben. Diese Informationen können teilweise auch für die Entwicklung und Qualifikation bei Dieselmotoren herangezogen werden. Die bekannten Veröffentlichungen sind im Wesentlichen in drei Gruppen unterteilbar.

In der ersten Gruppe der Veröffentlichungen zu ausgeführten Motoren finden sich wie z.B. bei Middendorf et al. [5] die Beschreibung der Motoren, Komponenten und erreichten Kraftstoffeinsparungen in definierten Zyklen, z.B. dem NEDC. Bei Lauer [7] et al. wird die drosselfreie

Laststeuerung zur Senkung der Drosselverluste der LPV mittels Zylinderabschaltung gegenübergestellt. Bei der verfügbaren Literatur zu den Motoren reicht das Spektrum der Darstellung von 4- bis hin zu 12-Zylinder-Pkw-Ottomotoren.

In einer zweiten Gruppe werden die Komponenten bzw. Ventiltriebskomponenten und Verfahren zur Ab- und Zuschaltung der Ladungswechselventile beschrieben. Dabei werden im Wesentlichen drei Arten hydraulischer Schaltelemente beschrieben. Diese Arten sind die schaltbaren Rollenschlepp- oder Kipphebel, schaltbare Ventiltasse und die schaltbaren hydraulischen Ausgleichselemente (HVA). Beispiele für die geschalteten Nocken nach dem sogenannten Schiebenockenprinzip sind u.a. im Buch zu Ventiltriebskomponenten der Mahle GmbH et al. [8] zu finden. Dabei ist zum Einen der Schiebnocken selbst und/oder der elektrische Aktuator in den Veröffentlichungen zu finden. [9]

Als dritte Gruppe von Veröffentlichungen lassen sich Konferenzbeiträge und Journalartikel in Bezug auf Entwicklungsfragestellungen zusammentragen. Dazu zählen u.a. die Auslegung von Lagern und das NVH-Verhalten. Weitere Beiträge beschäftigen sich mit neuen Methoden zum Betrieb. So werden bei Scheidt et al. [10] und Pagliari et al. [11] Verfahren zum Betrieb von Dreizylindermotoren mit Zylinderabschaltung vorgestellt und diskutiert.

Dabei werden die Betrachtungen auf Ottomotoren bezogen, die typischerweise ohne hohe externe AGR-Raten auskommen. Ein weiterer Aspekt zu möglichen zukünftigen Betriebskonzepten und Technologien, ist die rollierende Abschaltung. Damit wird die Abschaltung einzelner Zylinder in Zündfolge und ohne feste Abschaltmuster bezeichnet. Bei Scheidt et al. [10] werden die Vorteile und Grenzen der rollierenden Abschaltung bei 3- und 4- Zylindern aufgezeigt. Die rollierende Abschaltung bei Ottomotoren wurde erstmals durch die Firma Tula Technology Invest in Kalifornien durchgeführt. Ein Vorteil der rollierenden Abschaltung ist das verbesserte NVH-Verhalten.

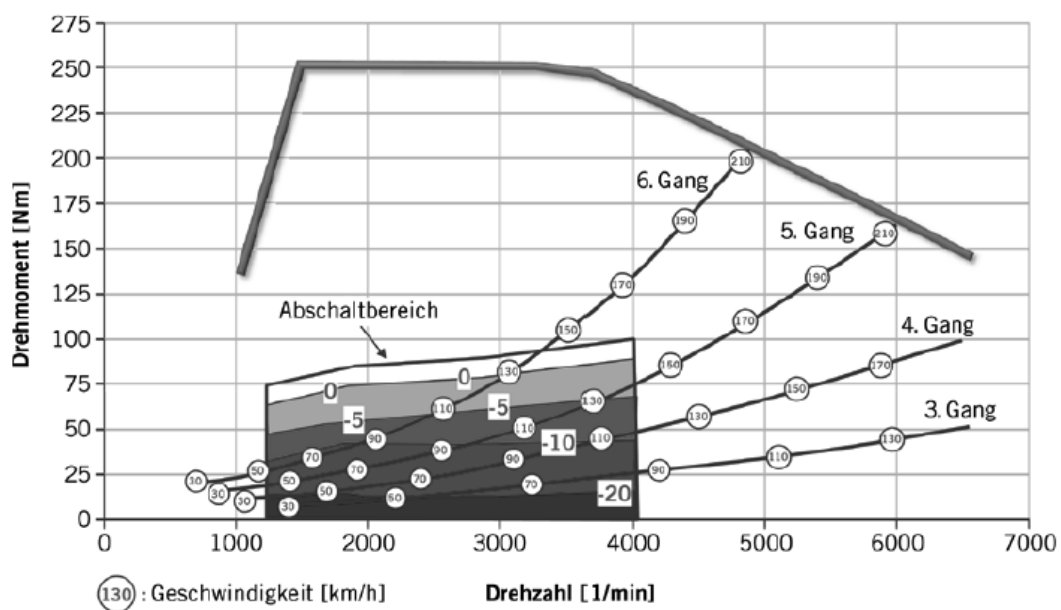
Als Zusammenfassung der Auswertung vieler Patente und Aussagen in den Veröffentlichungen zum Ottomotor können folgende Kritikpunkte an den typischen konventionellen 4-2-Zylinder, 8-4- oder 6-3-Zylinder-Abschaltkonzepten bei PKW-Ottomotoren herausgestellt werden:

- Der mögliche Motordrehmomentenbereich und das fahrbare Drehzahlband bei Motoren mit niedriger Zylinderanzahl sind stark eingeschränkt. U.a. ist kein Abschaltbetrieb im Leerlauf bei Vierzylindermotoren möglich.
- Die Drehungleichförmigkeiten infolge des höheren Zündabstandes, insbesondere beim Betrieb im Bereich niedriger Motordrehzahlen, erfordern Zusatzmaßnahmen, wie z.B. Erhöhung der Massenträgheit der Schwungräder, spezielle Drehschwingungsdämpfer oder eine Drehzahlanhebung.
- Durch sinkende Luftmassenströme ergeben sich Nachteile im Aufladesystem. Arbeitspunkte mit reduziertem Turboladerwirkungsgrad und unzulässige Betriebspunkte, z.B. das Phänomen

des Pumpens der Turbine durch einen niedrigen Abgasmassenstrom, werden in der Literatur beschrieben. [4], [12]

- Die Startbarkeit im Abschaltbetrieb ist nicht sichergestellt bzw. es die notwendige Startendrehzahl erhöht werden, oder der Start mit abgeschalteten Zylindern ist nur mit Komforteinbußen realisierbar.
- Häufiges Umschalten zwischen Vollmotor- und Abschaltbetrieb reduzieren das Potential zur Kraftstoffverbraucheinsparung im Realfahrbetrieb.

Die nachfolgende **Abbildung 4.2** zeigt beispielhaft den möglichen KF-Bereich mit Zylinderabschaltung beim Ottomotor.



**Abbildung 4.2: Typischer Last / Drehzahlbereich bei dyn. Lastpunktverschiebung bei Vierzylinder- Ottomotoren. [5]**

#### Literatur dynamische LPV - Dieselmotor

Aus den wenigen vorliegenden Texten und den zugänglichen Veröffentlichungen lassen sich die folgenden Punkte zur dyn. LPV im Überblick entnehmen.

Eine Veröffentlichung von Pillai et al. [13] als SAE-Paper im Jahr 2015 kommt zu dem Schluß, daß bei hohen Motordrehzahlen und niedrigen Motordrehmomenten die Reduktion des spez. Kraftstoffverbrauchs möglich ist. Die dargestellten Ergebnisse basieren auf Analysen mittels einer 1D- Simulation (GT-suite / Power) und experimentellen Untersuchungen an einem Reihensechszylinder-Nfz-Motor der Fa. ISUZU mit  $V_H = 7785 \text{ cm}^3$ .

Die Ergebnisse zeigen niedrigere spezifische  $\text{NO}_x$ -Emissionen, die aufgrund einer späteren Einspritzung der Anteil an der diffusen Verbrennung ansteigt. Z. B. bei einer Motordrehzahl von  $n = 2100 \text{ 1/min}^8$  und einem Motordrehmoment bis  $M_{D\_max} < 25\% \text{ Nm}$ . Durch dyn. LPV (symmetrische Zylinderabschaltung) bei dem untersuchten Motor wird eine Reduktion des spezifischen Kraftstoffverbrauchs von bis zu 19 % erreicht.

Reduzierte  $L_dW$ -Verluste bei kleinen Motordrehmomenten und Verluste im Ladeluftkühler bei fast identischer Reibung werden als Gründe für die Reduktion des spez. Kraftstoffverbrauchs genannt. Des Weiteren werden höhere Abgastemperaturen von bis zu 150 K ermittelt. Eine Erhöhung der Abgastemperatur um bis zu 69 % im Leerlauf wird dargestellt. Der Hinweis, dass die Enthalpie des Abgasmassenstroms bei Abschaltung von Zylindern abnimmt, ist in diesem Beitrag bereits enthalten.

Im Jahr 2015 wurden Ergebnisse von Monschein et al. [14] zur Zylinderabschaltung bei einem Sechszylinder-Reihenmotor der Firma Liebherr (D936 A7) veröffentlicht. Eine Reduktion des spezifischen Kraftstoffverbrauchs um 3,4 % im gewählten spezifischen Lastprofil eines Radladers wird in diese Veröffentlichung ausgewiesen. Hierbei wird auf den Gewinn an Abgastemperatur von bis zu 200 K und die Aufrechterhaltung der Funktion der AGN im speziellen Lastprofil hingewiesen. Die Notwendigkeit der Androsselung auf der Abgasseite zur Anhebung der Abgastemperatur bei niedrigen Motordrehmomenten wird reduziert. Abhängig vom Lastpunkt wird somit ein realer Kraftstoffverbrauchsvorteil realisiert. Die Emissionsstufe des Basismotors entspricht der Stufe IV / US Tier 4 final für Non-Road-Machines. Trotz steigender  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen können mit dem verwendeten sogenannten SCR-only-System die Emissionsgrenzwerte eingehalten werden.

Methfessel et al. [15] fasst im Beitrag zum Aachener Motorkolloquium die Ergebnisse zur Simulation eines Motordownsizing für Nutzfahrzeuge zusammen. Das verwendete analytische Modell erfasst die thermodynamischen Phänomene sowie ausgewählte Kenngrößen und die geänderte Reibung, die letztendlich den erreichbaren Kraftstoffverbrauch beeinflussen, zusammen. Eine potentielle Reduktion des spez. Kraftstoffverbrauches durch die Reduktion der Zylinderanzahl um ca. 3 % wird hier benannt.

In einer Veröffentlichung von Zamit et al. [16] werden im Jahr 2014 erste Ergebnisse aus durchgeführten Motorsimulationen und Motorversuchen an einem Vierzylinder Dieselmotor mit  $V_H = 2.2\text{l}$  dargestellt. Hier werden im 4-2-Zylinder-Betrieb im Betrieb mit niedrigen Drehmomente bei einer Motordrehzahl  $n = 1500 \text{ 1/min}$  Vorteile bzgl. der Abgastemperatur und des spez. Kraftstoffverbrauchs bis  $p_{me} < 3 \text{ bar}$  aufgezeigt.

Im Beitrag von McCarthy et al. [16] im Jahr 2017 auf dem Internationalen Motorenkongress in Baden-Baden werden Ergebnisse von analytischen und Motorprüfstandsuntersuchungen vorgestellt. In dem

---

<sup>8</sup> Grenzdrehzahl  $n_{max} = 2450 \text{ 1/min}$

Beitrag wird eine Verlängerung der Auslasssteuerzeit um bis zu  $-90 \text{ }^\circ\text{KW}$  dargestellt, die zu einem spez. Kraftstoffverbrauchsnachteil von bis zu 22 % führt, allerdings eine Anhebung der Abgastemperatur bei Leerlauf von bis zu 22 % ergibt. Bei kleinen Motordrehmomenten werden immerhin noch ca. 20 % höhere Abgastemperaturen festgestellt, was mit einer signifikanten Wirkungsgradverschlechterung verbunden ist.

Die im weiteren Verlauf des Artikels von McCarthy dargestellte Zylinderabschaltung an einem Sechszylinder-Reihenmotor zielt auf den verbesserten Kompromiss bei der notwendigen Anhebung der Abgastemperatur. Die für den Bereich niedriger Motordrehmomente dargestellten Messergebnisse zur Verbesserung des spez. Kraftstoffverbrauchs zeigen z.B. im Leerlauf mit Zylinderabschaltung. Eine Reduktion des spez. Kraftstoffverbrauches um bis zu 25 % gegenüber dem Betrieb mit Androsselung zur Erhöhung der Abgastemperatur wird im Artikel dargestellt. Die Anhebung der mittleren Abgastemperatur um ca. 63 K bei einer Verschlechterung des spez. Kraftstoffverbrauches von 3 % gegenüber dem Vollmotorbetrieb wird ebenfalls dargestellt. Dies ist verglichen mit den konventionellen Maßnahmen, z.B. der Androsselung mit  $\Delta b_e > 35 \%$ , vergleichsweise gering. Für die Kombination mit einem späten Schließen des Einlassventils und interner AGR, kombiniert mit Zylinderabschaltung, wird eine mögliche Reduktion des spez. Kraftstoffverbrauchs von 34 bis 35 % bei kleinen Motordrehmomenten und im Leerlauf genannt.

In einem Artikel von Mo et al. [17] wird, ebenfalls die Zylinderabschaltung an einem Reihensechszylinder-Motor mit mechanischer Aufladung, untersucht. Insbesondere bei effektiven Mitteldrücken bis  $p_{me} < 4 \text{ bar}$  werden Kraftstoffverbrauchsvorteile von bis zu 17 % sowie im Leerlauf von bis zu 26 % aufgezeigt. Allerdings wird darauf verwiesen, dass die mechanische Aufladung nicht mehr zum Schluckverhalten der Kolbenmaschine passt und damit höhere Lastpunkte und AGR-Raten nicht mehr darstellbar sind.

Bei Temp et al. [18] und Schneider et al. [19] werden die Zusammenhänge der Verwendung variabler Ventilsteuerzeiten und Ventilhübe beim Dieselmotor bezüglich des Ladungswechsels und damit verbundenen Kraftstoffverbrauchsvorteile dargestellt. Es findet sich hier der Hinweis des Spannungsfeldes zwischen der AGR-Rate und den Drosselverlusten. Eine höhere AGR-Rate senkt den Kraftstoffverbrauchsvorteil, da der innere Wirkungsgrad sinkt obwohl die Ladungswechselverluste sinken.

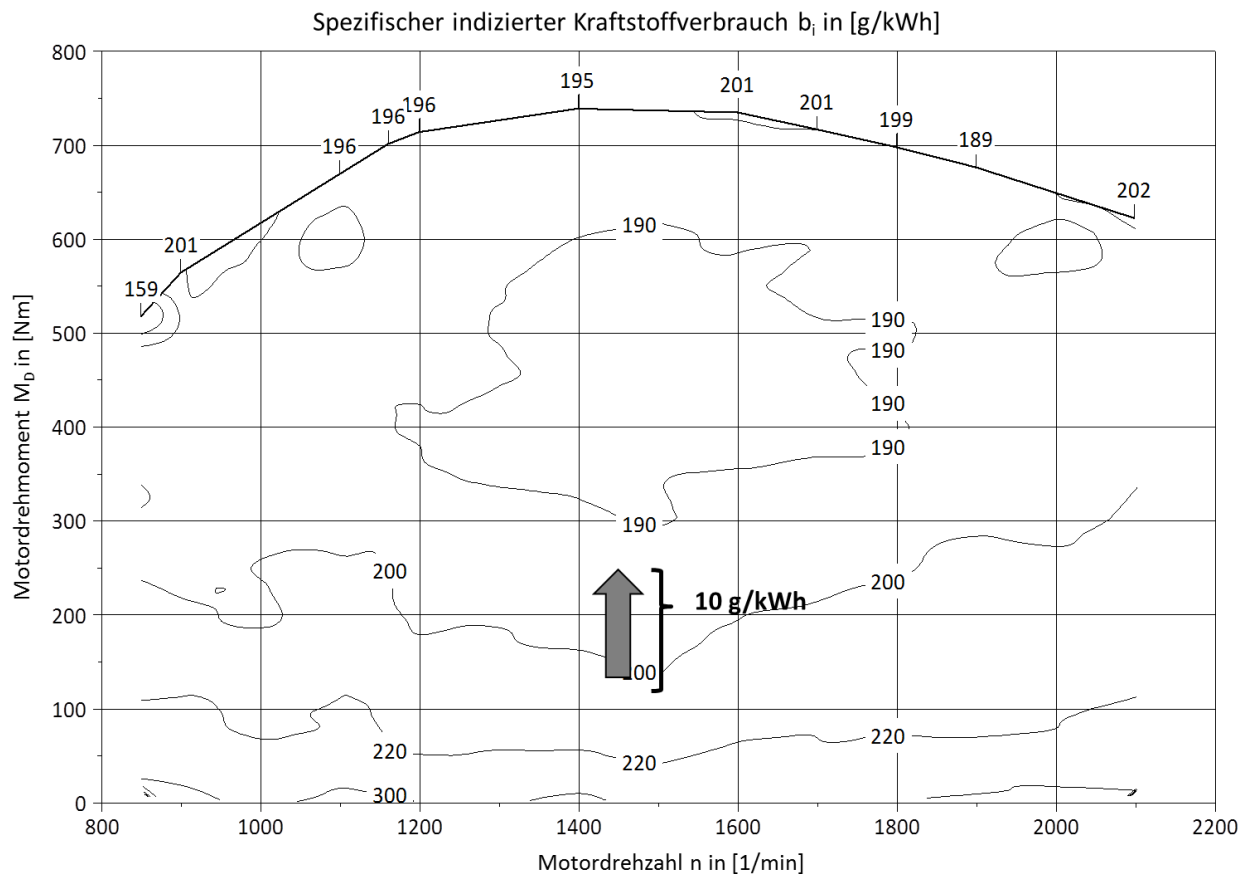
Ein weiterer Ansatz zur dynamischen LPV bei Dieselmotoren wird u.a. bei Bergmaier et al. [20] und bei Doller et al. [21] beschrieben. Durch Teilmotorabschaltung wird eine Trennung in Teilmotoren mit zwei Zylindern bei einem Vierzylindermotor erreicht. Dies bietet bzgl. der Maschinendynamik und der Aufladung sowie der Luft- der Abgasführung Vorteile. In den Beiträgen wird auch auf die Kritikpunkte,

z.B. die Kopplung und die dynamische Zu- und Abschaltung, eingegangen. Das Prinzip der Teilmotorabschaltung ist grundsätzlich nicht neu. Bei langsam laufenden Schiffsmotoren durchaus üblich und in Serien umgesetzt werden Teilmotoren über, beispielsweise mittels Klauenkupplungen, für Wartungszwecke und bei niedrigem Motordrehmomentbedarf, getrennt. Der bei Doller beschriebene Ansatz bzw. Aufbau des Vierzylindermotorkonzepts mit Teilung ist für einen Ottomotor beschrieben. Auf die Übertragbarkeit der Ergebnisse für einen Dieselmotor wird hingewiesen.

#### ***4.2. Konzept der dyn. LPV beim Dieselmotor***

Zusammenfassend aus den Betrachtungen zur dyn. LPV beim Ottomotor und den Aussagen aus den wenigen verfügbaren Veröffentlichungen zum Dieselmotor wird das folgend beschriebene Konzept für einen Vierzylindermotor zur Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen abgeleitet. In Abgrenzung zum Stand in der Literatur, in der ausschließlich die Zylinderabschaltung beim Dieselmotor in der Bauart als Sechszylinderreihenmotor untersucht wurde, wird im Folgenden die dyn. LPV bei Vierzylinder Dieselmotoren betrachtet.

Ein Überblick zum möglichen Potential bzgl. ind. Kraftstoffverbrauchs beim Dieselmotor durch innere Lastpunktverschiebung ist in der nachfolgenden **Abbildung 4.3** dargestellt. Diese zeigt im relevanten Lastbereich eine maximal mögliche Reduktion des ind. Kraftstoffverbrauchs von ca. 10 g/kWh beispielsweise durch eine innere Lastpunktverschiebung. Insbesondere bei einem Betrieb mit niedrigen Motordrehmomenten wie es für städtischen und urbanen Lieferverkehr typisch ist.



**Abbildung 4.3: Darstellung des möglichen Potentials durch innere Lastpunktverschiebung.**

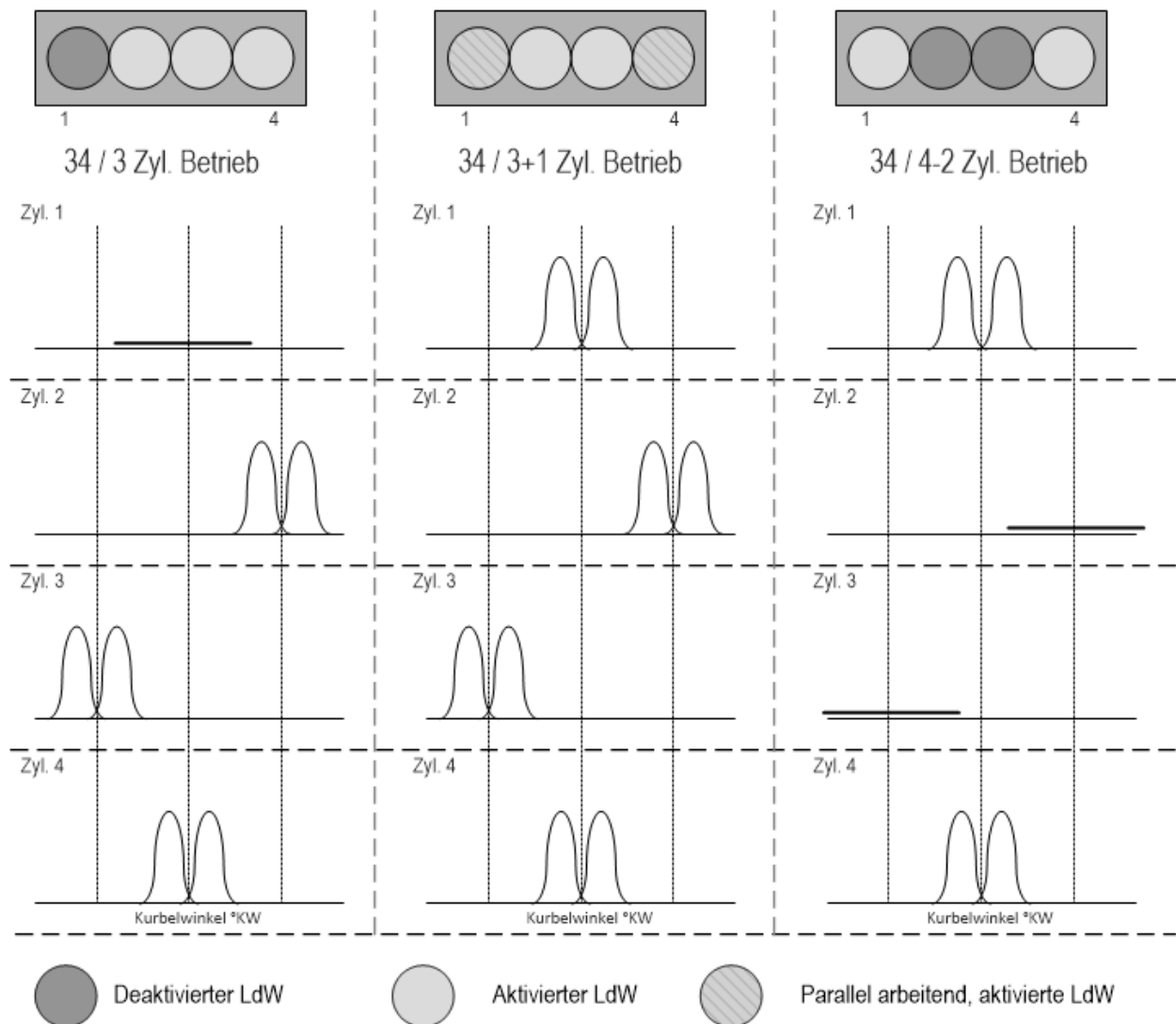
Durch die wahlweise Abschaltung eines Zylinders oder von zwei Zylindern in einem großen Kennfeldbereich soll eine Senkung des spez. Kraftstoffverbrauchs und Erhöhung der Temperatur des Abgasmassenstroms bei niedrigen Motordrehmomenten realisiert werden.

Durch die Realisierung eines Zündabstandes (ZA) von  $\alpha_{\text{zünd}} = 240 \text{ °KW}$  durch Änderung der Zündfolge (ZF) und Abschaltung eines Zylinders beim Vierzylindermotor können der Leerlauf und Start realisiert werden. Die Zündreihenfolge wird mit 2-3-4 festgelegt. Die Umsetzung entspricht einem typischen Dreizylindermotor. Damit werden Kraftstoffverbrauchsvorteile durch dyn. LPV und höhere Temperaturen des Abgasmassenstroms bei niedrigen Motordrehmomenten angestrebt. Diese als 34 / 3 - Zyl.-Betrieb bezeichnete Betriebsart ist die typische Betriebsart und soll den größten und relevanten Teil des Motorkennfeldes abdecken.

Wahlweise kann die Abschaltung eines weiteren Zylinders erfolgen. Um einen gleichmäßigen Zündabstand von  $360 \text{ °KW}$  zu erzeugen, wird dazu der Zylinder Nr. 1 zugeschaltet und das Nockenprofil des Zylinders Nr. 1 um  $+360 \text{ °KW}$  im LdW-OT umgeschaltet. Der Ladungswechsel der Zylinder 2 und 3 wird ebenfalls durch Umschaltung des Nockenprofils stillgelegt. Der Betrieb (34 / 4-2 - Zyl.) entspricht dann dem Betrieb beim Basismotor mit konventioneller Zylinderabschaltung der als 4-2 - Zyl. - Betrieb



bezeichnet wird. Die nachfolgende **Abbildung 4.4** stellt das gestufte Abschaltkonzept und das Zuschalten des Zylinders Nr. 1 schematisch dar.



**Abbildung 4.4: 3up-Motorenkonzept, gestufte Ab- und Zuschaltung der Zylinder – Überblick zu den möglichen Betriebsarten**

Bei steigender Momentenanforderung, dem Erreichen maximal zulässiger Zylinderspitzen drücke oder der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionsgrenze wird der Zylinder Nr.1 zugeschaltet. Damit wird ein hohes Motordrehmoment bei reduzierten Zylinderspitzen drücken realisiert. Steigt die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen mit Steigerung des  $p_{mi}$  an, kann durch Zylinderzuschaltung die  $\text{NO}_x$ -Rohemission reduziert werden, indem der 34 / 3+1 – Zyl.- Betrieb aktiviert wird.

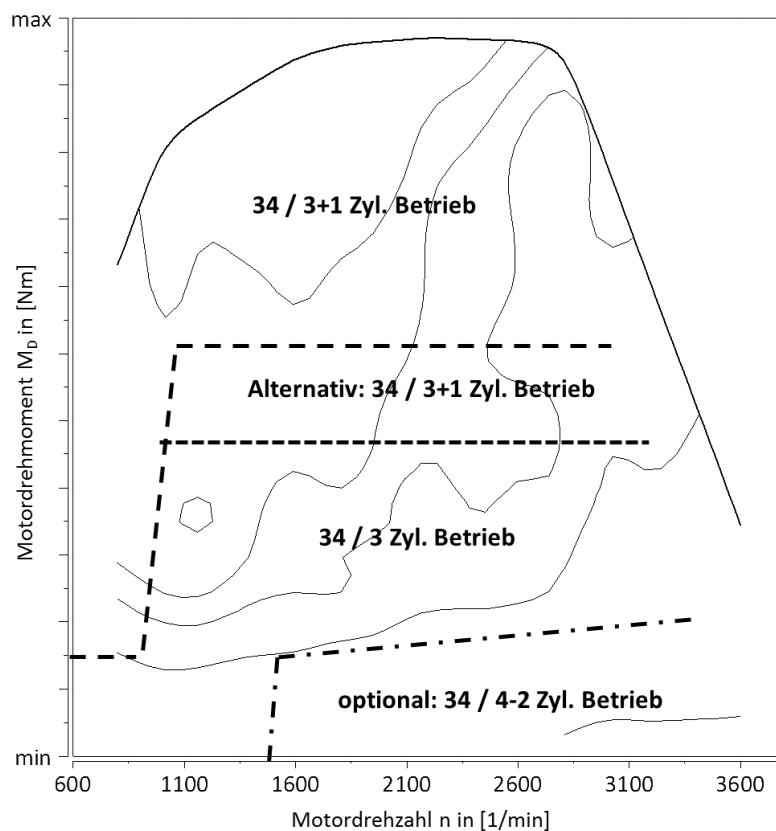
Die Zylinder Nr. 1 und 4 arbeiten quasi parallel. Dieses Konzept wird **3up-Motorenkonzept** genannt.

### 4.3. Ableitung und Konzept der Betriebsstrategie

Aus dem Konzept zur dyn. LPV wird folgende dargestellte Betriebsstrategie abgeleitet. Mit dem Ziel in einem größt möglichen KF-Bereich hohe Kraftstoffeinsparpotentiale und höhere Abgastemperaturen als im Vollmotorbetrieb zu erzielen wird der:

- Leerlauf im 34 / 3 – Zyl. - Betrieb,
- Teillastbetrieb im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb,
- Anfahrvorgang immer mit vier Zylindern; 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb, zur Bereitstellung hoher Anfahr Drehmomente,
- Betrieb bei hohen Motordrehmomenten mit vier Zylindern; 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb, zur Darstellung maximales Drehmoment bei reduzierten Zylinderspitzen drücken,
- Option: Betrieb mit 34 / 4-2 - Zyl. - Betrieb zur Anhebung der Abgastemperatur in ausgewählten KF-Punkten bei niedrigen Motordrehmomenten,

realisiert. Die nachfolgende **Abbildung 4.5** zeigt das Betriebskonzept und die Betriebsstrategie für das 3up-Motorkonzept im Kennfeld als Überblick.



**Abbildung 4.5: Konzeptbeispiel einer Betriebsstrategie für das 3up-Motorenkonzept**

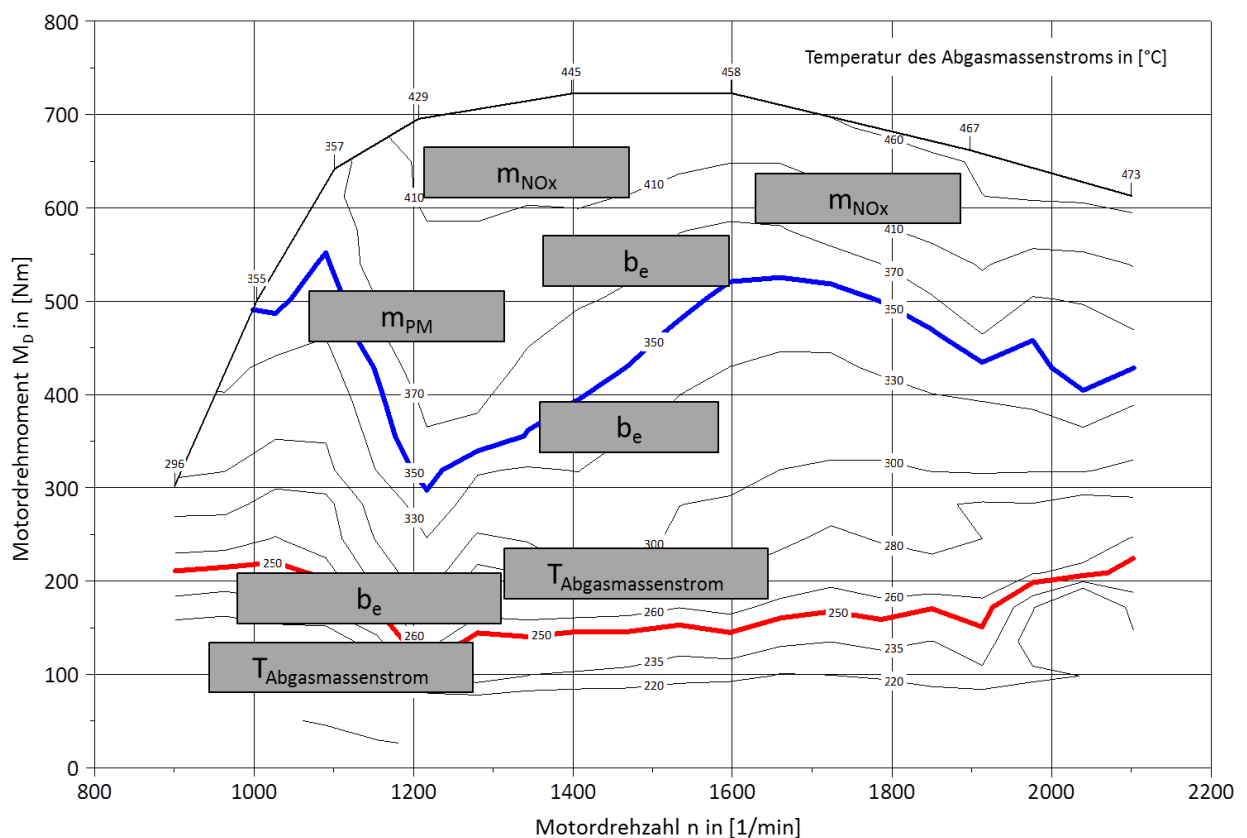
Mit der gewählten Betriebsstrategie wird ein häufiges hin- und herschalten zwischen den Betriebsarten in einem großen Kennfeldbereich verhindert.

Für die Optimierung von Dieselmotoren ist stets eine Kompromiss zwischen den folgenden Größen zu finden:

- spez. Kraftstoffverbrauch (eff.) –  $b_e$  [g/kWh],
- spez. NO<sub>x</sub>-Emissionen –  $m_{NO_x}$  [g/kWh],

- spez. Ruß-Emissionen -  $m_{PM}$  [g/kWh],
- Temperatur des Abgasmassenstroms -  $T_{Abgasmassenstrom}$  [°C].

Die nachfolgende Darstellung zeigt in etwa die Optimierungskriterien, d.h. die Hauptstoßrichtung, für die Weiterentwicklung der Dieselmotoren im Nutzfahrzeugsegment. Die Konzepte und Betriebsstrategien für die geplanten Untersuchungen orientieren sich an diesen dargestellten bzw. angestrebten Verbesserungen und haben zum Ziel, die gezeigten Zielparameter in dem entsprechenden Kennfeldbereich zu verbessern. Die nachfolgende **Abbildung 4.6** zeigt ein Beispiel für die angestrebte Optimierungskriterien nach Kennfeldbereichen für einen Nutzfahrzeugmotor.



**Abbildung 4.6: Angestrebte Optimierungen nach Bereichen im Kennfeld bei Dieselmotoren am Beispiel für einen Nutzfahrzeugmotor – prinzipielle Darstellung.**

## 5. Versuchs- und Konzeptmotoren, gewählter Aufbau

### 5.1. Basismotoren

Für die Untersuchungen stehen zwei Versuchsmotoren mit unterschiedlichen Hubvolumen und Leistungskennzahlen zur Verfügung. Die Drehmomentverläufe, die eff. Leistung und die Motordrehzahl im Nennleistungspunkt entsprechen dem typischen Einsatzgebiet der jeweiligen Basismotoren. Die nachfolgende **Tabelle 5.1** zeigt wesentliche Eckdaten im Überblick. Im **Anhang 11.1.** befinden sich eine Übersicht zu weiteren Kenngrößen und die Drehmoment- und Leistungskurven der verwendeten Basismotoren.

**Tabelle 5.1: Grunddaten und Konfiguration der Basismotoren**

Detail	Formel-zeichen	Einheit	MOTOR-M1	Motor-M2
Zertifizierung / Abgasnorm			TIER 4 final / stage 4	Euro 5b+
Hubvolumen		[ccm]	4498	2989
Motorbauform			Reihe 4 Zylinder	Reihe 4 Zylinder
Nockenwellenanordnung			OHV	DOHC
Ventilanordnung			4 Ventil	4 Ventil
Leistung (bei $n_{\text{nenn}}$ U/min)	$P_{\text{Nenn}}$	[kW]	149	85
Motordrehzahl bei Nennleistung	$n_{\text{Nenn}}$	[U/min]	2100	3800
Drehmoment (bei $MD_{\text{n\_max\_MD}}$ )	$M_{\text{Dmax}}$	[Nm]	725	315
Motordrehzahl bei max. Drehmoment	$n_{\text{M}_{\text{Dmax}}}$	[U/min]	1600	1500-3400
maximale Motordrehzahl	$n_{\text{max}}$	[U/min]	2400	3950
maximal zulässiger Zylinderdruck	$p_{\text{max}}$	[bar]	150	145
spez. Drehmoment maximal	$M_{\text{D\_spez}}$	[Nm/l]	161,1	105,0
spez. Leistung maximal	$P_{\text{e\_spez}}$	[kW/l]	33,11	28,33

Die Ausrüstung bzw. das Konzept der Motoren weist jeweils Unterschiede auf. Die spezifischen Größen von Leistung und Motordrehmoment, der Kolbendruck bzw. die Kolbenleistung unterscheiden sich. So werden auch unterschiedliche Aufladekonzepte verwendet. Die Konzepte und deren Details sind in der nachfolgenden **Tabelle 5.2** zusammenfassend dargestellt.

**Tabelle 5.2: Übersicht und Vergleich der Aufladekonzepte der Basismotoren**

Detail	Formelzeichen	Einheit	M1	M2
Typ der Aufladung			zweistufig geregelt	einstufig VTG
Typ Aufladestufe 1			feste Geometrie	Variable Turbine Geometrie VST
			Fa. Honeywell	Fa. IHI
Typ Aufladestufe 2			feste Geometrie	-
Hersteller			Fa. Honeywell	-
maximales Verdichterdruckverhältnis 1te Stufe	$\pi_{v1}$	[-]	1,535	1,97
maximales Verdichterdruckverhältnis 2te Stufe	$\pi_{v2}$	[-]	2,006	-
maximales Turbinendruckverhältnis 1te Stufe	$\pi_{T1}$	[-]	0,88	0,93
maximales Turbinendruckverhältnis 2te Stufe	$\pi_{T2}$	[-]	0,92	-
Regelung			passive Vak. Aktuator	-
			-	getaktes elekt. Ventil, Vakuum Aktuator
Ladeluftkühlung			Luft / Wasser	Luft / Wasser
Aufladegrad	$\delta_A$	[-]	3,07	1,974 - 1,256

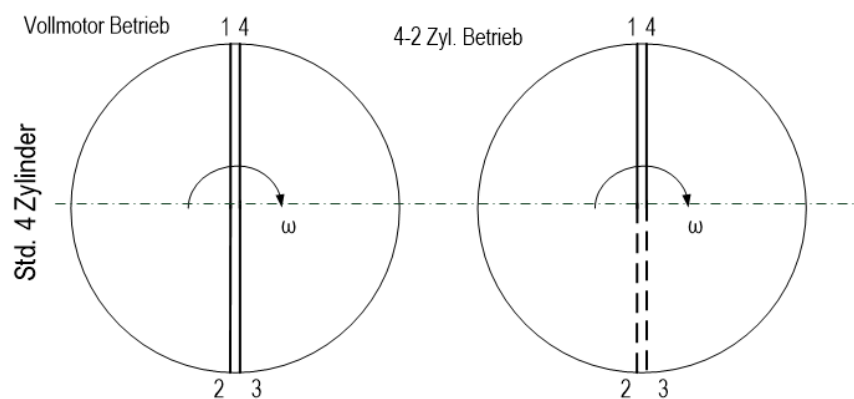
Beide Basismotoren sind mit modernen CR-Einspritzsystemen ausgestattet. Zur Hochdruckerzeugung wird eine mengengeregelte Hochdruckpumpe verwendet. Dies minimiert den Leistungsbedarf und reduziert den Reibungsverlust. Dennoch sind Unterschiede in der Auslegung, u.a. der Einspritzventile oder dem Railvolumen, vorhanden. Die Unterschiede lassen sich u.a. mit den unterschiedlichen Einzelzylinderhubvolumen der Motoren begründen. Die nachfolgende **Tabelle 5.3** zeigt die wichtigsten Parameter der verbauten Einspritzsysteme im Zusammenhang mit den vorgesehenen Konzeptuntersuchungen.

**Tabelle 5.3: Überblick zu ausgewählten Auslegungsgrößen der verwendeten Einspritzsysteme**

Kraftstoffsysteme					
No.	Detail	Formelzeichen	Einheit	M1	M2
1	Einspritzsystemhersteller	-	-	DENSO	DENSO
2	Hochdruckpumpentyp	-	-	2 Kolbenpumpe	2 Kolbenpumpe
				Radialkolbenpumpe	Radialkolbenpumpe
3	Fördervolumen maximal bei 1000 U/min	$V_{\text{foerder\_max\_speed}}$	mm <sup>3</sup> /U	700	375
4	Fördervolumen maximal bei 3000 U/min	$V_{\text{foerder\_min\_speed}}$	mm <sup>3</sup> /U	720	420
5	Vorförderpumpendruck	$p_{\text{vorförder}}$	[bar]	3 bis < 4	3 - 5,5
6	Anzahl der Düsenlöcher	$Anz\_Duesenloecher$	[#]	6	8
7	Anzahl der maximalen Einspritzungen je Zyklus	$Anz\_Einspritzventil\_max$	[-]	6	6
8	minimaler Kraftstoffraildruck	$p_{\text{rail\_min}}$	[bar]	400	370
9	maximaler Kraftstoffraildruck	$p_{\text{rail\_max}}$	[bar]	2500	2300
10	Railvolumen	$V_{\text{rail}}$	[cm <sup>3</sup> ]	40	14,5

### 5.2. Konzept zur Untersuchung der konventionellen Zylinderabschaltung

Für den vorgesehenen Vergleich des 3up-Motorkonzeptes mit Zylinderabschaltkonzepten ist neben der Grundvermessung der Umbau der Basismotoren zur Darstellung einer konventionellen Zylinderabschaltung vorgesehen. Die typische Vierzylinderzündfolge (Zyl. 1-3-4-2) und der Zündabstand (ZA) wird bei Verwendung der konventionellen Kurbelwelle beibehalten. Bei Abschaltung zweier Zylinder beträgt somit  $ZA = 360^\circ$ . Dies wird nachfolgend als „**symmetrischer Zündabstand**“ bezeichnet. Die Untersuchung der Motoren bei Zylinderabschaltung mit abgeschaltetem Ladungswechsel auf den Zylindern Nr. 2 und 3 wird durch Modifikationen im Ventiltrieb realisiert. Die nachfolgende **Abbildung 5.1** zeigt die Kurbelsterne für den Vollmotor und den 4-2 - Zyl. Abschaltbetrieb mit der 4 Zyl. - Kurbelwelle des Basismotors.



**Abbildung 5.1: Kurbelstern für den 4-Zyl. - Vollmotorbetrieb im Vergleich zum 4-2 Zyl. - Abschaltbetrieb.**

### 5.3. Aufbau 3up-Konzeptmotor

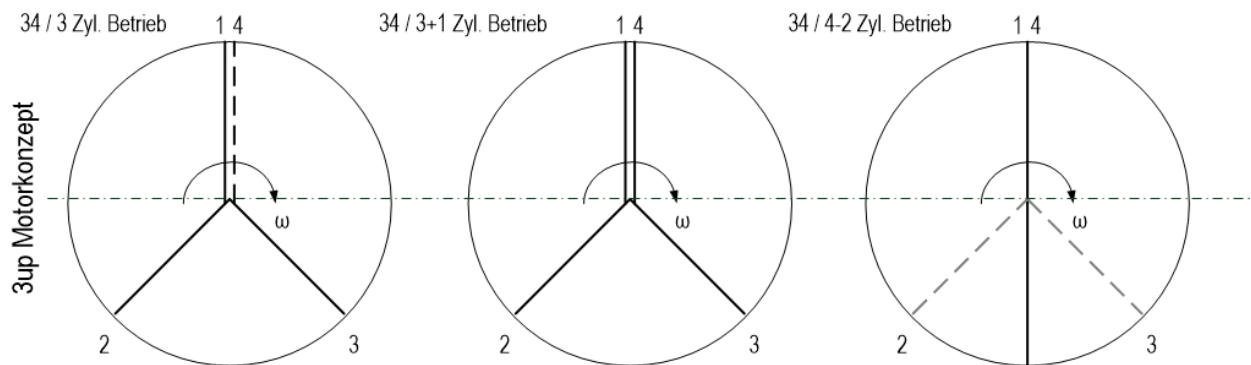
Die Untersuchung des 3up-Motorenkonzeptes sieht die Änderung der Zündfolge und Zündabstände vor. Dadurch ist eine Neukonstruktion von Kurbel- und Nockenwelle notwendig.

#### 5.3.1. Änderung der Zündfolge und Zündabstand

Die Zündfolge (ZF) des 3up-Motorkonzeptes entspricht einem Dreizylindermotor. Als Optionen stehen zwei Zündfolgen ( $ZF1 = (4+1)-2-3$  oder  $ZF2 = 2-(4+1)-3$ ) zur Verfügung.  $ZF1$  wird für die Auslegung gewählt.

Der Zündabstand beträgt  $ZA = 240^\circ$ . Die Zylinder 2-3-4 od. 1-2-3 besitzen somit den gleichen Zündabstand und es erfolgt eine Gleichschaltung von Zylinder Nr.1 und 4. Durch Zuschaltung des vierten Zylinders entsteht ein „**asymmetrischer Zündabstand**“. Da Zyl. Nr. 1 und 4 im 3+1 - Zyl. - Betrieb gleichzeitig gezündet werden, entsteht allerdings eine Zündsymmetrie bezüglich des Zentrums der Kurbelwelle. Diese Betriebsweise wird nachfolgend als „**zündsynchroner Betrieb**“ bezeichnet.

Die notwendige Neuauslegung der Kurbel- und Nockenwelle sowie die Modifikationen und Änderungen am Versuchsmotor sind nachfolgend beschrieben. Durch das Entfernen der Kipphebel an Zylinder eins oder vier wird auch ein Betrieb von nur drei Zylindern ohne Ladungswechsel des ersten Zylinders möglich sein. Die vorgesehenen Betriebsarten im 3up-Motorkonzept sind somit der 34 / 3 - Zyl. - Betrieb, was einem Dreizylindermotor entspricht und der 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb, was den Vollmotorbetrieb mit dem parallelen Betrieb von Zylinder eins und vier vorsieht. Die vorgesehene Gleichschaltung der Zylinder eins und vier bedingt Anpassungen in der Motorsteuerung und damit in der Ansteuerung der Einspritzventile und Regelung des Einspritzsystems. Die nachfolgende **Abbildung 5.2** zeigt die Kurbelsterne für die Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors.



**Abbildung 5.2: Kurbelsterne für 3up-Konzeptmotor im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb, 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb und dem 34 / 4-2 - Zyl. - Abschaltbetrieb.**

Randbedingung für die Realisierung ist die Beibehaltung des Brennverfahrens, der Kolben und der Einspritzventile. Die mechanischen Grunddaten d.h. Hub- Bohrungsverhältnis, Zylinderabstand; Einzelhubvolumen ( $V_h$ ) und weitere Bauteile wie beispielsweise das Pleuel bleiben unverändert und werden übernommen.

### 5.3.2. Analyse der Belastung und Maschinendynamik

Gegenüber dem Basismotor ändert sich die Zündfolge und durch die asymmetrische Gestaltung der Kurbelwelle die Belastungen und das Schwingungsverhalten. Die auftretenden Kräfte und Momente werden untersucht und wie nachfolgend aufgelistet durch geeignete Auslegung bzw. Optimierungen reduziert.

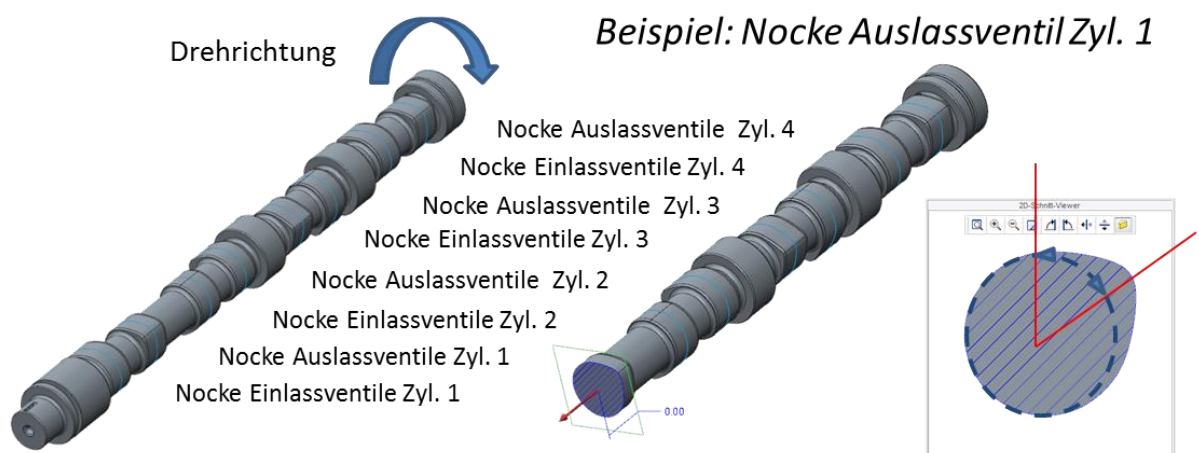
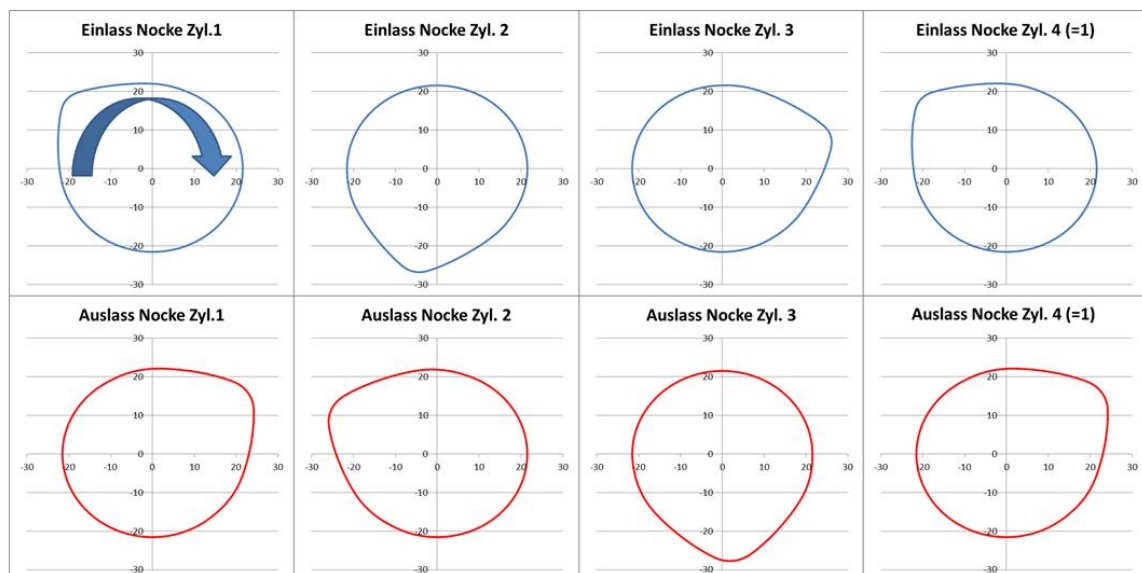
- Schwingungen durch Massenkräfte und Momente  
→ Abhilfemaßnahme: Massenausgleich
- Drehungleichförmigkeiten / Drehschwingungen  
→ Abhilfemaßnahme: Schwungradauslegung, Anpassung Massenträgheitsmoment
- Belastung des Triebwerkes – durch gleichzeitiges Arbeiten der Zylinder eins und vier  
→ Drehschwingungen bzw. Drehkraftverlauf  
→ Verschraubung der Schwungmasse

Zur Reduktion der auftretenden Drehschwingungen wird lediglich auf die Möglichkeit der Schwungradauslegung eingegangen. Auf Konzepte und Möglichkeiten zur aktiven Reduktion der Drehschwingungen mittels eines Dämpfers, eines Fliehkraftpendels oder eines Zweimassenschwungrades wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen.

Durch die Wahl der Zylinder eins und vier wird eine zusätzliche Belastung der Verschraubung der Motorlager und der Zylinderkopfverschraubung vermieden.

### 5.3.3. Modifikation Nockenwelle und Ventiltrieb

Zur Realisierung der Zündfolge des Konzeptmotors werden Nockenwellen angefertigt, die in der ersten Ausführung mit denselben Steuerzeiten wie der Basismotor ausgestattet sind. Die folgende **Abbildung 5.3** zeigt einen Überblick zu den vom Basismotor übernommenen Steuerzeiten und der resultierenden Orientierung der Nocken, beispielhaft für den 3up-Motor, basierend auf dem Motor M1.



**Abbildung 5.3: Überblick zur Nockenauslegung für den 3up-Konzeptmotor zur Realisierung des Konzeptmotors auf Basis des Motors M1.**



Beim 3up-Motorkonzept entspricht die Zündfolge der im Wesentlichen eines Dreizylindermotors. Damit erhöht sich der Zündabstand von  $ZA = 180^\circ$  KW auf  $ZA = 240^\circ$  KW. Dies ermöglicht die Realisierung von längeren Auslasssteuerzeiten. Dies wurde im Vorfeld per Ladungswechselsimulation untersucht. Eine Optimierung erscheint sinnvoll, wenn die Verlängerung der Steuerzeiten einen Kompromiss aus vollständiger Expansion und dem Druckniveau beim Öffnen des Auslassventils darstellt. Im **Anhang 11.7.** ist eine Photographien zu der neu gefertigten Nockenwelle für Motor M1 enthalten.

Für die geplanten Messreihen sind Untersuchungen stationärer Arbeitspunkte und die Bewertung mittels Lastsprüngen bei festen Drehzahlen vorgesehen. Daher wird auf die Möglichkeit verzichtet, die Zu- und Abschaltung des Ladungswechsels einzelner Zylinder dynamisch zu gestalten. Die dafür notwendigen Schaltelemente sind bekannt und können aus vorhandenen Serien-Konstruktionen von schaltbaren Kipphebeln, z.B. bei den Mazda „Skyactiv“ Motoren oder Schiebnockensystemen, abgeleitet werden. Die Schaltfunktion erfolgt vorzugsweise durch hydraulische Schaltelemente.

#### 5.3.4. Auslegung Kurbelwelle

Zur Auslegung der Kurbelwelle, d.h. des Massenausgleichs an der Kurbelwelle wird ein am Lehrstuhl erstelltes Auslegungsprogramm verwendet. Unter Berücksichtigung der Randbedingung, dass Pleuel und Kolben übernommen werden, muss ein Ausgleich der oszillierenden Massenkräfte und Momente an der 3up-Kurbelwelle neu erfolgen. Die Konstruktion der Kurbelwelle wird entsprechend geändert und die Kurbelwelle als wirbelgefrästes Rapid-Prototyp-Bauteile (Material: CrMo4) hergestellt.

Da es sich beim 3up-Motorkonzept grundsätzlich betrachtet um einen Dreizylindermotor handelt, sind die Kräfte der ersten drei Zylinder in erster und zweiter Ordnung weitgehend ausgeglichen. Für die ersten drei Zylinder ist der Kraftvektor gleich Null. Durch den vierten Zylinder, der parallel zum ersten Zylinder arbeitet, wird allerdings eine Massenkraft in erster und zweiter Ordnung erzeugt. Die Massenkraft erster Ordnung wird teilweise durch eine entsprechende Erhöhung der Massen der Wangen an den Zylindern eins und vier reduziert. Dabei stellt die Auslegung zur Reduktion der Kräfte in x- und y-Richtung einen Kompromiss dar.

Die nachfolgenden **Abbildung 5.4** zeigt die freien Kräfte und Momente als Ableitung aus dem Kurbelstern und der Kurbelwellenkröpfung in der vektoriellen Darstellung. Die resultieren Momente und Kräfte sind entsprechend vermerkt.

Weiterhin entstehen Massenmomente. Bei in Achsrichtung spiegelsymmetrischen Kurbelwellen ist von ausgeglichenen Momenten auszugehen. Beim 3up-Motorkonzept entstehen in Folge der nicht spiegelsymmetrischen Kurbelwelle Massenmomente in x-Richtung. Der Ausgleich der resultierenden Momente erster Ordnung wird durch Formung der Kurbelwellenwangen und Anordnung der Schwerpunkte analog zu den Kräften als Ausgleich in x-y-Richtung von 50:50 angestrebt.

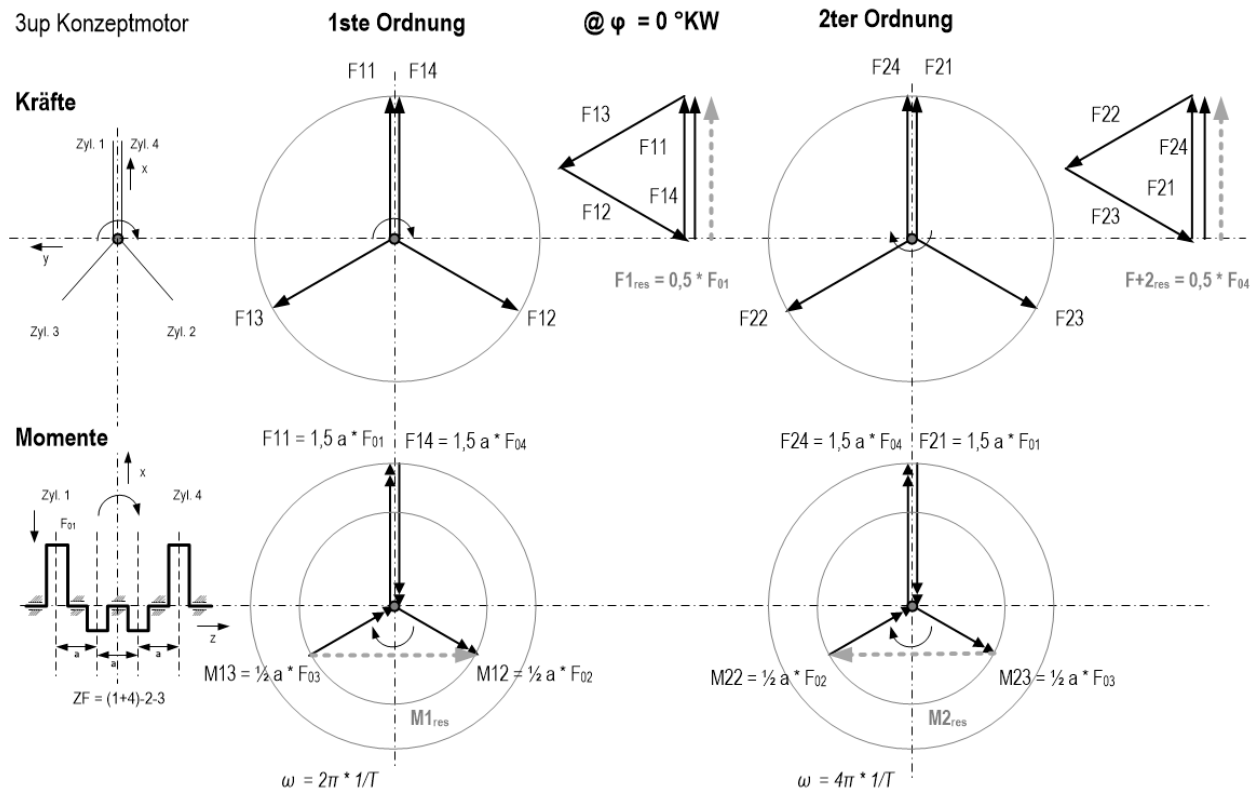
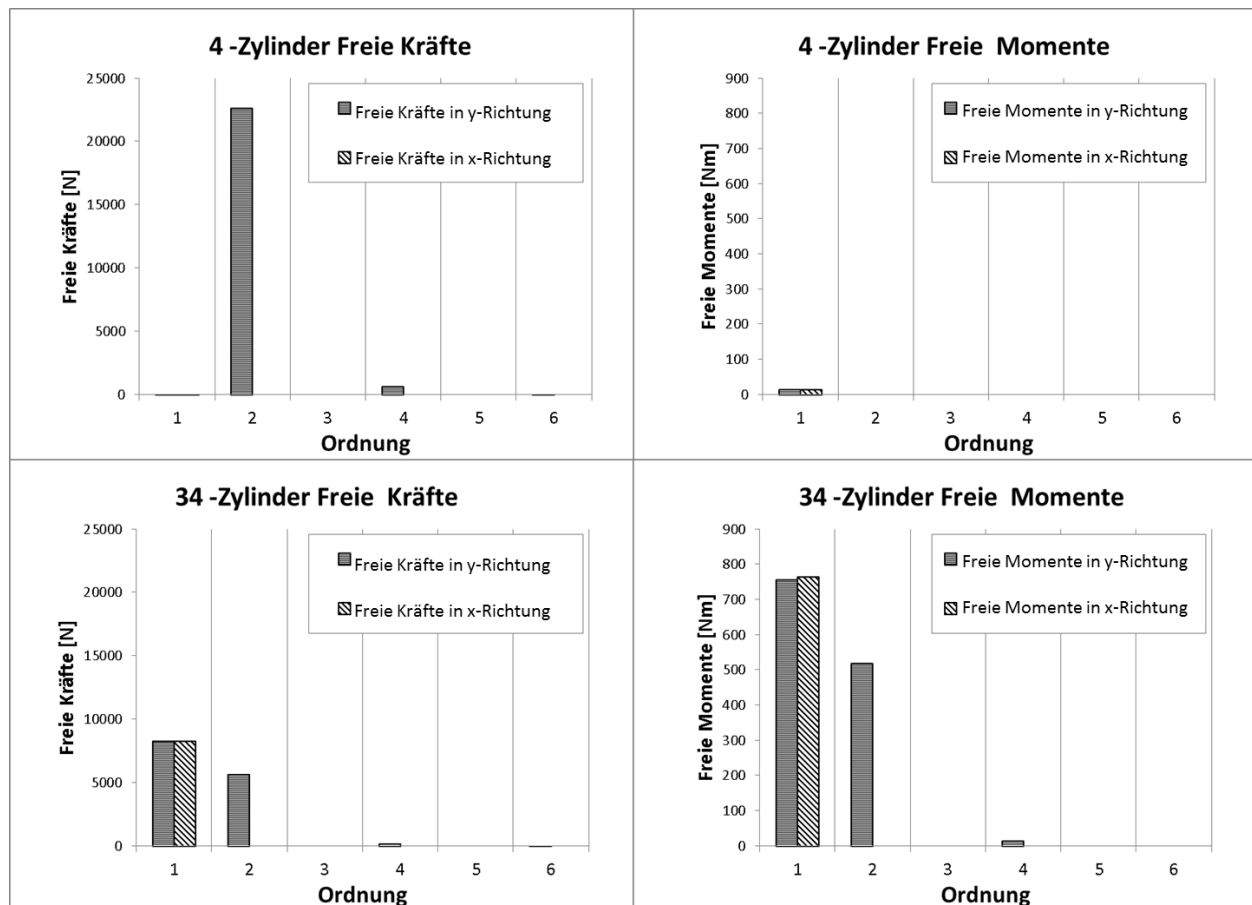


Abbildung 5.4: 3up-Motorkonzept, Vektordarstellung - Freie Kräfte und Momente.

Die nachfolgende **Abbildung 5.5** zeigt die Auslegung der freien Kräfte und Momente beim 4-Zylinder und beim 3up-Motorkonzept im Vergleich.



**Abbildung 5.5: Freie Kräfte und Momente beim 4-Zylinder im Vergleich zur Auslegung beim 3up-Motorenkonzept.**

Der Motor M2 besitzt keine Ausgleichswellen. Auf den Ausgleich der x-Kräfte zweiter Ordnung beim Motor M1 mittels der im Originalmotor vorhandenen Ausgleichswellen wird verzichtet. Auf den Ausgleich der rotierenden Momente und der oszillieren Kräfte erster Ordnung, wird aus Gründen der Vergleichbarkeit bzgl. der Reibung ebenfalls verzichtet. Der Umbau der Ausgleichswellen ist ein massiver Eingriff in das tribologische System. Ohne aufwendige Optimierung ist in der ersten Realisierung von höherer Reibung auszugehen, was die Vergleichbarkeit zur Bewertung des Konzeptmotors beeinträchtigt.

Neben den Momenten und Kräften sind Drehungleichförmigkeiten durch den höheren Zündabstand und die parallel arbeitenden Zylinder zu erwarten. Durch ein größeres Massenträgheitsmoment des Schwungrades erfolgt eine Reduktion der Drehungleichförmigkeiten. Durch die zusätzliche Masse wird die Biegebelastung der Kurbelwelle am 4ten Zylinder (letztes Kurbelwellenlager) erhöht. Durch die Biegebeanspruchung kommt es zu Verformungen in den Lagerzapfen, die ein höheres Reibmoment zur Folge haben. Daher wird nur auf bereits erprobte bzw. verfügbare Schwunräder zurückgegriffen.

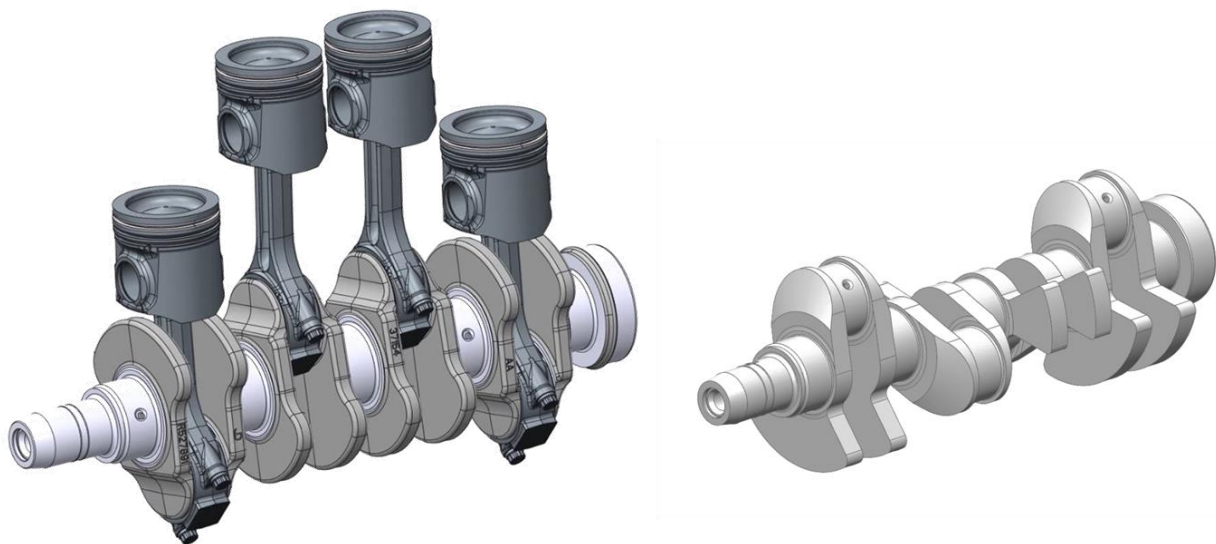
Für die verwendeten Versuchsmotoren stehen für unterschiedliche Anwendungen der Motoren Schwungräder mit unterschiedlichen Massenträgheitsmomenten zur Verfügung. Z.B. wird für die Motoren zwischen zwei Schwungrädern mit unterschiedlichen Massenträgheitsmomenten entsprechend der nachfolgenden **Tabelle 5.4** ausgewählt.

**Tabelle 5.4: Auswahl der verfügbaren Motorschwungräder für die Basismotoren**

Motor M1		Schwungrad Nr. 1.1	Schwungrad Nr. 1.2
Massenträgheitsmoment	[kgmm <sup>2</sup> ]	819769	884000
Masse	[kg]	32,378	34,50

Motor M2		Schwungrad Nr. 2.1	Schwungrad Nr. 2.2
Massenträgheitsmoment	[kgmm <sup>2</sup> ]	426170	351655
Masse	[kg]	18,64	16,87

Bei beiden Motoren wird für die geplanten Messungen auf dem Motorenprüfstand für das 3up-Motorkonzept das größte verfügbare Schwungrad bzw. Massenträgheitsmoment gewählt. Die nachfolgende **Abbildung 5.6** zeigt eine Skizze der originalen Kurbelwelle und des 3up-Konzeptmotors im Vergleich.



4-Zylinderkurbelwelle mit Pleueln

3/4-Zylinderkurbelwelle

**Abbildung 5.6: Beispiel der Ausführung der Kurbelwelle für den 3up-Konzeptmotor im Vergleich zur originalen Kurbelwelle des Basismotors.**

Zu erkennen ist die typische 4-Zylinderkröpfung der originalen Kurbelwelle und die Verwendung der 3-Zylinderkröpfung für Zylinder eins bis drei bei der 3up-Kurbelwelle sowie die gleiche Kröpfung für

Zylinder Nr. 1 und Nr. 4. Im **Anhang 11.7.** befinden sich Photographien mit den im Wirbelfräsverfahren gefertigten Kurbelwellen.

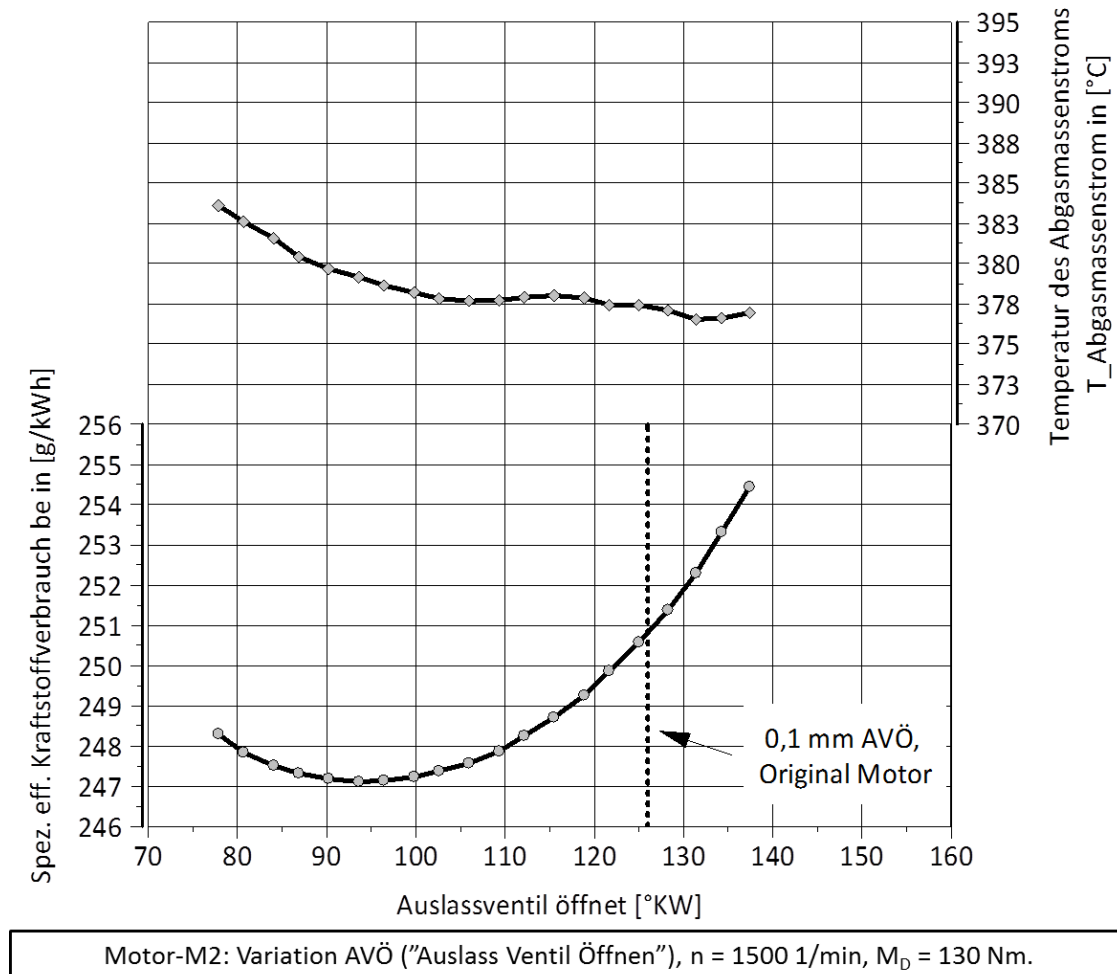
### 5.3.5. Steuerzeiten und Spreizung der Einlass- und Auslassventile

Bei Brennräumen mit großen Bohrungsdurchmessern ( $D > 2l$ ), wie sie bei Motoren für schwere Nutzfahrzeugen verwendet werden, wird der Einfluss des Dralls der Zylinderinnenströmung bei Spritzbeginn bei der Auslegung der Ansaugkanäle teilweise berücksichtigt. Die turbulente kinetische Energie für die Gemischaufbereitung bzw. den Strahlerfall wird bei hohem Einspritzdruck durch die Düsenjets selbst induziert.

Mit den Steuerzeiten werden u.a. die effektive Füllung und damit das effektive Verdichtungsverhältnis festgelegt. Um eine Vergleichbarkeit zu den Basismotoren sicherzustellen und den Einfluss auf das Brennverfahren gering zu halten, werden die Steuerzeiten und die Spreizung der Einlassventile unverändert übernommen.

Die Optimierung des Ladungswechsels auf der Auslassseite beim 3up-Konzeptmotor kann nicht bezüglich des Auslass-schließt-Zeitpunktes erfolgen, da die zulässige Überschneidung im Ladungswechsel OT durch die mögliche Kollision mit dem Kolben bei beiden Motoren begrenzt ist.

Das Übersprechen im Abgastrakt der Zylinder untereinander wird bei Dieselmotoren mit Stauaufladung nicht beobachtet. Die mögliche Verlängerung der Steuerzeiten im 3-Zyl. - Betrieb ist durch den Verlust an Expansionsarbeit begrenzt. Wie die durchgeführte Simulationsrechnung zeigt und bei McCarthy et al. [16] nachzulesen ist, reduziert die Verlängerung der Steuerzeit die Expansionsarbeit. Dies wirkt sich positiv auf den Arbeitspunkt des Turboladers aus. Wenn der Druck im Abgassammler zwischen zwei hintereinander liegenden "Auslass Ventil Öffnen Events" (AVÖ-Event) nicht absinkt. Bei hohen AGR-Raten und großen Zündabständen ist eine Anpassung zur Reduktion des Absinkens des Drucks vor Turbine nur durch eine Anpassung, ggfs. durch dynamisch schaltbare Änderung des Schluckverhaltens der Turbine, möglich. Für eine Verlängerung der Steuerzeit ( $\Delta AVÖ = -10^\circ \text{KW}$ ) ergibt sich in der Simulationsrechnung ein geringfügig höherer Druck im Abgassammler, z.B. für Motor M1 bei 1600 U/min und, 200 Nm von ca.  $p_{\text{Abgassammler}} = 0,024 \text{ bar}$ . Der Turboladerwirkungsgrad  $\eta_{\text{TL}}$  steigt um ca. 0,23 %. Der spezifische Kraftstoffverbrauch sinkt im untersuchten Lastpunkt mit der Reduktion der Steuerzeit. Für den betrachtete Betriebspunkt  $n = 1500 \text{ 1/min}$  und  $M_D = 130 \text{ Nm}$  wird ein optimales "Auslass Öffnen" bei einer Verkürzung der Steuerzeit um ca.  $20^\circ \text{KW}$  ggü. dem Basismotor erreicht. Mit der weiteren Verlagerung des "Auslass Öffnen" hin zu früheren Zeitpunkten steigt der spezifische Kraftstoffverbrauch wieder an. Die nachfolgende **Abbildung 5.7** zeigt beispielhaft das Verhalten von Motor M2 bei simulierter Variation des "Auslass öffnet" Zeitpunkte.



**Abbildung 5.7: Variation der "Auslass Öffnen" Steuerzeit zur Optimierung des spez. Kraftstoffverbrauchs und der Abgastemperatur.**

Wie in der **Abbildung 5.7** ersichtlich, können Steuerzeiten, wie hier beispielhaft für den Motor M2 dargestellt, bzgl. des spez. Kraftstoffverbrauch für einen gewählten Lastpunkt optimiert werden. Die AGR wurde bei den durchgeführten Simulationen wahlweise zur Vereinfachung ausgeschaltet.

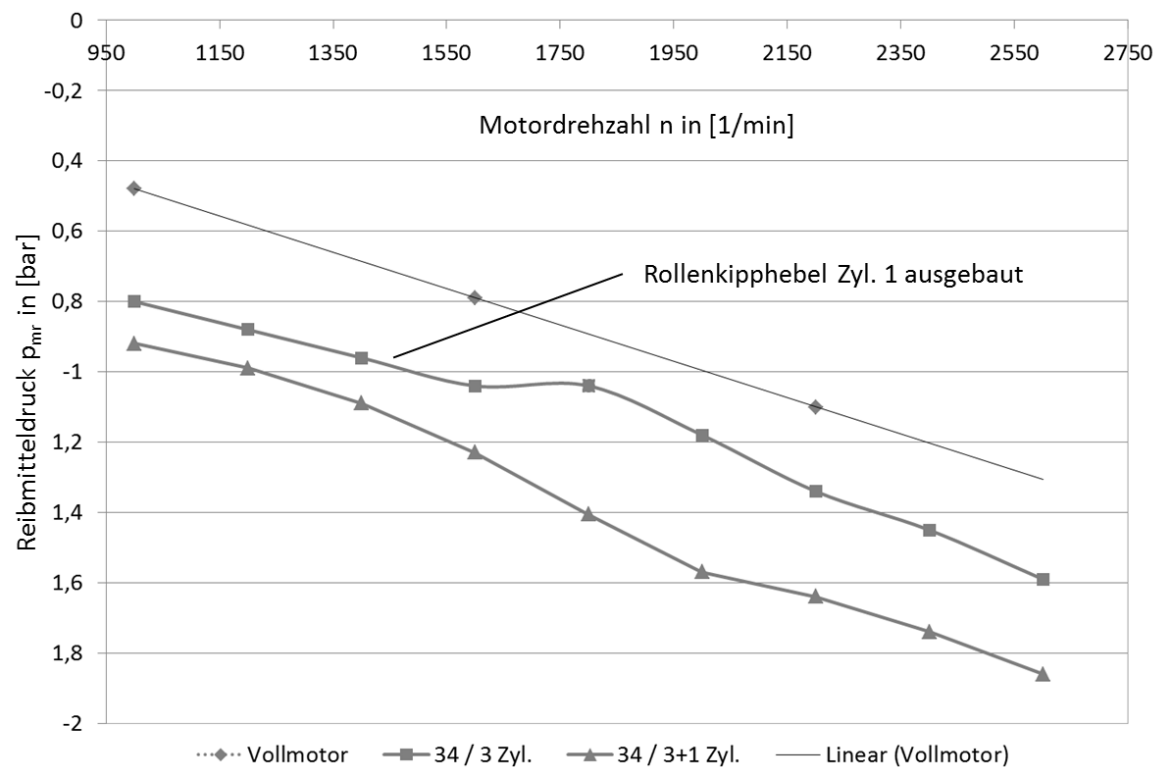
Die Auslegung stellt einen generellen Kompromiss zwischen den Anforderungen an die AGR-Rate, d.h. die Druckdifferenz zum Ansaugrohr (für die AGR), der Abgastemperatur und dem möglichen Ladedruck, bei unterschiedlichen von Drehzahl und Drehmomentbedarfen dar. Mit dem beim Motor M2 verwendeten VTG-Turbolader wird zudem der mittlere Druck im Abgassammler stets eingeregelt und zur Optimierung bedarf es einer Variation der zuvor benannten Parameter.

Weil die erzielbare Verbesserung des spezifischen Kraftverbrauchs in der Simulation im Bereich < 2,4% im besten Fall ermittelt wurde, wird zur Sicherstellung der Vergleichbarkeit mit dem Basismotor für beide Motoren die gleiche Steuerzeit gewählt.

### 5.3.6. Vergleich der Reibverhältnisse

Bei der Inbetriebnahme werden die Konzeptmotoren einem Einlaufprogramm von mindestens 50 h unterzogen, um gegenüber den Basismotoren vergleichbare Reibverhältnisse zu erhalten.

Zu allen Konfigurationen werden Schleppversuche mit Hilfe der Schleppeinrichtung bzw. Asynchronmaschine des Prüfstands (Motor M2) durchgeführt. Dabei werden, neben dem Luftaufwand und den Drehungleichförmigkeiten, die Schleppleistung bzw. Reibung der jeweiligen Konfiguration bestimmt. Die nachfolgende **Abbildung 5.8** zeigt beispielhaft die Ergebnisse des Vergleichs der Reibmitteldrücke für den Motor M2 über der Drehzahl zwischen dem Basis- und Konzeptmotor bei unterschiedlichen Betriebsarten. Wie in der nachfolgenden **Abbildung 5.8** beispielhaft ersichtlich, werden erhebliche Unterschiede im Reibmitteldruck beim Schleppen der Motoren beobachtet.



Motor-M2: Schleppbetrieb.

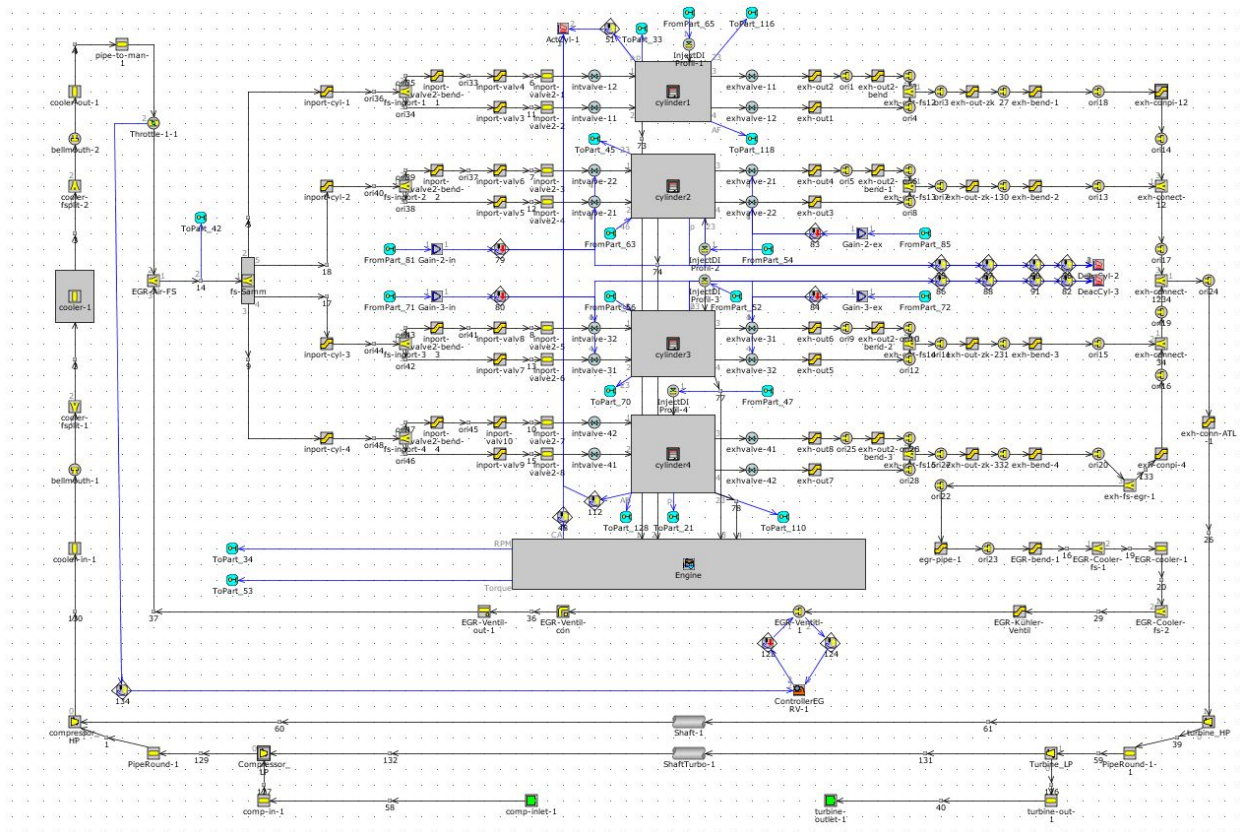
**Abbildung 5.8: Vergleich der Reibmitteldrücke im Schleppbetrieb von Basismotors und den Konzeptmotoraufbauten.**

Die Umsetzung der Prototypmotoren bzw. Toleranzanlagen der verwendeten Prototypteile sowie der Zusammenbau bzw. Modifikation der Motoren unter nicht industriellen Randbedingungen haben einen Anstieg der Reibmitteldrücke zur Folge. Um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse mit den Basismotoren sicherzustellen, werden im Folgenden die auf die indizierte Leistung bezogenen Größen, z.B. der indizierte spezifische Kraftstoffverbrauch  $b_i$ , verwendet.





zeigt das GT-Power Simulationsmodell zur Untersuchung der Phänomene zum Ladungswechsel für die Motorvariante M2 im Überblick.



**Abbildung 6.2: Übersicht zum verwendeten Simulationsmodell (GT suite – Power) zur LdW-Simulation, beispielhaft Darstellung für die Motorvariante M2.**

Die Modifikationen des Simulationsmodells umfassen auch die Untersuchung unterschiedlicher Aufladekonzepte sowie die Modifikation der Turbolader-Charakteristik, wobei auf vorhandene Kennfelder zurückgegriffen wird.

### 6.3. Messprogramm und Vergleichsbasis

Das durchzuführende Messprogramm umfasst am Beginn eine Vermessung der Basismotoren bzgl. des Kraftstoffverbrauchs und der Emissionen. Zudem werden Daten zum Abgleich der Simulationsmodelle und zur Erstellung der Vergleichsbasis, z.B. der Ladungswechselverhältnisse, gewonnen. Zusätzlich zu den regulären Betriebspunkten und Betriebsmoden des Basismotors, wird ein Drosselbetrieb zur Anhebung der Temperatur des Abgasmassenstroms, bei niedrigen Motordrehmomenten untersucht.

Zur Unterscheidung der Messungen in unterschiedlichen Betriebsarten wird die in der folgenden **Tabelle 6.1** enthaltene Namenskonvention verwendet.

**Tabelle 6.1: Namenkonvention zur Unterscheidung der Betriebsarten in den jeweiligen Konfigurationen**

Konfiguration Kurbeltrieb	Zündfolge ZF	Betrieb von				Bezeichnung	Zündabstand ZA [°KW]	Anmerkung
		Zyl. 1	Zyl. 2	Zyl. 3	Zyl. 4			
Std. 4 Zyl.	1-3-4-2	X	X	X	X	Vollmotor	180	
		X	O	O	X	4-2 Zyl.	360	Std. Zyl. mit Abschaltung
3 up	1/4-2-3	O	X	X	X	34 / 3 Zyl.	240	3 Zyl. Betrieb
		X'	X	X	X'	34 / 3+1 Zyl.	240 / 0	Zyl. 1 u. 4 arbeiten synchron.
		X	O	O	X	34 / 4-2 Zyl	360	34 Zyl. mit geänderten LdW

Die Messungen im Abschaltbetrieb, z.B. im 4-2 - Zyl. - Betrieb des Basismotors, erfolgen mit und ohne Ladungswechsel. Gemeint sind damit Versuchsreihen bei denen der Ladungswechsel durch Stilllegung der Ladungswechselventile wahlweise unterbunden wird.

Aus den Simulationsergebnissen werden bei der Vermessung in den unterschiedlichen Konfigurationen, z.B. dem gefeuerten 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb, folgende Parametervariationen untersucht:

- Variation des Ladedrucks und des Drucks im Abgassammler, bei VTG bzw. durch Ansteuerung des Abgas-Bypassventil (engl. Wastegate), bei fester Turbinengeometrie und zweistufiger Aufladung,
- Variation der AGR-Rate,
- Variation der Einspritzmenge und SOI u.a. im zündsynchronen Betrieb.

Der Fokus der Untersuchungen richtet sich auf den Bereich kleiner Motordrehmoment und die erreichbaren Abgastemperaturen und den spezifischen Kraftstoffverbrauch.

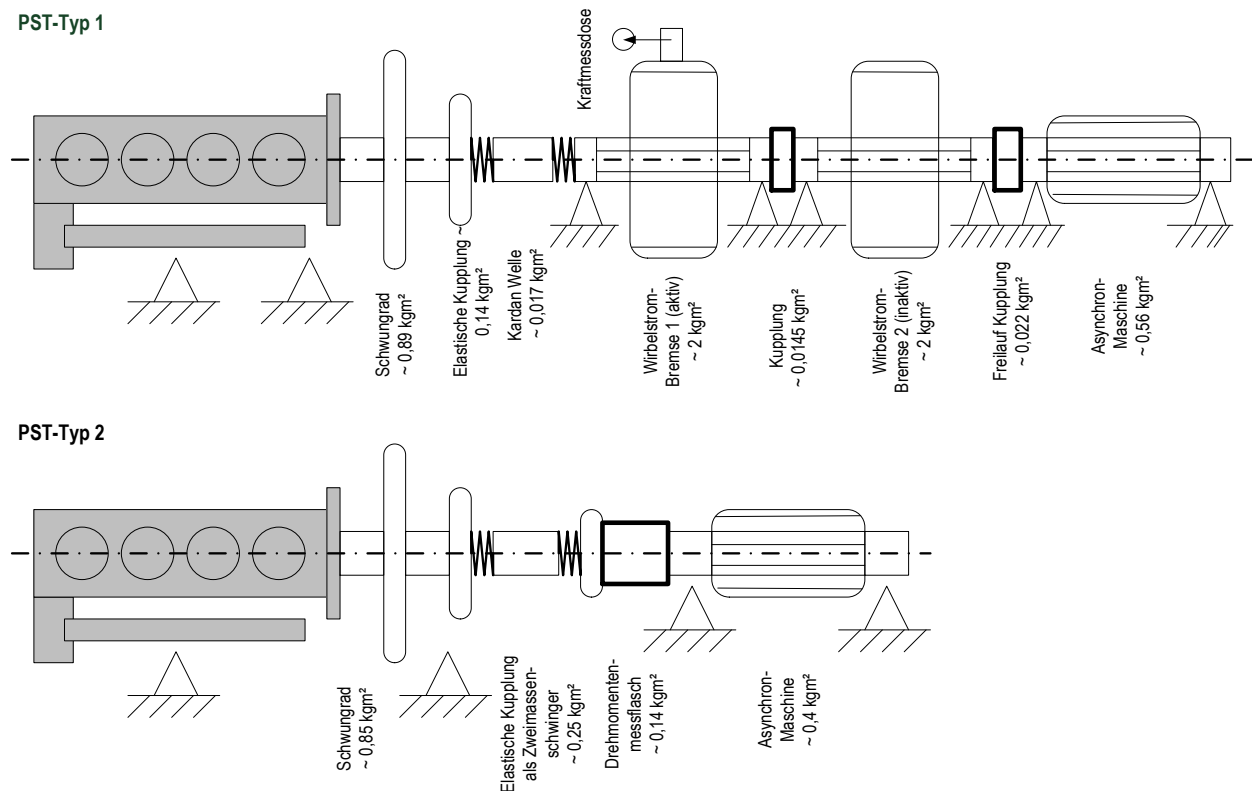
Gewählter Ref.-Punkt bei Motor M1 mit  $n = 1600$  1/min und  $M_D = 200$  Nm. Die Motordrehzahl wurde gewählt, da diese in etwa der Motordrehzahl entspricht, die bei den relevanten Testzyklen (NRTC, ETC) für diese Motorgattung verwendet wird. Außerdem erreicht der Basismotor bei ca. 1600 U/min das maximale Motordrehmoment. Für Motor M2 gilt die Gesetzgebung nach Euro 5 b+ d.h. der NEDC als relevanter Testzyklus. Deshalb wird ein sehr niedriger Lastpunkt bei  $n = 1600$  1/min und  $M_D = 60$  Nm als Vergleichspunkt bzw. Ref.-Punkt gewählt.

#### **6.4. Aufbau Nutzfahrzeug Motorenprüfstand**

Für die Prüfstandsmessungen stehen zwei Motorprüfstände (MPST) mit unterschiedlichen Ausrüstungsgraden und Bremseinrichtungen zur Verfügung.

Der als MPST-Typ 1 bezeichnete Motorprüfstand ist mit einer Wirbelstrombremse (Bremsen 1) vom Typ W400 mit  $M_D < 2500 \text{ Nm}$  Bremsmoment dient als Bremsvorrichtung. Ein Elektromotor mit einer maximalen Antriebsleistung von 55kW ermöglicht das Schleppen des Versuchsmotors. Als Messeinrichtung zur Motordrehmomenten Bestimmung ( $M_D$ ) dient ein Kraftsensor am Gehäuse der Bremse Nr. 1. Zur Erhöhung der Schwungmasse des Prüfstandes und damit Reduktion der Drehungleichförmigkeiten wird eine zweite Bremse in den Verbund integriert. Die Massenträgheit beider Bremsvorrichtungen beträgt  $I = 2 \text{ kgm}^2$ . Die Bremse Nr. 2 ist passiv bzw. nicht angesteuert.

Der als MPST-Typ 2 gekennzeichnete MPST Motorenprüfstände ist mit einem Elektromotormotor als geregelte Asynchronmaschine ausgerüstet. Damit ist ein Vier-Quadranten Betrieb mit Bremsmoment  $M_D > 400 \text{ Nm}$  möglich. Die Messung des effektiven Momentes erfolgt über einem Drehmoment Messflansch. Die nachfolgende **Abbildung 6.3** zeigt den prinzipiellen Aufbau und die Ausrüstung der Prüfstände im Überblick.



**Abbildung 6.3: Übersicht zum Aufbau und der Ausrüstung der zur Verfügung stehenden Motorenprüfstände.**

#### 6.4.1. Erfassung motorischer Größen

Für die Aufzeichnung der Versuchsgrößen d.h. aller Temperaturen, Drücke und weiteren motorischer Größen kommen an den Prüfständen unterschiedliche Systeme zum Einsatz:

- MPST 1: VKM Automatisierungssystem (Eigenentwicklung basierend auf Tool der Fa. National Instruments - Labview©)

- MPST 2: Automatisierungssystem (Fa. Kratzer - PAtools TX)

Zur Erfassung der Messdaten und Regelungsparameter können in den Automatisierungssystemen die Daten aus der Motorsteuerung übertragen und aufgezeichnet werden. Andersfalls werden diese Daten von Hand übertragen und in der Messwerttabelle des Automatisierungssystems zur jeweiligen Messung eingefügt. Gleiches gilt auch für die Messdaten aus der Indizierung.

#### **6.4.2. Indizierte Messwerte**

Die Erfassung der indizierten Messwerte d.h. Aufzeichnung von Messwerten mit hoher Frequenz und je 0,025 bis 1 °KW, kommt jeweils ein Indiziersystem der Fa. AVL zum Einsatz. Diese bestehen aus dem Ladungsverstärker Mirco iFEM und dem Indimodul 641 mit bis zu 8 Kanälen. Zusätzlich werden zur Niederdruckindizierung Ladungsmessverstärker Typ. 5011A/ 5011B der Fa. Kistler verwendet. Eine Übersicht zu den verwendeten Hoch- und Niederdrucksensoren (Quarze) zur schnellen Indizierung der Zylinderdrücke befindet sich im **Anhang 11.2.** .

#### **6.4.2. Erfassung und Aufzeichnung der Schadstoffemissionen**

Zur Erfassung der unterschiedlichen Emissionsbestandteile kommen verschiedene Messsysteme und Anlagen zum Einsatz. Im **Anhang 11.6.** befindet sich eine Übersicht zu den verwendeten Anlagen und erfassten Meßgrößen zu den Schadstoffemissionen.

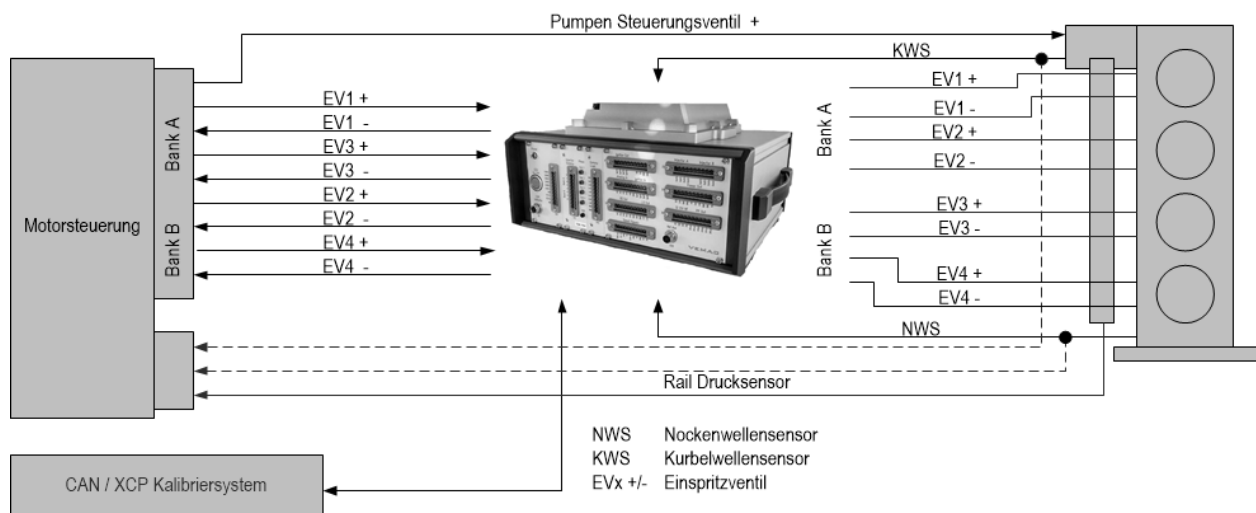
#### **6.4.3. Konzept zur Abbildung der geänderten Zündfolge in der Motorsteuerung**

Die Änderung der ZF zur Darstellung des 3up-Motorkonzepte erfolgt ohne Eingriff in die Motorsteuerung und in die Regelung der Einspritzung. Dies macht eine Verschiebung der Spritzbeginne (engl. Start Of Injection - SOI) notwendig. Um den Einfluss auf die Art und Weise der Einspritzung des Kraftstoffes, sowie den SOI und damit die Verbrennung so gering wie möglich zu halten, wird eine Adaption und Verschiebung der Ansteuerung der Einspritzsignale der originalen Motorsteuerung mittels einer eigens entwickelten Adapterbox realisiert. Mit dieser Vorgehensweise wird die Kalibration des Seriensteuergerätes auf die geänderten Bedingungen d.h. ZF beim 3up-Motorkonzept übernommen. Eine aufwendige Kalibrierung der Lastpunkte und Brennverfahren wird damit vermieden.

Die gewählte ZF für das 3up-Motorkonzept ist dabei  $ZF_{3up} = (1+4)-2-3$  und erfolgt die Verwendung des Original- bzw. Seriensteuergerätes. Die geänderte Zündfolge wird durch Phasendrehung bzw. Phasenverschiebung der Einspritzsignale realisiert. Die Inbetriebnahme und der Abgleich der Adapterbox der Fa. VEMAC Aachen erfolgt bereits vor der Basisvermessung, um Differenzen beim Vergleich der Konzept-Motoren zu minimieren. Differenzen können bei der Phasendrehung der Einspritzsignale durch die Verwendung unterschiedlicher Endstufen zur Ansteuerung der Einspritzventile entstehen. Die verwendete Adapterbox verschiebt im 34 / 3 - Zyl.- und 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb die vom

Originalsteuergerät ausgegebenen Einspritzsignale entsprechend der geänderten Zündfolge, um einen festen und adaptierbaren Kurbelwellenwinkel.

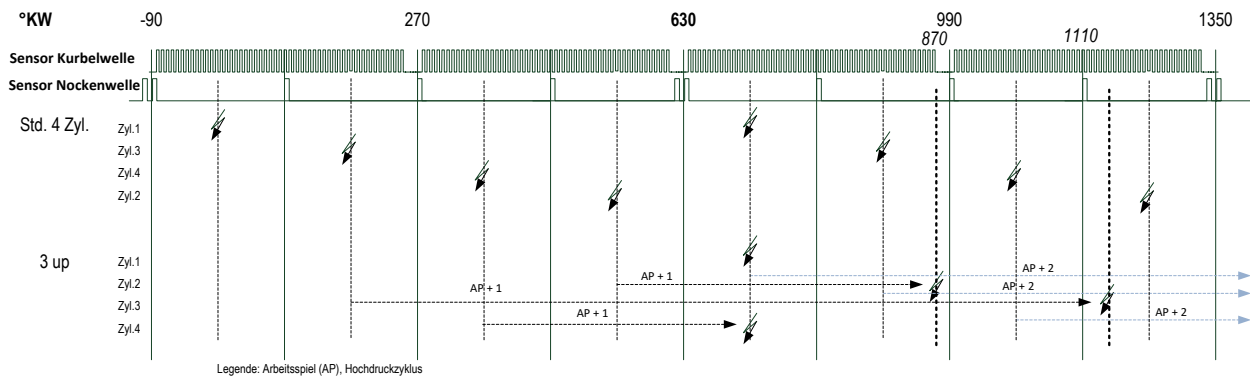
Die nachfolgende **Abbildung 6.4** zeigt das Konzept zur Ansteuerung der Einspritzventile des 3up-Konzeptmotors mittels des VEMAC-Adapterbox und Vera TC3.0 Rapid Prototype Steuergerätes. In der Adapterbox muss eine Lastsimulation für das Originalsteuergerät und eine Steuersignalaufbereitung für das Rapid Prototyping Steuergerät umgesetzt werden.



**Abbildung 6.4: Konzept zur Realisierung der Ansteuerung der Einspritzung zur Anpassung an die geänderte Zündfolge mittels Adapterbox.**

Für die Untersuchungen am Motorprüfstand ist die Darstellung eines als „pass through“ bezeichneter Modus vorgesehen. Dabei können bis zu fünf voneinander unabhängige Einspritzsignale je Arbeitszyklus eingelesen und zu in Drehrichtung späteren Kurbelwellenwinkeln zwischen 0 und 720 °KW verschoben und ausgegeben werden. Voraussetzung ist das Vorhandensein eines Sensor bzw. Bezugssystems, für die Erkennung der Stellung der Kurbelwelle und die Erkennung des jeweiligen Arbeitszyklus. Die Erkennung des Zylinders Nr.1 d.h. Synchronisation triggert den Zyklusstart. Ein Zyklus ist 720 °KW lang. Dabei wird eine Auflösung von 0,1 °KW gewählt. Alle innerhalb eines Zyklus erkannten Signale werden je Zylinder phasenverschoben im nächsten Zyklus ausgegeben. Für die geplanten stationären Prüfstandsmessungen ist der Phasenversatz um  $\alpha_{\max} = 720^\circ$  ohne Rückwirkungen auf den Motorbetrieb.

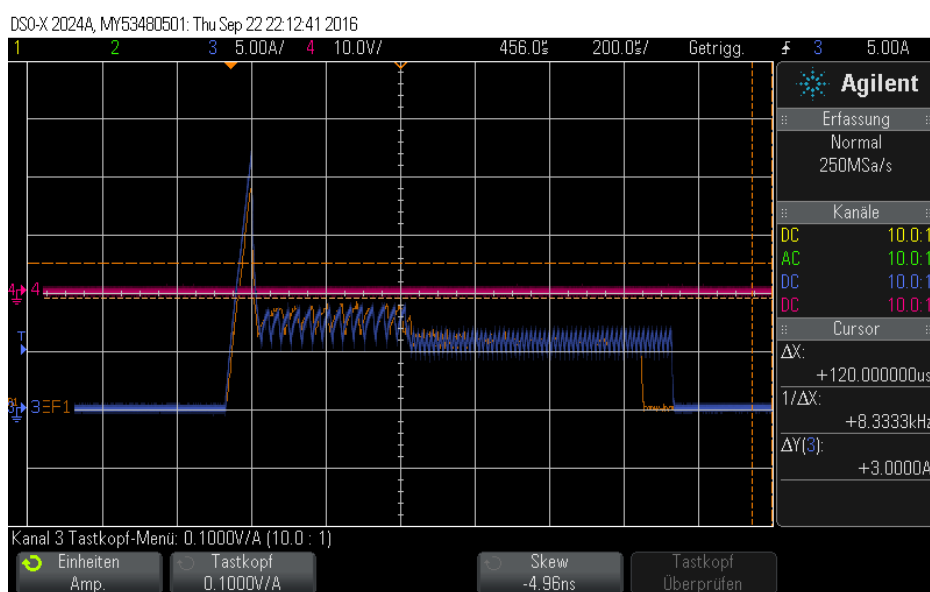
Die nachfolgende **Abbildung 6.5** zeigt das Konzept der Verschiebung und der Ausgabe der Einspritzsignale für die Betriebsart „Pass Through“ für das 3up-Motorkonzept. Die jeweilige Betriebsart des originalen Motorsteuergerätes u.a. die Umschaltung auf Mehrfacheinspritzung, ändert die notwendige Phasenverschiebung nicht.



**Abbildung 6.5: Konzept zur Verschiebung Einspritzsignale zur Anpassung der Zündfolge und des geänderten Zündabstand beim 3up-Konzeptmotor.**

Wie aus **Abbildung 6.5** hervorgeht, werden die Ansteuersignale vom originalen Steuergerät aufgenommen und um einen festen Kurbelwellenwinkel in den nächsten Verbrennungszyklus verschoben. Um bei der Verschiebung der Ansteuerung der Einspritzsignale das gleiche Öffnungs- und Schließverhalten der Hochdruckeinspritzventile zu erreichen, wird bei Inbetriebnahme des Systems eine Abgleich der Endstufenansteuerung im Rapid Prototyping Steuergerät (RPS) bzgl. Stromverlauf durchgeführt. Dies wird zur Erreichung der vorgesehenen Brennerläufe und applizierten Hochdruckwirkungsgrade d.h. einer Vergleichbarkeit der Ansteuerung benötigt. In **Abbildung 6.6** ist beispielhaft eine Stromverlauf als Beispiel für einen Einspritzpuls dargestellt.

Zusätzlich wird bei Inbetriebnahme der Adapterbox eine Kalibrierung des zeitlichen Verlaufs d.h. die für das System der Adapterbox typischen Totzeiten bestimmt. In den Regelparametern für die Phasendrehung wird mittels entsprechender Kalibrierung sozusagen ein Korrekturwert für das RPS verwendet.



**Abbildung 6.6: Beispielhafte Darstellung für den Abgleich des Stromprofils zur Ansteuerung der Einspritzventile mittels Adapterbox.**

## 7. Ergebnisse der experimentelle Untersuchungen

Mit den Basismotoren werden jeweils Grundvermessungen durchgeführt. Die Messdaten dienen als Basis für die vergleichenden Betrachtungen mit den Betriebskonzepten zur dyn. LPV. Die für die Anpassung der Zündfolge bei den Konzeptmotoren notwendige Adapterbox, wird bei den Basismessungen bereits verwendet. Somit ist sichergestellt, dass durch den Einsatz einer modifizierten Ansteuerung der Einspritzventile keine Differenzen zwischen dem Vollmotorbetrieb und den 34 - Zyl. - Betriebsarten entstehen. Zusätzlich gewährleistet ein elektrischer Abgleich der Ansteuersignale eine Vergleichbarkeit der Leistungsfähigkeit der Einspritzventilansteuerung. Durch Variation einzelner Software-Funktionsparameter in der originalen Motorsteuerung werden grundsätzliche Zusammenhänge und Abhängigkeiten des verwendeten Brennverfahrens an den Basismotoren untersucht, sowie der Abgleich mit den Simulationsmodellen durchgeführt. Für die Basismessungen wird die Bestimmung des spez. Kraftstoffverbrauch und der Abgastemperaturen ohne Funktion der Abgasdrossel bzw. Drossel im Luftpfad durchgeführt.

Bei den Messungen an den Konzeptmotoren stehen die Untersuchung der thermodynamischen Verhältnisse und deren Einflussparameter im Vordergrund. Die Umsetzung der Konzeptmotoren und der Prüfstands aufgebauten ermöglichen nicht die Untersuchung des gesamten Kennfeldes und aller Betriebszustände. Insbesondere der 4-2 - Zyl. - Betrieb führt bei niedrigen Motordrehzahlen zu einem kritischen Aufschaukeln des Aufbaus bzw. zu hohen Drehungleichförmigkeiten.

Der Vergleich der Betriebsarten erfolgt anhand Messungen und thermodynamischen Analysen bzgl. des erreichbaren ind. Kraftstoffverbrauchs, der Temperatur des Abgasmassenstroms, sowie der Ruß- und NO<sub>x</sub>-Rohemissionen.

### 7.1. Vergleich der Temperaturen des Abgasmassenstroms

Die Erzeugung einer ausreichenden Temperatur des Abgasmassenstroms, gemeint ist die Temperatur hinter der Turbine vor dem Eintritt in den DOC, ist besonders beim Betrieb mit niedrigen Motordrehmomenten Voraussetzung für das Erreichen der Funktionstemperatur des DOC und einer ausreichenden Konvertierungsrate des SCR-Systems, zur zuverlässigen Reduktion NO<sub>x</sub>-Rohemissionen.

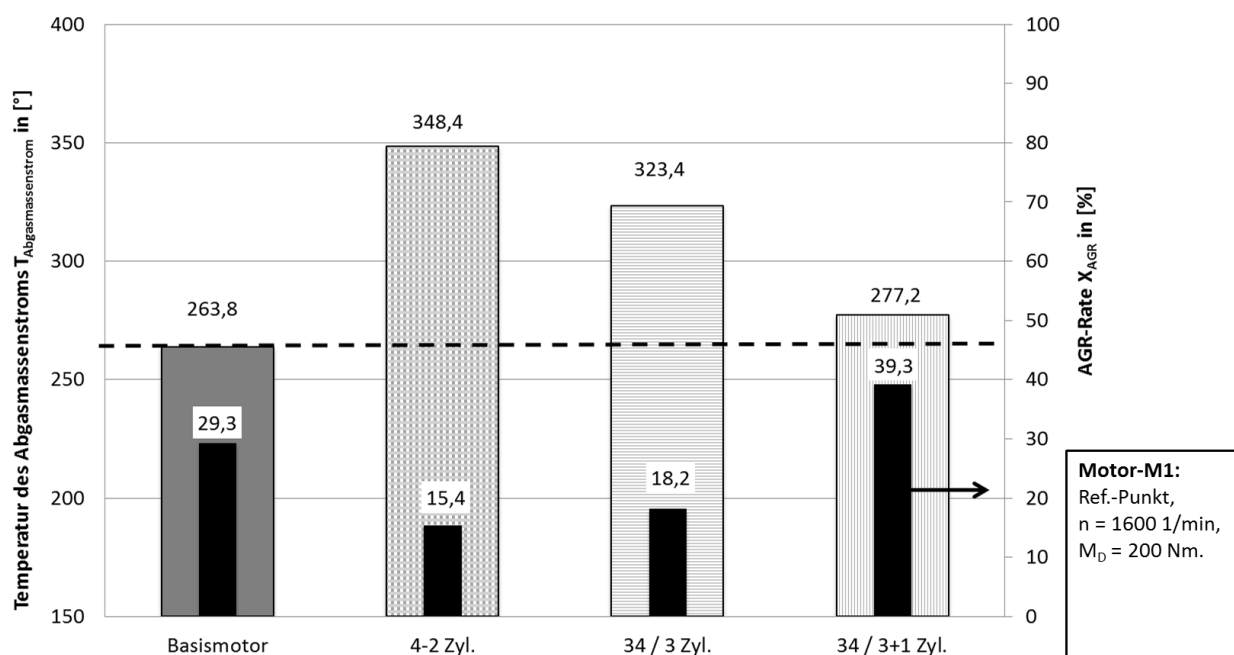
Im **Anhang 11.2.** ist die Abhängigkeit der Temperatur des Abgasmassenstroms vom Verbrennungslambda dargestellt. Dieser Zusammenhang ist bei alle untersuchten Betriebsarten wiederzufinden.

Die innere Lastpunktverschiebung, z.B. durch Zylinderabschaltung, reduziert das Verbrennungslambda, da bei geringfügig steigenden Luftmassenströmen mehr Kraftstoff je aktiven Zylinder eingespritzt wird. Eine Reduktion des Verbrennungslambdas erhöht die Temperatur des Abgasmassenstroms.

Grund für die nur geringfügig steigenden oder teilweise fallenden spez. Luftmassen bei Zylinderabschaltung ist die Tatsache, dass die Turbolader vom Basismotor (Vollmotorbetrieb) übernommen werden. Insbesondere, wenn wie bei Vierzylinderreihen Dieselmotoren keine vollständige Banktrennung möglich ist.

Im Abschaltbetrieb d.h. im 4-2 - Zyl.- und 34 / 3 - Zyl. - Betrieb, sinkt infolge der reduzierten Massenströme der mittlere Druck im Abgassammler. Dadurch reduziert sich die AGR-Rate und der spez. Luftmassenstrom steigt an. Dabei wird weniger Frischluft durch rückgeführtes Abgas ersetzt und das Verbrennungslambda steigt. In Folge dessen wird sinkt die Temperatur des Abgasmassenstrom wiederum. Dies reduziert die maximal mögliche Steigerung.

Die nachfolgende **Abbildung 7.1** zeigt die Gegenüberstellung der erreichbaren Abgastemperaturen und die dazugehörigen AGR-Raten in den unterschiedlichen Betriebsarten für den Betrieb im Ref.-Punkt für Motors M1.



**Abbildung 7.1: Vergleich der Abgastemperatur und AGR-Raten in den unterschiedlichen Betriebsarten im Ref.-Punkt.**

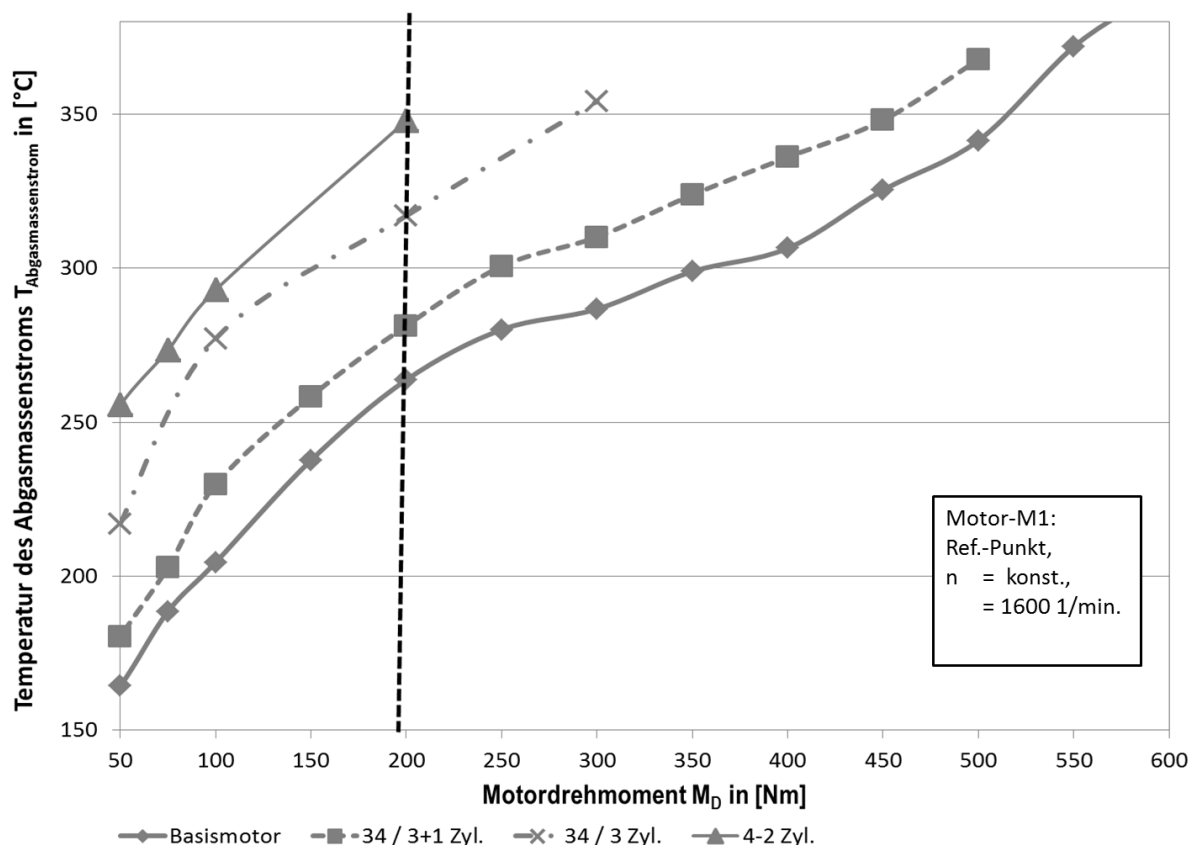
Durch die Abschaltung von einem Zylinder (34 / 3 - Zyl. - Betrieb) steigt beispielsweise die Temperatur des Abgasmassenstroms nach Turbine ( $T_{\text{Abgasmassenstrom}}$ ) im Ref.-Punkt für den Motor M1 um  $\Delta T_{\text{Abgasmassenstrom}} \approx 60 \text{ K}$ . Dabei ist zu beachten, dass der Abgasmassenstrom  $\dot{m}_{\text{Abgasmassenstrom}}$  durch die Stilllegung eines Zylinders niedriger ist als im Basismotorbetrieb. Die Enthalpie d.h. Wärmemenge und die Temperatur des Abgasmassenstroms sind somit teils gegenläufig und zeigen eine gegenseitige Abhängigkeit. D.h. eine Steigerung der Temperatur führt nicht zwangsläufig zur Erhöhung der Enthalpie. Der Anstieg der Temperatur des Abgasmassenstroms wird zum schnellen Erreichen der



Funktionstemperatur im DOC genutzt. Um die Temperatur im DOC zu halten, ist die Enthalpie des Massenstroms zu erhöhen.

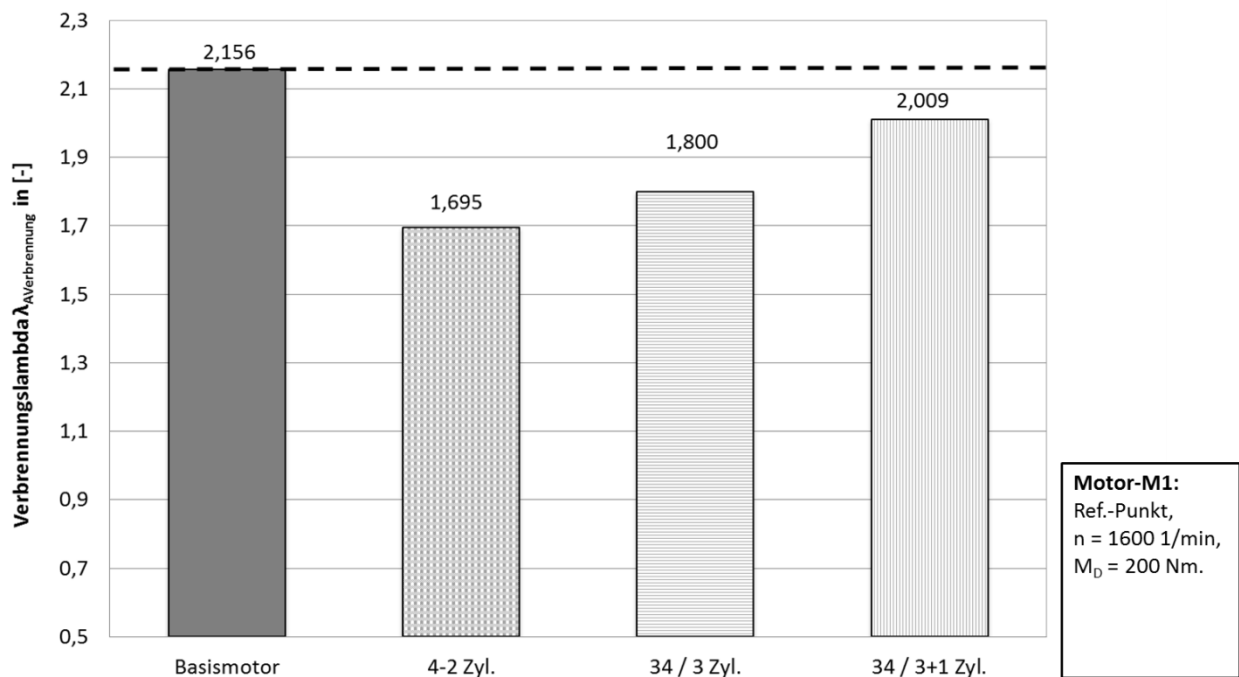
Die niedrigen AGR-Rate und der Wärmeverlust im zweistufigen Aufladesystem, führt zu vergleichsweise niedrigere Temperaturanstieg trotz niedrigerem Verbrennungslambda im 4-2 - Zyl. - Betrieb z.B. gegenüber dem 34 / 3 - Zyl. - Betrieb. Zusätzlich wird eine Absenkung der Mischtemperatur im Ansaugrohr gemessen. Durch die sinkenden Massenströme steigt der Wirkungsgrad des Ladeluftkühlers und durch niedrigere AGR-Raten erfolgt eine verbesserte Rückkühlung des AGR-Massenstroms.

Die nachfolgende **Abbildung 7.2** zeigt einen Lastschnitt bei  $n = 1600$  1/min im Vergleich des Basismotor mit den 3up-Betriebsarten. Die Erhöhung der Temperatur des Abgases beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb, ist auf die gestiegene AGR-Rate ggü. dem Basismotor zurückzuführen.



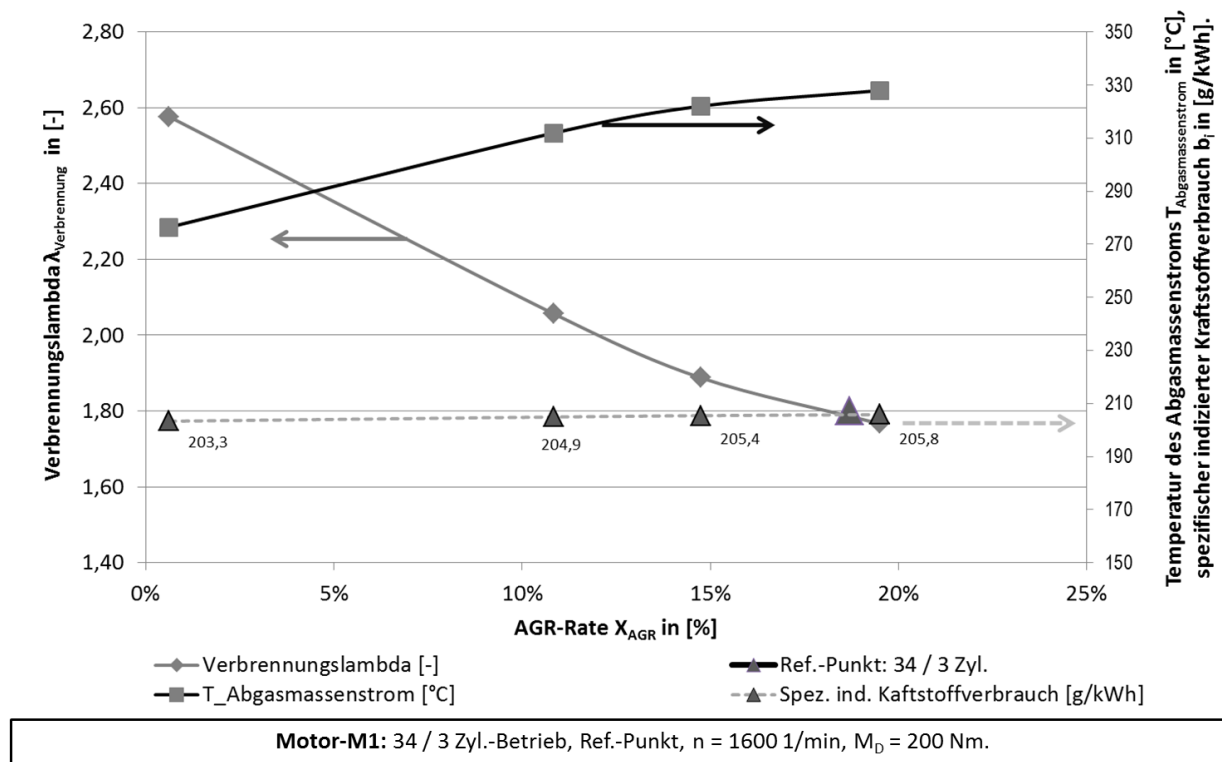
**Abbildung 7.2: Vergleich der Abgastemperatur in den unterschiedlichen Betriebsarten als Lastschnitt.**

In der nachfolgenden **Abbildung 7.3** sind die Verbrennungslambdas im Vergleich der Betriebsarten für den Ref.-Punkt bei Motor M1 dargestellt. Ein überproportionales Absinken des Verbrennungslambda im 4-2 - Zyl. - Betrieb wird nicht beobachtet.



**Abbildung 7.3: Vergleich des Verbrennungslambdas für die unterschiedlichen Betriebsarten.**

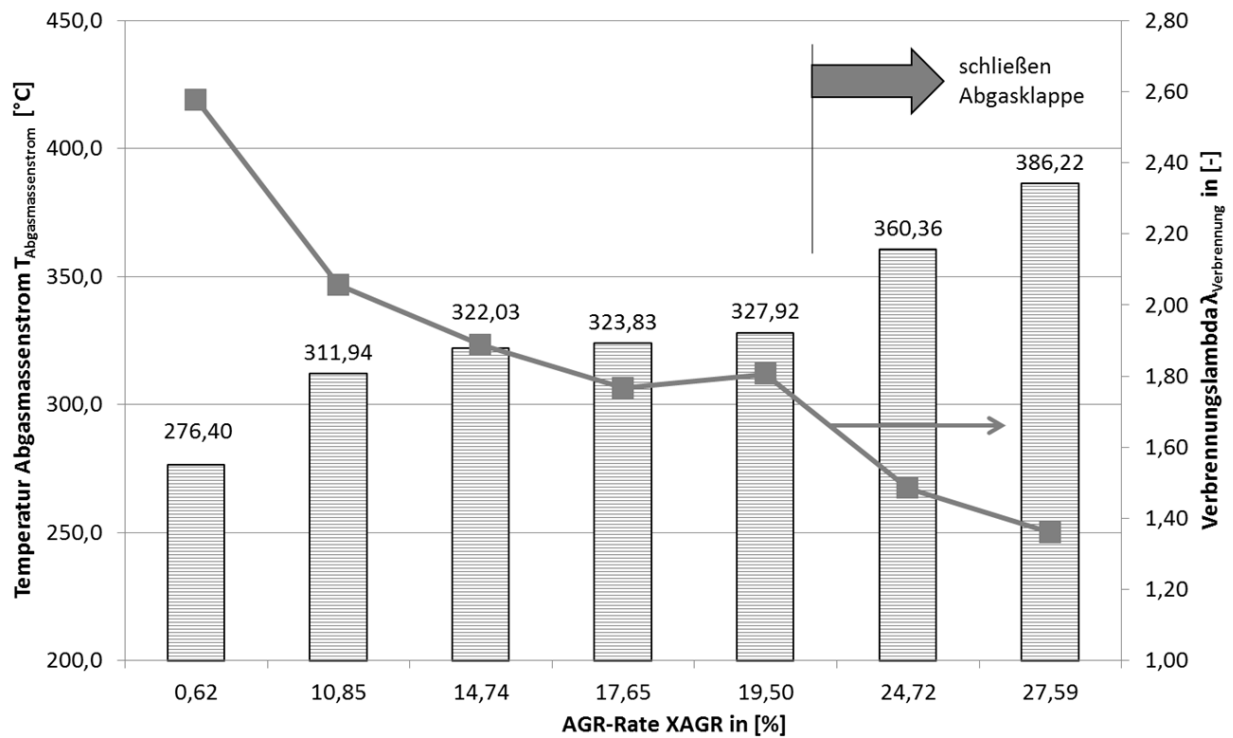
Das Verbrennungslambda lässt sich durch Anpassung der AGR-Rate verstellen, auch bei Zylinderabschaltung, wenn der notwendige Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr vorhanden ist und eine Verstellung der AGR-Rate erlaubt. Der **Abbildung 7.4** ist zu entnehmen, dass eine schrittweise Reduktion der AGR-Rate eine Erhöhung des Verbrennungslambdas und damit zu einer Reduktion der Temperatur des Abgasmassenstroms führt.



**Abbildung 7.4: Änderung der Abgastemperatur und des Verbrennungslambdas bei Variation der AGR-Rate, im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb.**

Die maximale mögliche AGR-Rate beträgt ohne Anpassung der Druckverhältnisse ca.  $X_{AGR_{34/3Zyl.}} \sim 18,8$  % im 34 / 3 Zyl. - Betrieb. Im Vollmotorbetrieb wird im Ref.-Punkt bei  $n = 1600$  1/min und  $M_D = 200$  Nm eine AGR-Rate von  $X_{AGR_{Vollmotor}} = 29,3$  % erreicht. Dadurch ist lediglich eine Erhöhung der Temperatur des Abgasmassenstrom von  $\Delta T_{Abgasmassenstrom} \approx 60$  K zu beobachten.

Eine weitere Erhöhung der Temperatur des Abgasmassenstroms durch Erhöhung der AGR-Rate und damit weiteren Senkung des Verbrennungslambdas ist dennoch möglich. Dargestellt wird dies am Beispiel des 34 / 3 Zyl. - Betriebs. Die Steigerung der AGR-Rate wird durch das schrittweise Schließen der Drossel im Abgasstrang erreicht. Dies ist beispielhaft für den Motor M1 in **Abbildung 7.5** dargestellt. Dadurch wird das Druckgefälle zwischen Abgassammler und Ansaugrohr erhöht. Alternativ wird eine Drosselung auch auf der Ansaugseite verwendet.



Motor-M1: 34 / 3 Zyl.-Betrieb, Ref.-Punkt,  $n = 1600 \text{ 1/min}$ ,  $M_D = 200 \text{ Nm}$ .

**Abbildung 7.5: Mögliche Steigerung der Abgastemperatur durch Absenkung des Verbrennungslambdas bei Steigerung der AGR-Rate.**

Wird das Verbrennungslambda bis nahe an die Rußgrenze  $\lambda_{\text{Ruß-Grenze}} \approx 1,3$  abgesenkt, steigt die Abgastemperatur im 34 / 3 Zyl. - Betrieb; im betrachteten Lastpunkt z.B. auf  $T_{\text{Abgasmassestrom}_{\text{max}}} \approx 386 \text{ }^{\circ}\text{C}$  an. Somit ergibt sich für den Ref.-Punkt eine maximal mögliche Steigerung der Temperatur des Abgasmassestroms von ca.  $\Delta T_{\text{Abgasmassestrom}_{\text{max}}} \approx 110 \text{ K}$ . Für den gesamten Kennfeldbereich wird an einzelnen Betriebspunkten eine maximal mögliche Steigerung der Temperatur des Abgasmassestroms beim 34 / 3 - Zyl. - Betrieb bei Anpassung der AGR-Rate gegenüber dem Vollmotor von bis zu  $\Delta T_{\text{Abgasmassestrom}_{\text{max}}} \approx 125 \text{ K}$  erreicht.

Die Steigerung der AGR-Raten reduziert die Zylinderspitzen drücke. Dadurch wird beim Konzept des Ersatzes von Frischluft durch rückgeführtes Abgas gleichzeitig ein Absinken der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen beobachtet. In der Sonderbetriebsart d.h. beim Schließen der Abgasklappe, wird die AGR-Rate bei Hochdruck- und interner AGR (z.B. durch Abgasrückhaltung) erhöht. Die Das Verbrennungslambda wird reduziert und gleichzeitig die LdW-Verluste erhöht. Somit muss mehr Kraftstoff eingespritzt werden und das Verbrennungslambda sinkt zusätzlich.

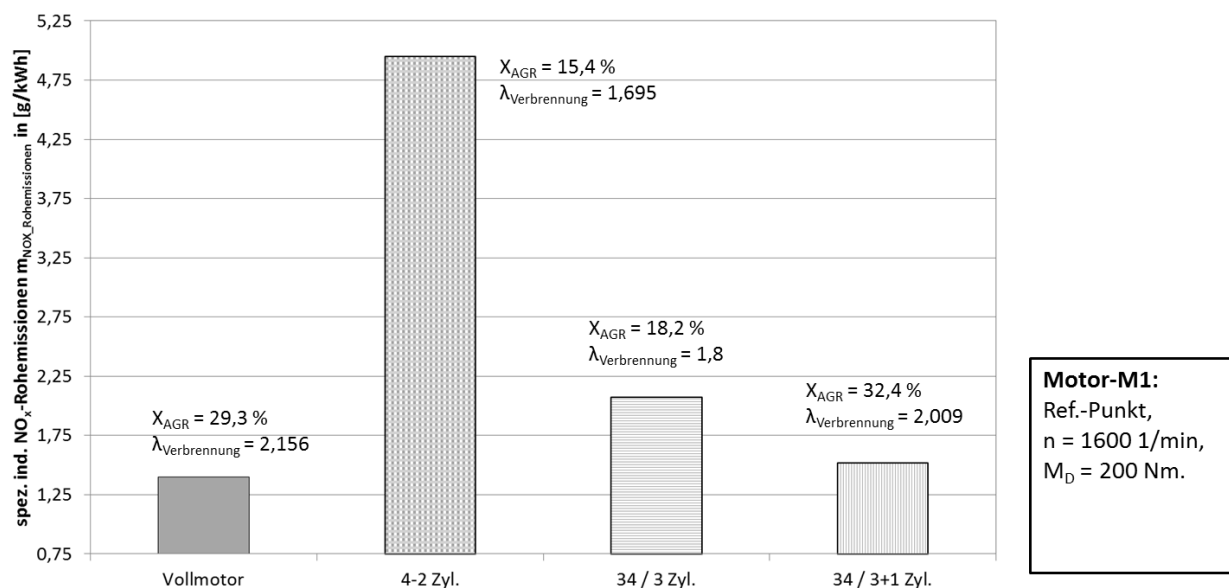
## 7.2. Vergleich der Schadstoff-Rohemissionen

Die Menge der spezifischen Schadstoffemissionen in den unterschiedlichen Betriebsarten ergeben sich durch die jeweils maximal erreichbare AGR-Rate, sowie dem spez. Motordrehmoment und der Temperatur im Ansaugrohr. Neben dem Verbrennungslambda sind der Spritzbeginn und der

Verdichtungsenddruck bzw. -temperatur maßgeblich für den Zylinderspritzendruck und die sich daraus ergebende Zylinderspitzen-temperatur. Diese ist für die Bildung der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionsmasse maßgebend.

### 7.2.1. $\text{NO}_x$ -Rohemissionen

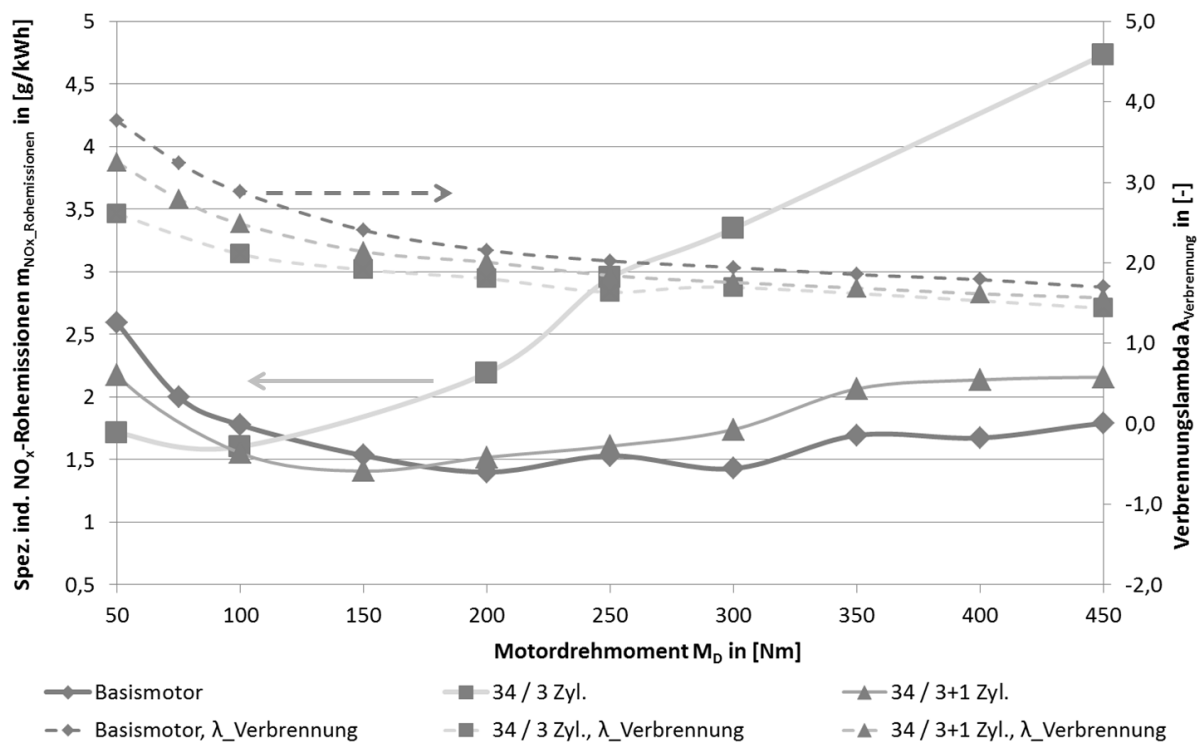
In der Literatur, z.B. bei Mollenhauer und Tschöke [1], sind die typischen  $\text{NO}_x$ -Bildungsmechanismen u.a. für das hier relevante thermisch gebildete  $\text{NO}_x$  (nach dem „Zeldovich-Mechanismus“) beschrieben. Die nachfolgende **Abbildung 7.6** zeigt die spezifischen  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen für die unterschiedlichen Betriebsarten, beim Betrieb im Ref-Punkt für Motor M1.



**Abbildung 7.6: Spezifische  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen im Vergleich der Betriebsarten des 3up-Konzeptmotor zum Basismotor.**

Die Darstellung zeigt wie erwartet einen signifikanten Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen bei Abschaltung von einem bzw. zweier Zylindern. Der Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen ist auf die niedriger erreichbare AGR-Rate von z.B.  $X_{\text{AGR}_{4-2 \text{ Zyl. - Betrieb}}} < 16$  und das niedrige Verbrennungslambda d.h. hohe spez. Einspritzmenge zurückzuführen (Erhöhung der inneren Last bzw. spez. Drehmomentes). Der Verlauf der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen im Lastschnitt ist bei den unterschiedlichen Betriebsarten abhängig von der darstellbaren AGR-Rate und der effektiven Zylinderfüllung. Die nachfolgende **Abbildung 7.7** zeigt die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen bei den Betriebsarten und  $n = 1600 \text{ 1/min}$  im Vergleich<sup>9</sup>.

<sup>9</sup> Auf die Darstellung des Messwerte im 4-2 - Zyl. - Betrieb wird verzichtet, da nur ein kleiner Drehmomentenbereich gemessen werden konnte.



Motor-M1: Ref.-Punkt,  $n = 1600$  U/min, max. mögliche AGR.

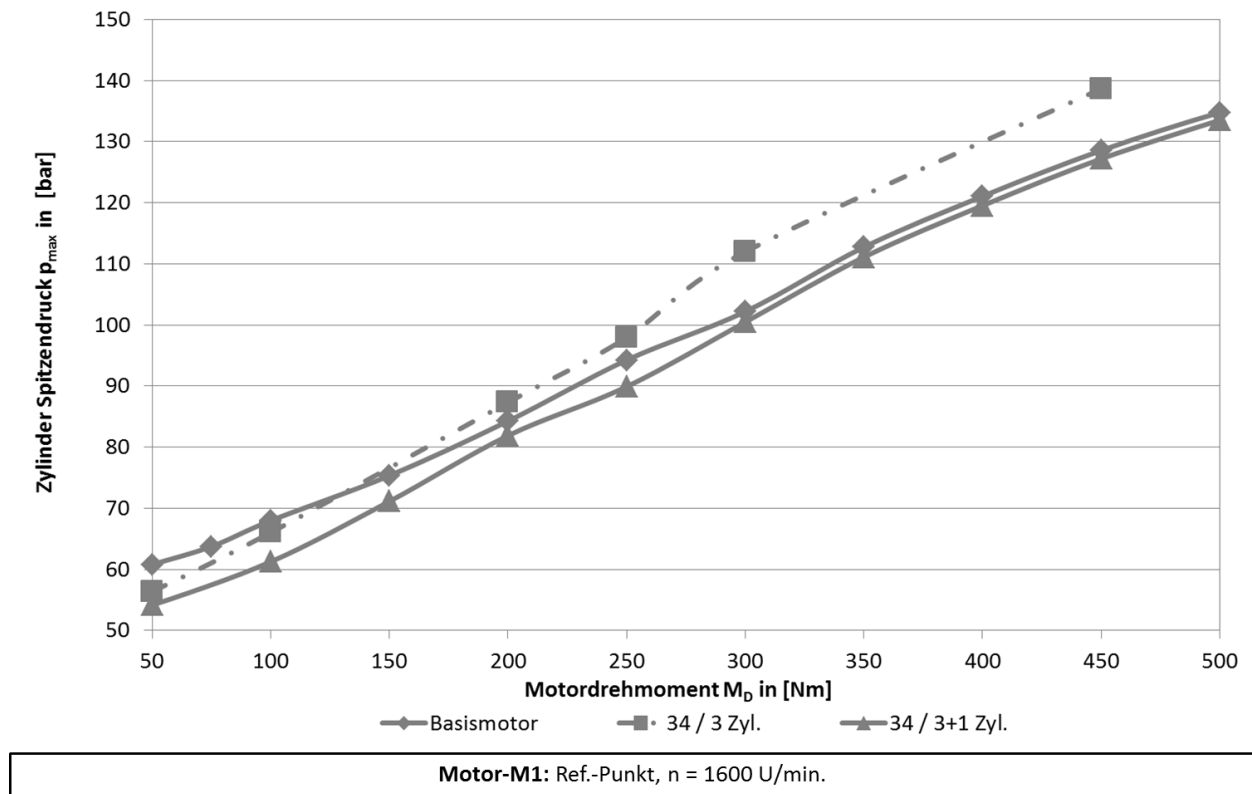
**Abbildung 7.7: Spez. NO<sub>x</sub>-Rohemissionen im Lastschnitt Vergleich der Betriebsarten des 3up- Konzeptmotors mit dem Betriebsarten.**

Der **Abbildung 7.7** ist zu entnehmen, daß die auf spez. NO<sub>x</sub>-Rohemission im Bereich niedriger Motordrehmomente  $M_D < 200$  Nm für den 34 / 3 - Zyl. - Betrieb und den 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb, niedriger ist als im Betrieb des Basismotors sind. Aus Sicht der NO<sub>x</sub>-Rohemissionen ergibt sich beim Betrieb des 34 / 3 - Zyl. - Betrieb ein Vorteil bei den NO<sub>x</sub>-Rohemissionen bis zu einem Motordrehmoment von ca.  $M_D \approx 100$  Nm.

Können höheren AGR-Raten, wie im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb, dargestellt werden, führt dies auch zu niedrigeren bzw. annähernd gleichen NO<sub>x</sub>-Rohemission bis ca.  $M_D = 250$  Nm als beim Basismotor. Allerdings wird dabei die niedrige NO<sub>x</sub>-Rohemission des 34 / 3 - Zyl. - Betriebs nicht erreicht.

Die Analyse des Zylinderspitzen drucks  $p_{max}$  ergibt z.B. bei  $n = 1600$  1/min im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb einen niedrigeren mittleren Zylinderspitzen druck bis ca.  $M_D > 150$  Nm. Die nachfolgende **Abbildung 7.8** enthält auch den gemittelten Zylinderspitzen druck im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb. Der gemittelte Zylinderspitzen druck ergibt sich durchgehend scheinbar niedriger als beim Basismotor. Trotzdem steigen ab ca.  $M_D > 250$  Nm die NO<sub>x</sub>-Rohemissionen ggü. dem Basismotor an. Ursache ist die ungleiche Verteilung der AGR zwischen den Zylinder und insgesamt höhere AGR-Rate bzw. die höhere Temperatur ( $\Delta T_{Ansaugrohr} \approx + 15$  K) im Ansaugrohr. Dies erhöht die Verdichtungsendtemperatur und somit die spez. NO<sub>x</sub>-Rohemissionen. Zusätzlich sinkt die AGR-Rate mit steigendem Motordrehmoment beim

34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb stärker als beim Basismotor. Der mittlere Zylinderspitzenndruck liegt aufgrund höherer Differenzen zwischen einzelnen Zylindern ggü. dem Basismotor unterhalb des Basismotors.

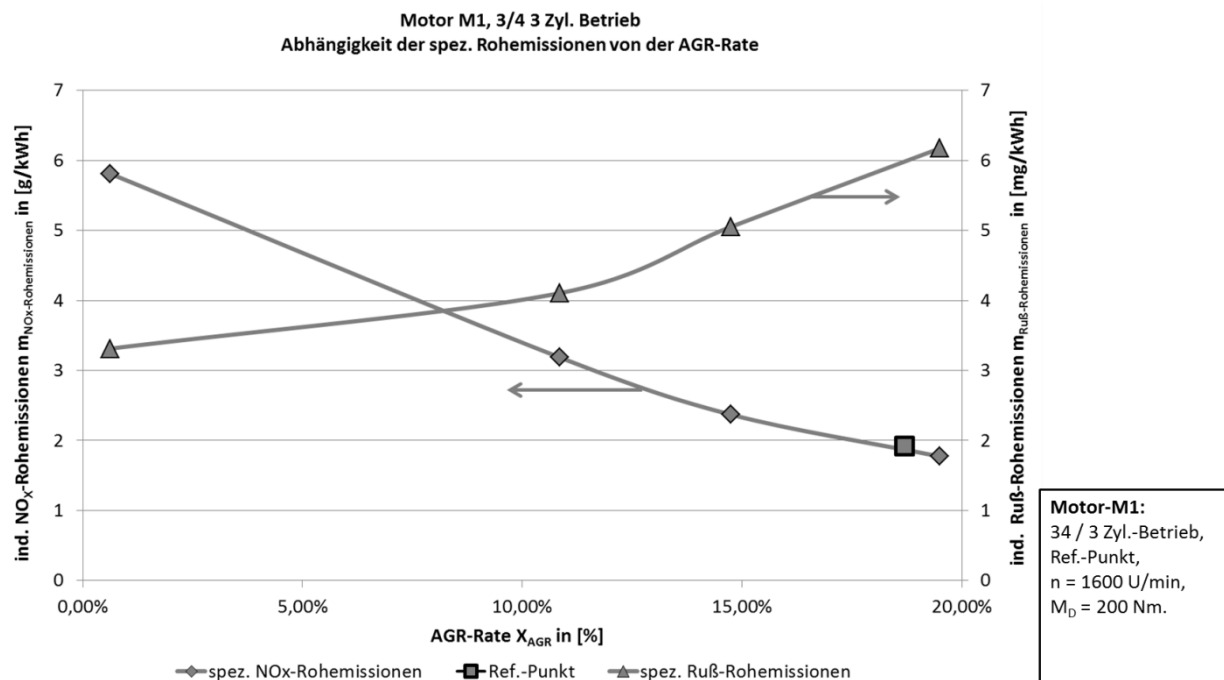


**Abbildung 7.8: Vergleich des Zylinderspitzenndrucks  $p_{max}$  im Lastschnitt im Vergleich der Betriebsarten.**

Eine Parametervariation der Einspritzparameter und die zylinderindividuelle Adaption des Zylinderspitzenndrucks wurde nicht durchgeführt. Die speziellen Druckhältnisse beim 34 / 3+1 - Zyl. – Betrieb werden im weiteren Verlauf in **Kapitel 8.1** weiter analysiert.

Durch Variation der AGR-Rate im Referenzpunkt ergibt sich der für Dieselmotoren charakteristische Kompromiss zwischen Ruß- und NO<sub>x</sub>-Rohemissionen.

Die nachfolgende **Abbildung 7.9** zeigt beispielsweise die Variation der AGR-Raten im Ref.-Punkt am Beispiel des 34 / 3 - Zyl. - Betriebs. Die niedrigen NO<sub>x</sub>-Rohemissionen des Basismotors können durch Erhöhung der AGR-Rate mittels Sondermaßnahmen (schließen der Abgasklappe) erreicht werden. Dabei steigen die Ruß-Rohemissionen an.



**Abbildung 7.9: Spez. ind. NO<sub>x</sub>- und Ruß-Rohemissionen bei Variation der AGR-Rate im 34 / 3 - Zyl. Betrieb.**

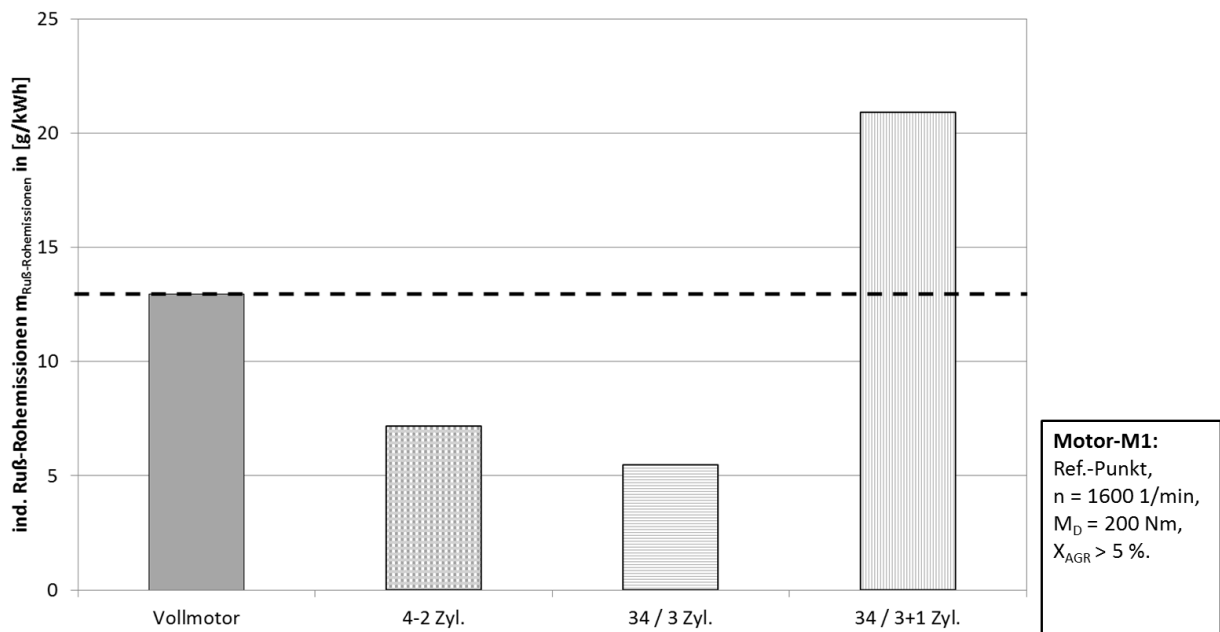
Der überproportionale Anstieg der NO<sub>x</sub>-Rohemissionen, bei Erhöhung der spez. Drehmomente d.h. innere Lastpunktverschiebung, wird durch Anpassung der AGR-Rate (weitere Steigerung) reduziert. Die AGR-Verträglichkeit steigt mit dem spez. Drehmoment bzw. inneren Last an. Eine Limitierung der Lastpunktverschiebung ist durch das Absinken des Verbrennungslambdas und dem Erreichen der Lambda Ruß-Grenze, verbunden mit einem überproportionalen Anstieg der Ruß-Rohemissionen, gegeben.

### 7.2.2. Ruß-Rohemissionen

Die in der nachfolgenden **Abbildung 7.10** dargestellten spezifischen Ruß-Rohemissionen bei den unterschiedlichen Betriebsarten entsprechen dem zuvor dargestellten Verlauf der NO<sub>x</sub>-Rohemissionen bzw. resultieren aus den jeweiligen AGR-Raten. Die niedrigere AGR-Rate beim 4-2 - Zyl. - und 34 / 3 - Zyl. - Betrieb bewirkt außerdem das Absinken der spez. Ruß-Rohemissionen.

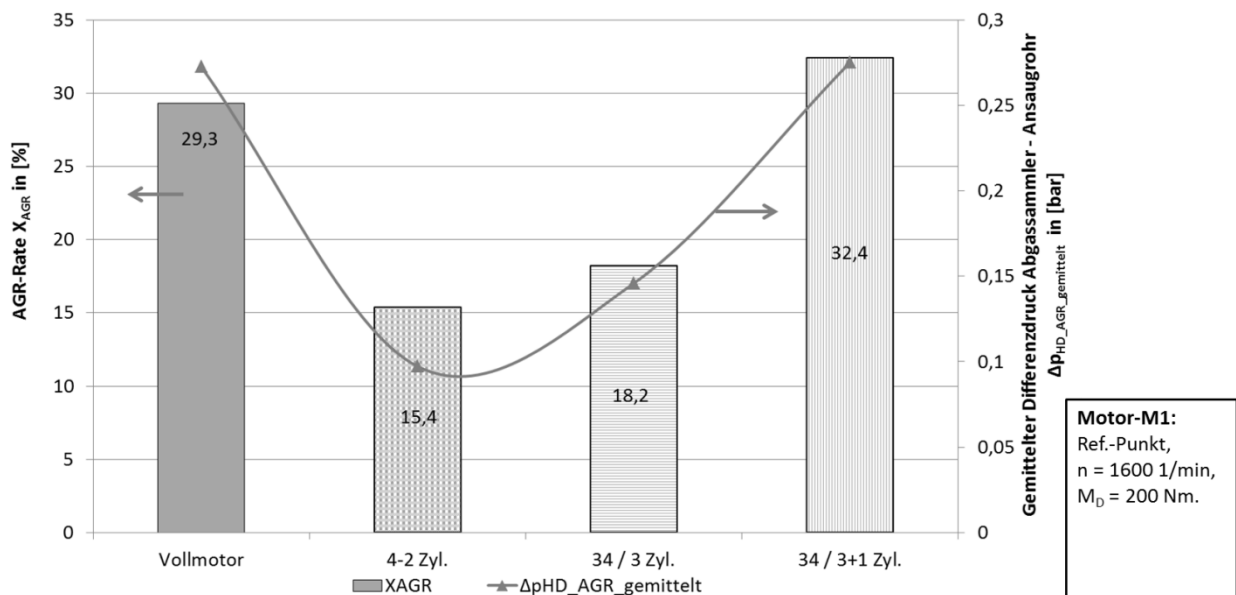
Der **Abbildung 7.9** und **Abbildung 7.10** ist zu entnehmen, dass die Ruß-Rohemissionen im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb aufgrund der gestiegenen mittleren AGR-Rate von  $X_{AGR, 34 / 3+1 - Zyl.} = 32,4$  % ansteigen. Dagegen steigen die NO<sub>x</sub>-Rohemissionen, lediglich geringfügig gegenüber dem Basismotor an. Als Ursache wird wiederum die ungleiche Verteilung der AGR und Zylinderfüllung zwischen den Zylindern identifiziert.





**Abbildung 7.10: Spez. Ruß-Rohemissionen im Vergleich der Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors zum Basismotor.**

Um beim dem gewählten Vergleich der Betriebsarten im Referenzpunkt eine Zuordnung der Verhältnisse zu ermöglichen, ist in der nachfolgenden **Abbildung 7.11** die gemessene AGR-Rate und der für die AGR-Rate maßgeblichen Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr dargestellt.



**Abbildung 7.11: Mögliche AGR-Rate (XAGR) in den unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors und im 4-2 - Zyl. - Betrieb im Vergleich zum Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr beim Vollmotor.**

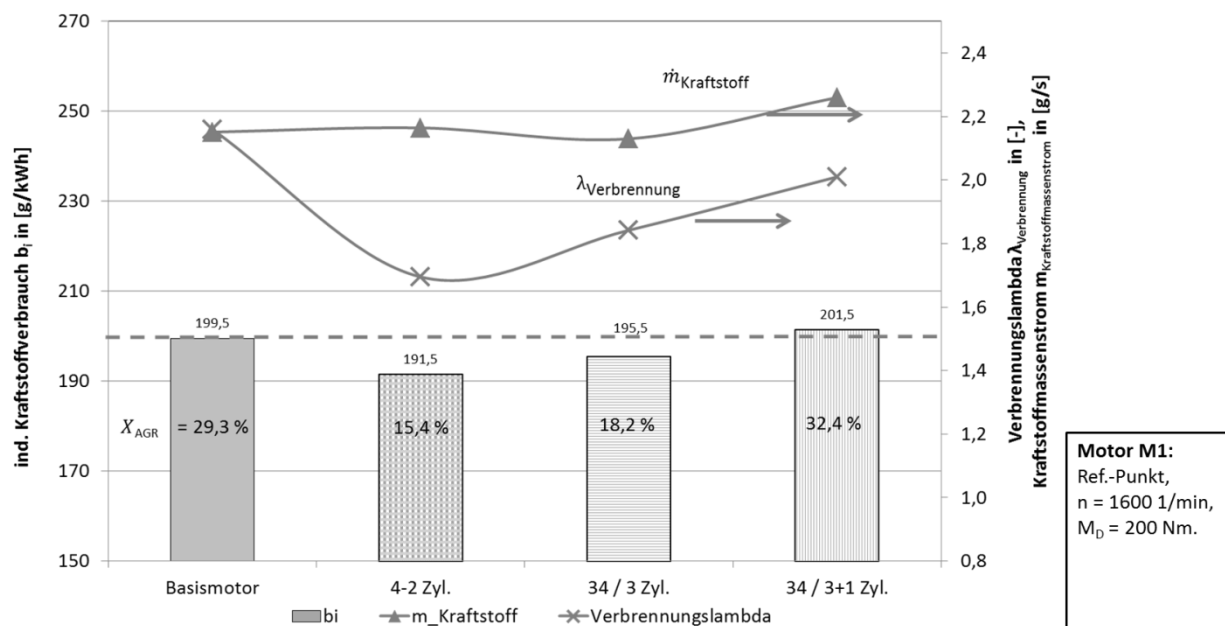
Die gemittelte Druckdifferenz zwischen Abgassammler und Ansaugrohr ergibt die erreichte AGR-Rate. Dies wird nicht in allen Kennfeldbereichen und bei allen Betriebsarten festgestellt. Bei kleinen Motordrehzahlen und Motordrehmomenten sinken die AGR-Raten weit unter die AGR-Rate beim

Basismotor. Bei vergleichbarem mittlerem Differenzdruck, z.B. beim 34 / 3 - Zyl. - Betrieb im Vergleich zum Basismotor, wird eine geringere AGR-Rate erreicht. Grund sind die zyklischen Druckverläufe im Abgassammler und im Ansaugrohr, sowie der Druckverlust im AGR-System der sich aus der Konstruktion bzw. Auslegung ergibt. Das AGR-System wurde vom Basismotor übernommen.

Hier besitzt der 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb Vorteile gegenüber den übrigen Betriebsarten, da der Luftmassenstrom dem des Basismotors entspricht und teilweise höher ist, sowie die Druckverhältnisse vor Turbine (zyklisches Aufstauen und Erhöhung des mittleren Drucks) Vorteile zur Erreichung hoher AGR-Rate aufweist.

### 7.3. Spezifischer Kraftstoffverbrauch

Die Konzeptmotoren zeigen im Vergleich mit den Basismotoren unterschiedliche Reibmitteldrücke. Deshalb wird der Vergleich des spez. Kraftstoffverbrauchs anhand der indizierten Werte nach Betriebsarten verglichen. Die nachfolgende **Abbildung 7.12** zeigt den spez. ind. Kraftstoffverbrauch bei den unterschiedlichen Betriebsarten.



**Abbildung 7.12: Vergleich des spez. ind. Kraftstoffverbrauchs der unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotor und 4-2 - Zyl. - Betrieb zum Basismotor.**

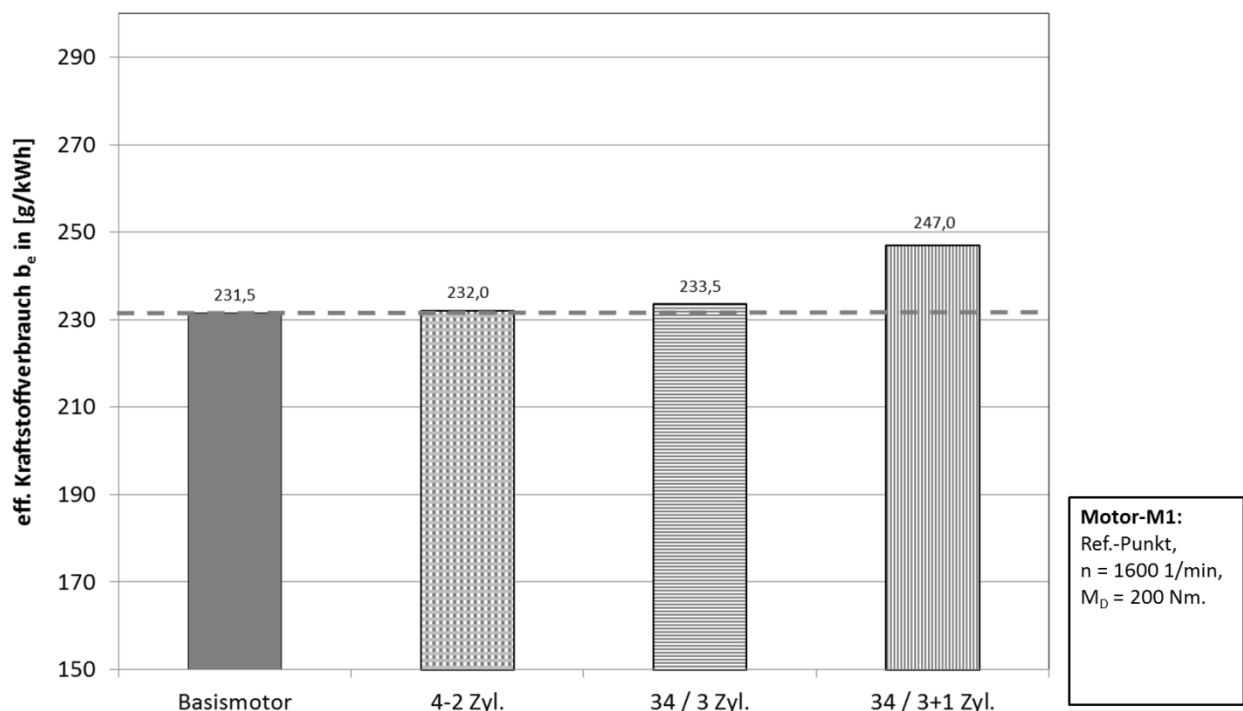
Der spez. ind. Kraftstoffverbrauch ist im 34 / 3+1- Zyl. - Betrieb nur geringfügig gegenüber dem Basismotor erhöht. Im 4-2 - Zyl.- und 34 / 3 - Zyl. - Betrieb reduziert sich der spez. ind. Kraftstoffverbrauch im Referenz-Punkt um - 4 % und - 2,5 % gegenüber dem Vollmotorbetrieb.

Beim Vergleich des spez. eff. Kraftstoffverbrauchs werden die Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors und des Basismotors mit der konv. Abschaltung im 4-2 - Zyl. - Betrieb verglichen. Somit wird jeweils der

gleiche Grundmotor bzw. Aufbau zum Vergleich verwendet. Der Einfluss aus der Reibung durch die unterschiedlichen Motoraufbauten ist damit nicht relevant und ein Vergleich zulässig.

Der erreichbare spez. ind. Kraftstoffverbrauch ist vom Verbrennungslambda und von der AGR-Rate abhängig. Die AGR-Rate des 4-2 - Zyl.- und 34 / 3 - Zyl. - Betriebs ist, wie dargestellt, niedriger als beim Basismotor.

Der spez. eff. Kraftstoffverbrauch ist in der nachfolgenden **Abbildung 7.13** dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass sich der spez. eff. Kraftstoffverbrauch zwischen dem 4-2 - Zyl. - Betrieb und dem Basismotor nur geringfügig unterscheiden. Trotz des geringeren spez. ind. Kraftstoffverbrauchs steigt der Reibmitteldruck beim 4-2 - Zyl. - Betrieb an. Die Erhöhung des Einspritzdrucks (Raildruck), die Reibung der abgeschalteten Zylinder und die Kompressionsarbeit der abgeschalteten Zylinder ( $p_{ik}$  – Kompressionsmitteldruck je Motorumdrehung) ergeben einen Anstieg um  $\Delta p_{mr} = 0,35$  bar. Damit wird der reduzierte spez. ind. Kraftstoffverbrauch kompensiert und ein geringfügiger Mehrverbrauch ggü. dem Basismotor erreicht.



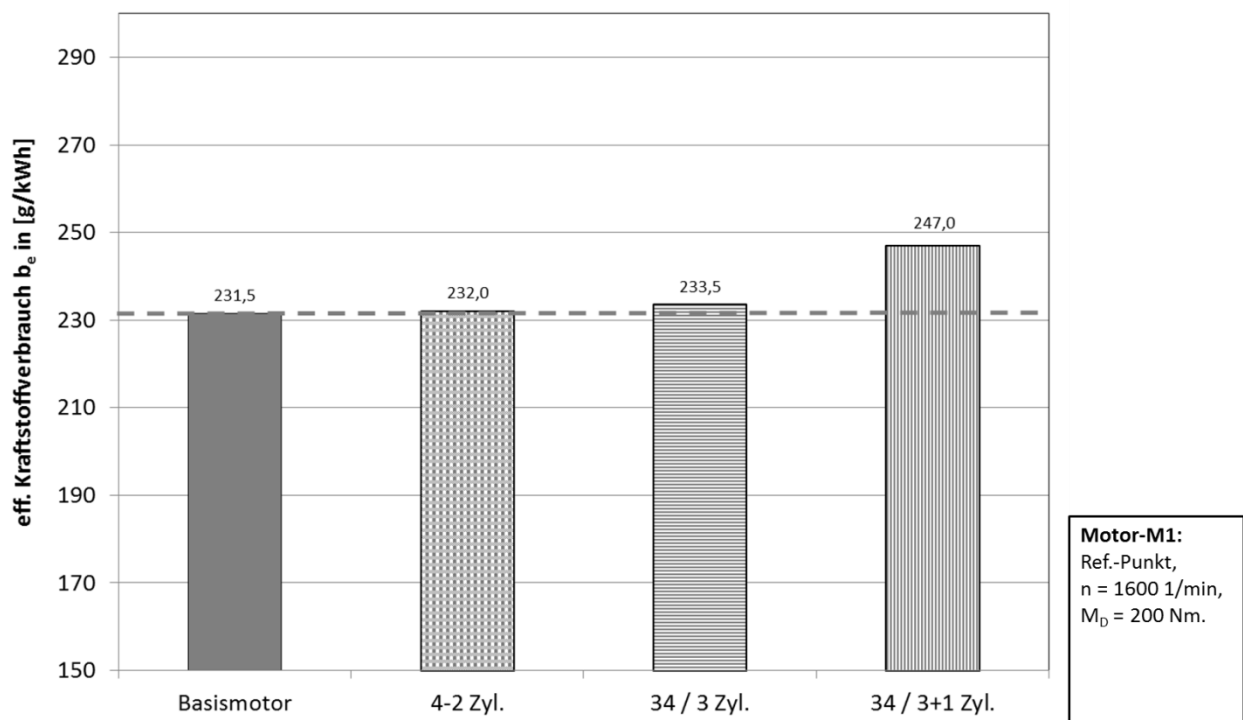
**Abbildung 7.13: Vergleich spez. eff. Kraftstoffverbrauch der unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors und im 4-2 - Zyl. - Betrieb zum Basismotor.**

Der Anstieg des spez. eff. Kraftstoffverbrauchs im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb beträgt ca. 6 % gegenüber dem 34 / 3 - Zyl. - Betrieb. Da die Motormechanik unverändert bleibt und damit die Reibverhältnisse, sowie der der spez. ind. Kraftstoffverbrauch vergleichbar mit dem Basismotor sind, ist die in allen Betriebspunkten gemessene Erhöhung des Reibmitteldruckes nicht zu erklären. Der Anstieg des

Reibmitteldrucks beim 34 / 3 - Zyl. - Motor entspricht mit  $\Delta p_{mr} \approx 0,2$  bar ca. dem erwarteten Anstieg des spez. effektiven Kraftstoffverbrauchs.

### Hochdruckwirkungsgrad

Die Auswertung und thermodynamische Analyse der indizierten Größen der Zylinderdruckverläufe wird in der nachfolgenden **Abbildung 7.14** für den Hochdruckanteil des Zylinderdruckverlaufs dargestellt. Dabei wird auf eine detaillierte Analyse des 4-2 - Zyl. - Betriebs verzichtet und auf die thermodynamischen Verhältnisse beim 3up-Konzeptmotor betrachtet.

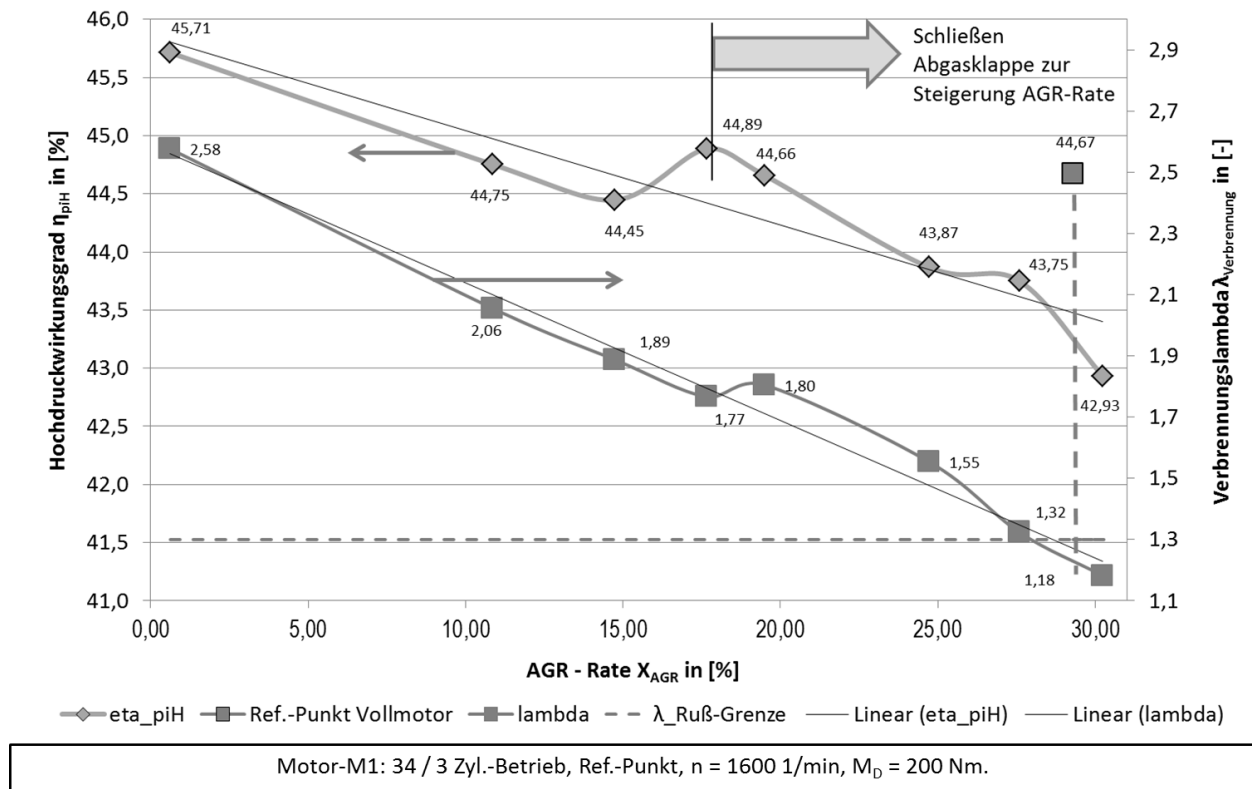


**Abbildung 7.14: Vergleich der Wirkungsgrade Hochdruckanteile im Zylinderdruckverlauf bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up Konzeptmotors zum Basismotor.**

Die Darstellung in **Abbildung 7.14** zeigt in etwa gleiche Hochdruckwirkungsgrade beim 34 / 3 - Zyl. - Betrieb im Vergleich zum Basismotor. Zu berücksichtigen ist, wie bereits erwähnt, dass die AGR-Rate mit  $X_{AGR\_34 - 3Zyl.} = 18,2$  % gegenüber dem Basismotor  $X_{AGR\_Basismotor} = 29,3$  % reduziert ist. Hieraus resultiert eine geringfügige Erhöhung des mittleren Hochdruckwirkungsgrades.

Der Hochdruckwirkungsgrad variiert mit der AGR-Rate. Die nachfolgende **Abbildung 7.15** zeigt beispielhaft eine Reduktion des Hochdruckwirkungsgrades bei Variation der AGR-Rate. Die dargestellte weitere Erhöhung der im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb erreichten AGR-Rate durch Androsselung, zeigt eine weitere Reduktion des Verbrennungslambdas und damit verbunden eine weitere Reduktion des Hochdruckwirkungsgrades. Daraus resultierend steigt der spez. ind. Kraftstoffverbrauch mit Erhöhung der AGR-Rate an.

Nachteilig ist bei dieser Betrachtung, dass durch die Androsselung neben dem Anstieg der AGR-Rate eine geringfügige Erhöhung der LdW-Verluste verbunden. Die Analyse ergibt eine Erhöhung von  $\Delta p_{iL} \approx 0,04$  bar beim Schließen der Abgasklappe auf 65% der Öffnungsfläche im Ref.-Punkt. Damit sind die geringfügigen Abweichungen vom linearen Verlauf des Verbrennungslambdas und des Wirkungsgrades in der Darstellung zu erklären.

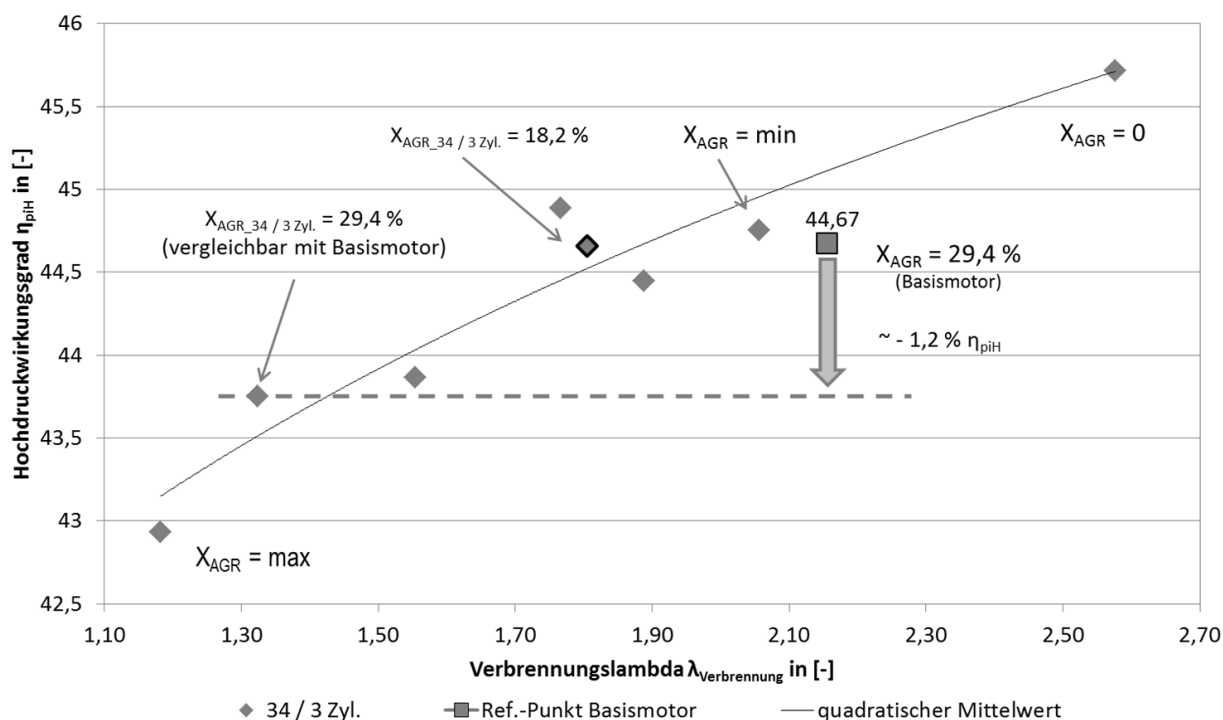


**Abbildung 7.15: Hochdruckwirkungsgrad und Verbrennungslambda bei Variation der AGR-Rate.**

In **Abbildung 7.15** ist das entsprechende Verbrennungslambda für die Variation der AGR-Raten aufgetragen. Das Grenzlamba bzgl. der Ruß-Rohemissionen von ca.  $\lambda_{Ru\beta-Grenze} = 1,3$  wird beim Schließen der Abgasklappe bei ca. 65 % Klappenöffnung erreicht. Mit dem Anstieg der AGR-Rate reduziert sich der Hochdruckwirkungsgrad. Dieser sinkt unter den Wirkungsgrad des Basismotor  $\eta_{piH-Basismotor-Ref.-Punkt} = 44,47$  % beim Erreichen einer vergleichbaren AGR-Rate von  $X_{AGR} = 29,3$  %. Das sich einstellende Verbrennungslambda ist bereits nahe der Lambda Ruß-Grenze. Das Verbrennungslambda des Basismotors im Referenzpunkt beträgt  $\lambda_{Verbr-Basismotor} = 2,16$ .

Wird bei Variation des Verbrennungslambdas im Ref.-Punkt der Hochdruckwirkungsgrad für den 34 / 3 - Zyl. - Betrieb aufgetragen, ergibt sich ein in etwa gleicher Hochdruckwirkungsgrad ggü. dem Basismotor, bei einer AGR-Rate von ca.  $X_{AGR-34/3\ Zyl.} = 18,7$  %. Die Erhöhung der AGR-Rate führt zu einer Absenkung des Hochdruckwirkungsgrades. Wird, wie in der nachfolgenden **Abbildung 7.16** dargestellt, die AGR-Rate des Basismotors eingestellt (über Drossel im Abgasstrang) reduziert sich der Hochdruckwirkungsgrad im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb.

Dadurch reduziert sich der Hochdruckwirkungsgrades bei Erhöhung der spezifischen Kraftstoffmasse. Insbesondere bei sehr kleinem Verbrennungslambda (hohe Wandwärmeverluste) und hohen AGR-Raten wird in Folge des steigenden Zündverzugs d.h. der späteren Verbrennungsschwerpunktlage (50% Umsatzpunkt der nicht durch Korrektur des SOI korrigiert werden kann) und steigender Brenndauern der Hochdruckwirkungsgrad reduziert.

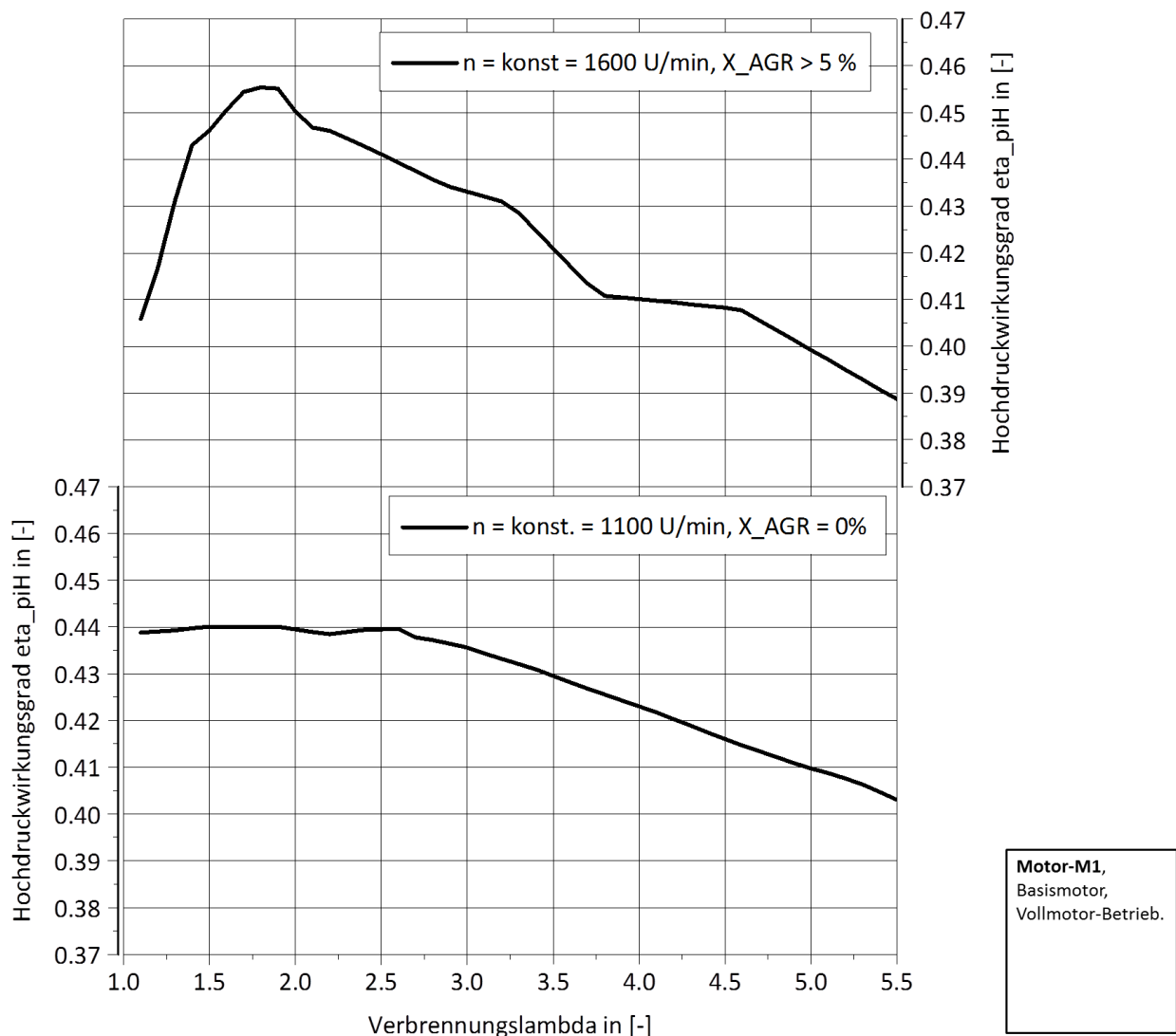


Motor-M1: 34 / 3 Zyl.-Betrieb, Ref.-Punkt,  $n = 1600$  1/min,  $M_D = 200$  Nm.

**Abbildung 7.16: Hochdruckwirkungsgrad als Funktion des Verbrennungslambdas bei LPV im Vergleich zum Basismotor.**

Die nachfolgende **Abbildung 7.17** zeigt den Verlauf des Hochdruckwirkungsgrades als Funktion des Verbrennungslambdas für einen gewählten Lastschnitt (entspricht hier der Änderung des Verbrennungslambdas) beim Basismotor und eingeschalteter AGR, bei  $n = 1600$  1/min (oben) und rechts mit ausgeschalteter AGR bei  $n = 1100$  1/min (unten).

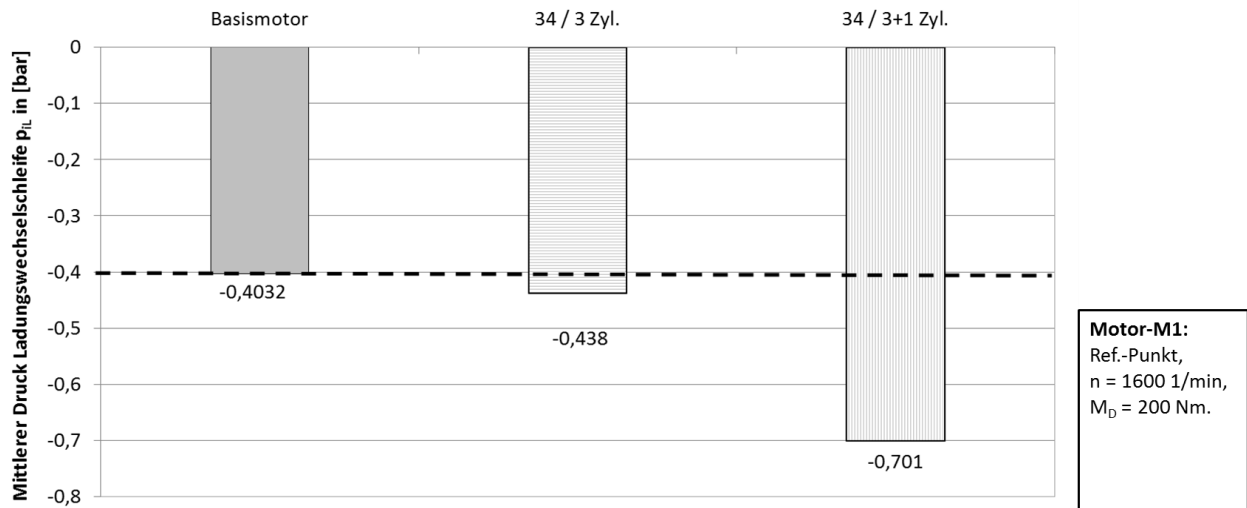
Bei steigenden Verbrennungslambdas sind die Brennraumtemperaturen bzw. Brennraumdrücke niedrig und der Hochdruckwirkungsgrad sinkt in Folge sinkender Prozesstemperaturen und Drücke. Bei eingeschalteter AGR und mit der Motordrehzahl schneller als beim Betrieb ohne AGR.



**Abbildung 7.17: Verlauf des Hochdruckwirkungsgrades als Funktion des Verbrennungslambdas bei unterschiedlichen AGR-Raten und Motordrehzahlen.**

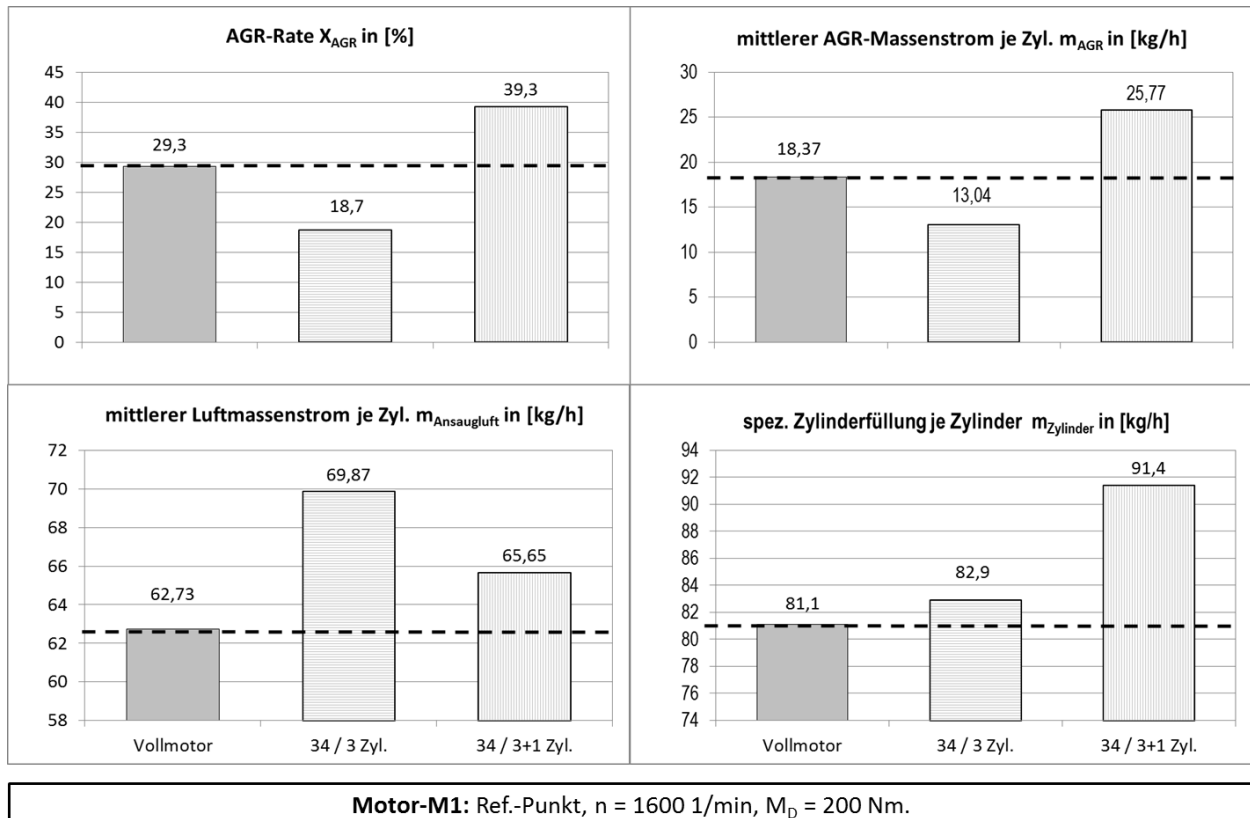
### LdW-Verluste

Der Vergleich des mittleren Drucks der Ladungswechselschleife zeigt einen geringfügigen Anstieg der Ladungswechselschleife beim 34 / 3 - Zyl. - Betrieb. Wie der nachfolgenden **Abbildung 7.18** zu entnehmen ist, erhöht sich dagegen der mittlere Druck der Ladungswechselschleife beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb um ca. 75% im Vergleich zum Basismotor für den Ref.-Punkt. Die Ursachen der Zunahme des mittleren Drucks der Ladungswechselschleife bei dieser Betriebsart wird im weiteren Verlauf in **Kapitel 8.3.** analysiert.



**Abbildung 7.18:** Vergleich des mittleren Drucks der LdW-Mitteldrucks bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors im Vergleich zum Basismotor.

Durch die reduzierte AGR-Rate im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb (ohne Zusatzmaßnahmen und Anpassungen) steigt der spez. Luftmassenstrom an. Dadurch steigt insgesamt im Bereich  $M_D > 150$  Nm die Zylinderfüllung. Wie in der nachfolgenden **Abbildung 7.19** dargestellt, trägt die höhere spez. Zylinderfüllung insbesondere beim 3+1 - Zyl. - Betrieb zu einem höheren mittleren Druck der Ladungswechselschleife bei.

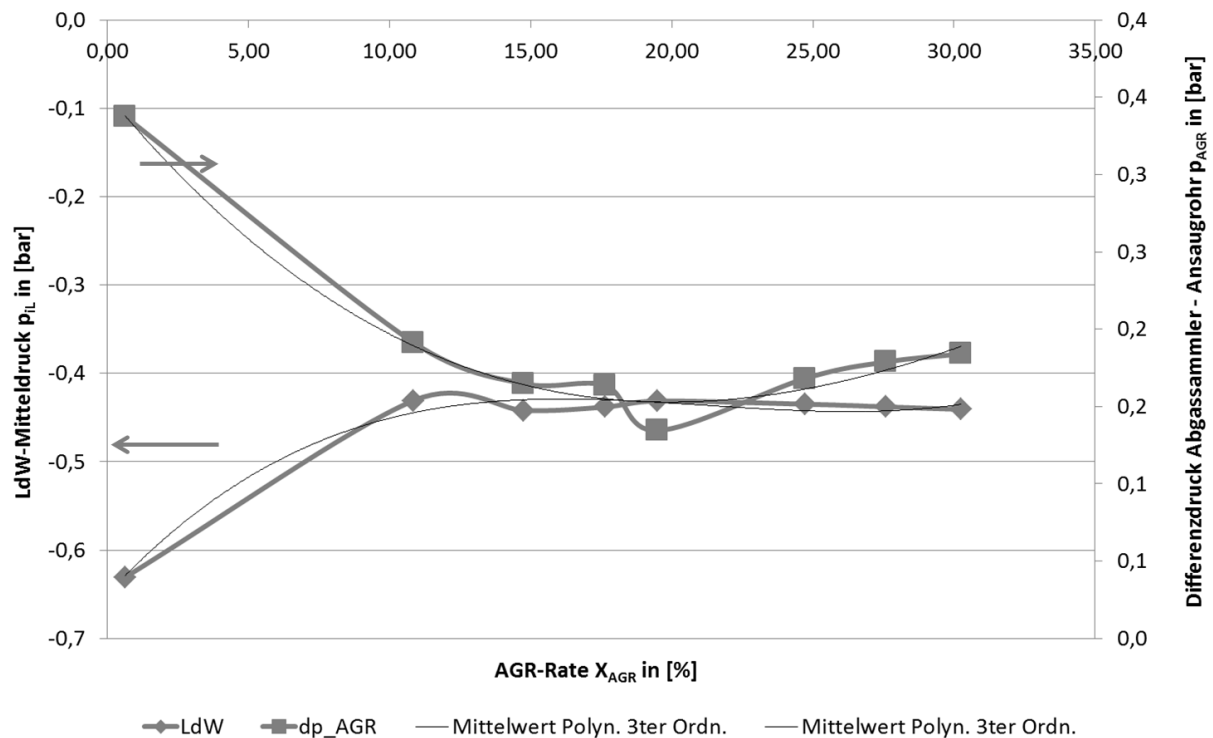


**Abbildung 7.19:** Vergleich der AGR-Rate, Zusammensetzung Zylinderfüllung und spez. Zylindermasse bei den unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors zum Basismotor.



Der LdW-Verlust ist eine Funktion der AGR-Rate. Für den Ref.-Punkt wird beim 34 / 3 - Zyl. - Betrieb beispielhaft dessen Verlauf über der AGR-Rate beispielhaft in der nachfolgenden **Abbildung 7.20** dargestellt. Bereits bei kleinen AGR-Raten steigt der LdW-Mitteldruck schnell an und die LdW-Verluste reduzieren sich. Auch bei weiterer Steigerung der AGR-Rate bleibt dieser nahezu konstant<sup>10</sup>.

Grund dafür, dass der LdW-Mitteldruck nicht weiter ansteigt (d.h. die LdW-Verluste sinken) ist der Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr der ab ca.  $X_{AGR} = 15\%$  nahezu konstant ist. Dieses Verhalten wird beim Basismotor ebenfalls festgestellt.

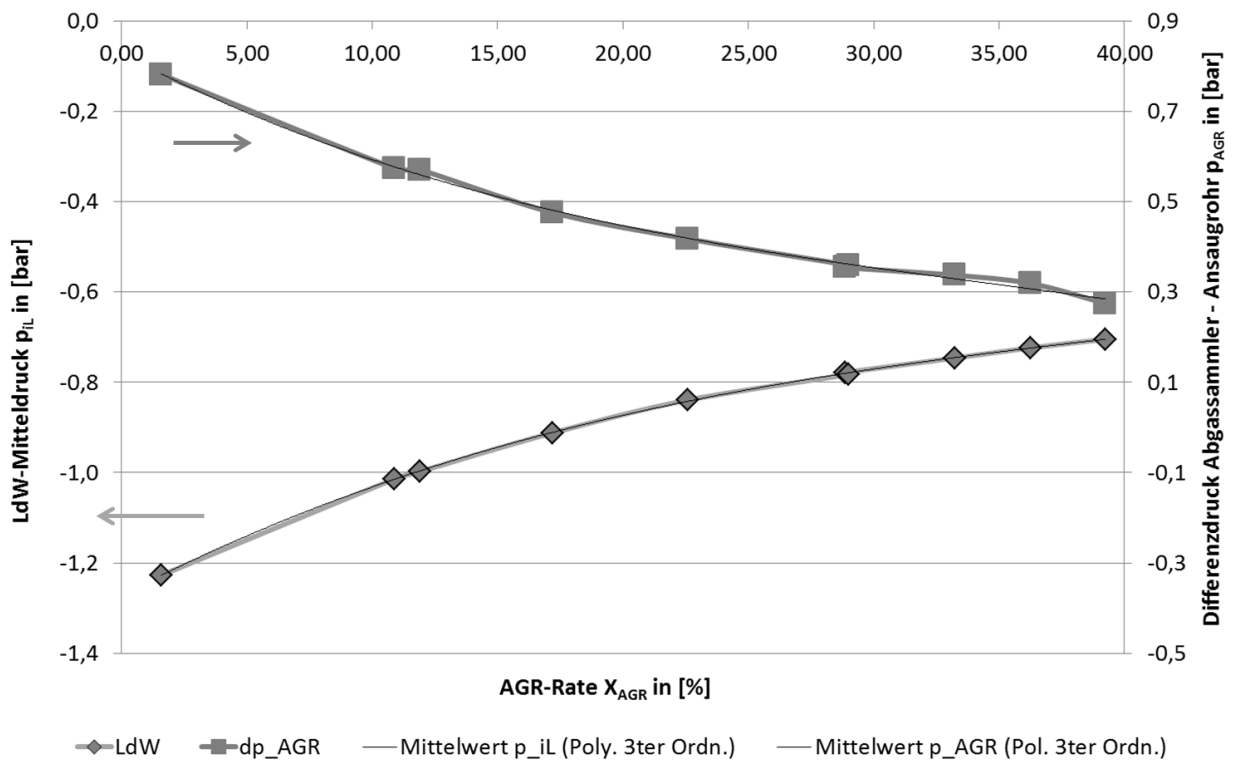


**Motor-M1:** 34 / 3 Zyl.-Betrieb, Ref.-Punkt,  $n = 1600$  1/min,  $M_D = 200$  Nm.

**Abbildung 7.20: LdW-Mitteldruck und Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr bei Variation der AGR-Rate.**

Beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb wird dagegen bei Steigerung der AGR-Rate eine weitere Reduktion des Differenzdrucks beobachtet. Damit sinkt der LdW-Verluste mit der AGR-Rate stetig weiter. Wie die nachfolgende **Abbildung 7.21** zeigt, wird bei der Variation der AGR-Rate im gesamten Variationsbereich eine Änderung des LdW-Mitteldrucks und Differenzdrucks gemessen.

<sup>10</sup> Anmerk.: In der Darstellung sind keine Werte zwischen  $X_{AGR} = 0\%$  und  $X_{AGR} = 10\%$  enthalten, da diese nicht stabil einstellbar sind.



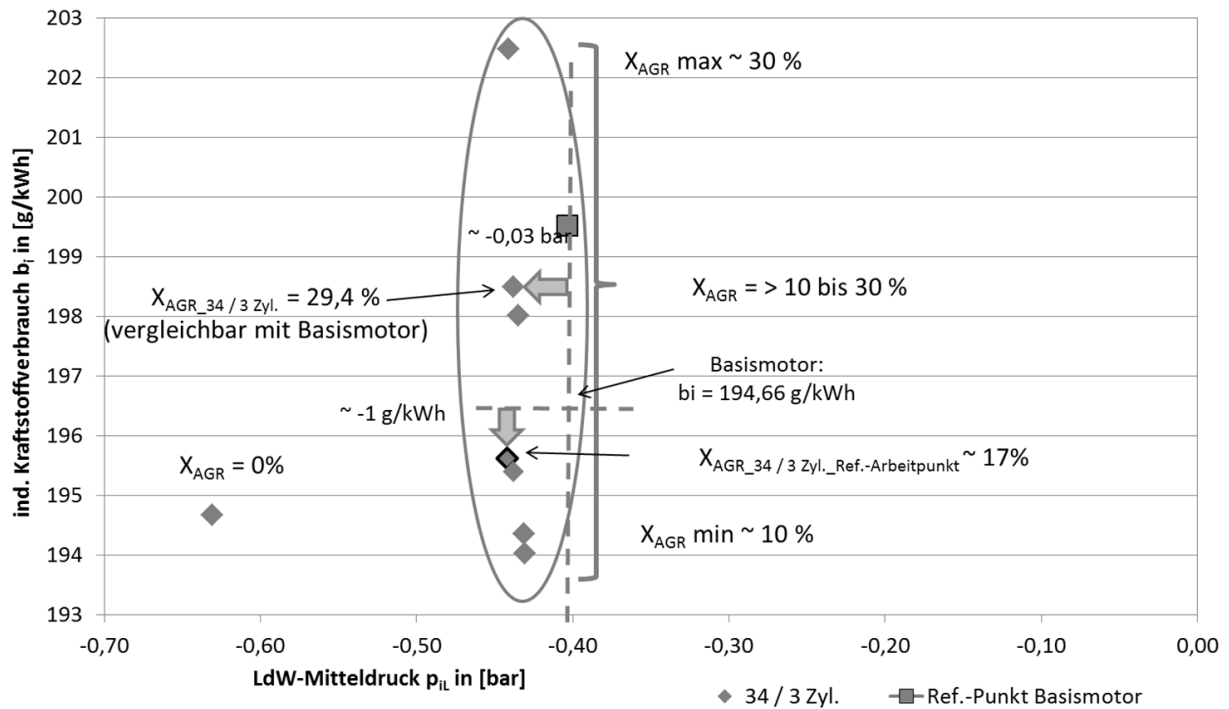
Motor-M1: 34 / 3+1 Zyl.-Betrieb, Ref.-Punkt,  $n = 1600$  1/min,  $M_D = 200$  Nm.

**Abbildung 7.21: LdW-Mitteldruck und Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr bei Variation der AGR-Rate im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb.**

Das in **Abbildung 7.21** dargestellte Verhalten ist für den 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb charakteristisch. In dieser Betriebsart arbeiten Zyl. 1 und 4 gleichzeitig d.h. die Zylinder besitzen den gleichen Öffnungszeitpunkt des Auslassventils. Dadurch erhöht sich der mittlere Druck vor Turbine. Dies wird in der Diskussion der aufgegriffen und weiter analysiert.

Im Abschaltbetrieb und im Vollmotorbetrieb wird eine geringe Abhängigkeit des spez. ind. Kraftstoffverbrauchs vom LdW-Mitteldruck festgestellt. Wie in der nachfolgenden **Abbildung 7.22** am Beispiel des 34 / 3 - Zyl. - Betriebs am Motor M1 festzustellen ist, wird im Normbetrieb bei Variation der AGR-Rate keine nennenswerte Änderung des LdW-Mitteldrucks festgestellt.

Somit ist der Einfluß der LdW-Verluste als geringfügig einzustufen und die AGR-Rate als Steuergröße für den spez. ind. Kraftstoffverbrauch ausschlaggebend.



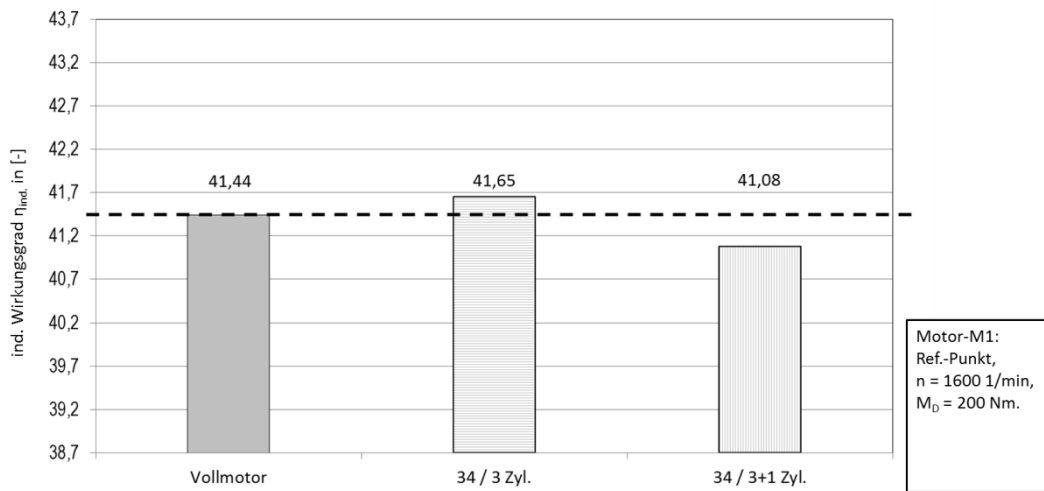
Motor-M1:  $n = 1600 \text{ 1/min}$ ,  $M_D = 200 \text{ Nm}$ .

**Abbildung 7.22: Spez. ind. Kraftstoffverbrauch als Funktion des LdW-Mitteldrucks  $p_{iL}$  anhand eine Beispiellastpunktes im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb.**

Die Variation der AGR Rate ändert auch die Ladedruckverhältnisse, da der Massenstrom zur Turbine mit zunehmender AGR-Rate reduziert wird. Bei einer AGR-Rate von  $X_{AGR} = 0 \%$  wird der maximale LdW-Mitteldruck und Ladedruck festgestellt. Der LdW-Verlust zeigt eine höhere Abhängigkeit von der Motordrehzahl d.h. von der Arbeitspielfrequenz (Motordrehzahl) als von der AGR-Rate.

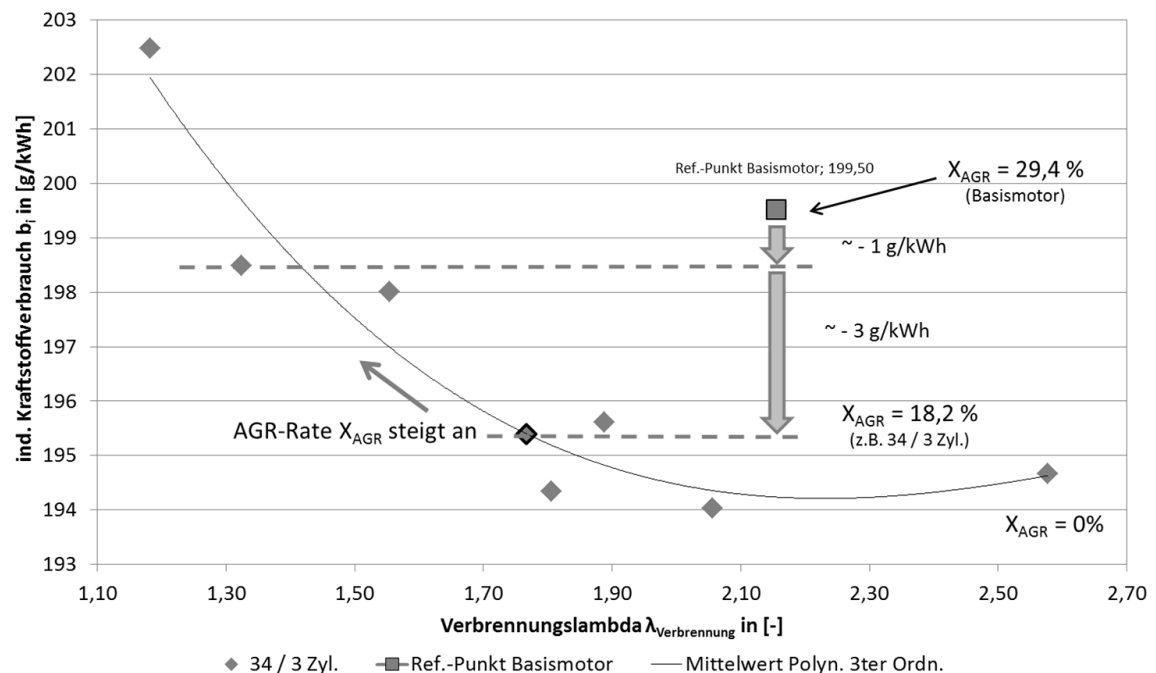
### Innerer Wirkungsgrad

Durch den geringfügig gestiegenen Hochdruckwirkungsgrad werden die gestiegenen Ladungswechselverluste im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb kompensiert. Insgesamt führt dies zum Ansteigen des inneren Wirkungsgrades  $\eta_{ind.}$  für dem 34 / 3 - Zyl. - Betriebs ggü. dem Basismotor. Wie in der nachfolgenden **Abbildung 7.23** dargestellt, sinkt 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb der innere Wirkungsgrad um ca. 0,38 % gegenüber dem Vollmotorbetrieb im Ref.-Punkt. Dem gestiegenen mittleren Hochdruckwirkungsgrad steht ein hoher Anstieg des LdW-Mitteldrucks (LdW-Verlust) gegenüber. Insgesamt ist in allen untersuchten Kennfeldpunkten ein reduzierter innerer Wirkungsgrad des 34 / 3+1 - Zyl. - Betriebs gegenüber dem Basismotor und dem 34 / 3 - Zyl. - Betrieb zu verzeichnen.



**Abbildung 7.23: Vergleich innere Wirkungsgrad  $\eta_{ind.}$  bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors zum Basismotor.**

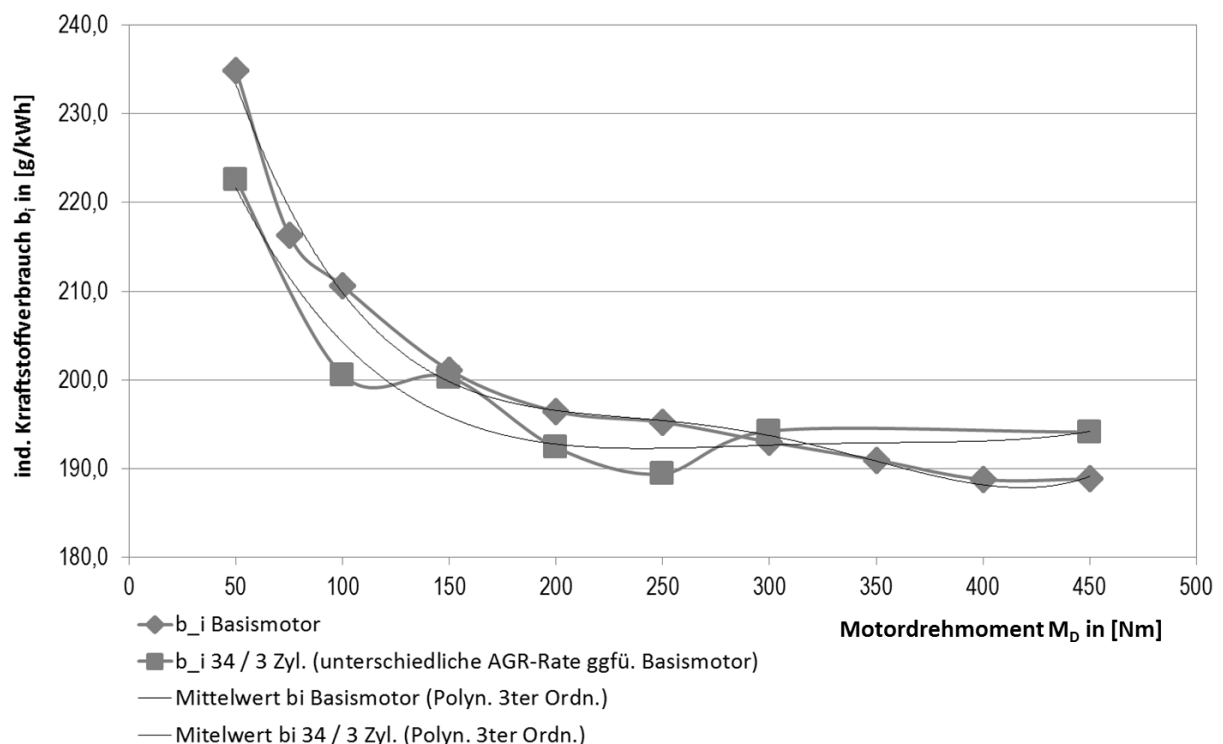
Der Vergleich des spez. ind. Kraftstoffverbrauchs zwischen den Betriebsarten zeigen geringe Unterschiede und ein direktes Verbesserungspotential bei Reduktion der AGR-Rate. Wie in der nachfolgenden **Abbildung 7.24** ersichtlich wird durch die Lastpunktverschiebung das Verbrennungslambda im 34 / 3 – Zyl. - Betrieb reduziert. Die spezifische Kraftstoffmasse und der spez. Luftmassenstrom steigt an. Das Ansteigen des spez. Luftmassenstroms ist allerdings auf die reduzierte AGR-Rate in Folge geänderter Druckverhältnisse im Abgassammler und Ansaugrohr als Folge der Fehlanpassung des Turboladers zurückzuführen.



**Abbildung 7.24: Abhängigkeit des spez. ind. Kraftstoffverbrauchs vom Verbrennungslambda un der AGR-Rate im Vergleich zwischen 34 / 3 - Zyl. - Betrieb im Vergleich zum Basismotor.**

Wird die gleiche AGR-Rate wie beim Basismotor benötigt, z.B. zur Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen, führt dies zu einem Anstieg des spez. ind. Kraftstoffverbrauchs. Eine weitere Verbesserung des inneren Wirkungsgrades bei innerer LPV wird durch Variation der Einspritzparameter z.B. der Spritzbeginne und des Raildrucks erreicht.

Die folgende **Abbildung 7.25** zeigt den spez. ind. Kraftstoffverbrauch für den 34 / 3 - Zyl. - Betrieb im Vergleich zum Basismotor für einen Lastschnitt bei  $n = \text{konst.} = 1600 \text{ 1/min}$  am Beispiel des Motors M1.



Motor-M1:  $n = 1600 \text{ 1/min.}$

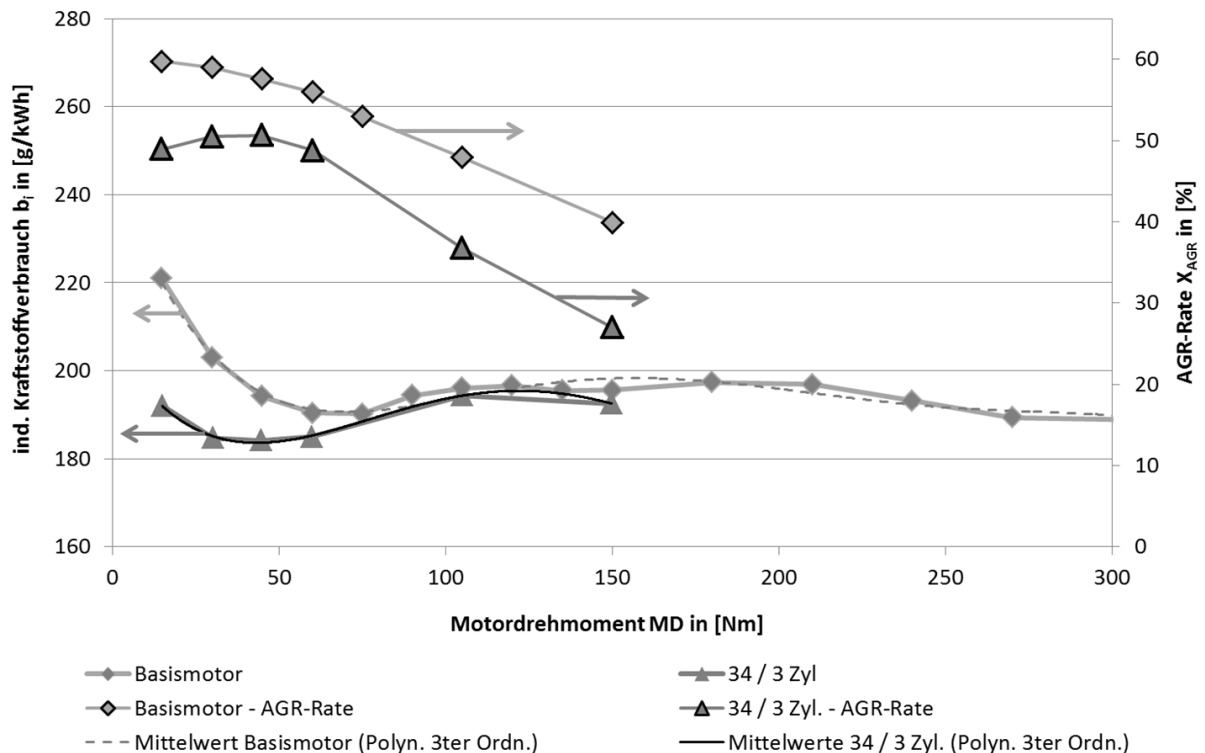
**Abbildung 7.25: Vergleich des spez. ind. Kraftstoffverbrauchs beim 34 / 3 - Zyl. - Betrieb ggü. dem Basismotor im Lastschnitt.**

Da bei Motor M1 Turbolader mit fester Turbinengeometrie verbaut sind, steigt der spez. Luftaufwand bei kleinen Motordrehmomenten geringfügig an. Die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen sind trotz einer geringfügig reduzierten AGR-Rate bei kleinen Motordrehmomenten gleich. Der innere Wirkungsgrad steigt dadurch und der spez. ind. Kraftstoffverbrauch wird reduziert gemessen.

Der Vergleich zeigt für den Motor M2 im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb die Möglichkeit, mittels VTG den Luftaufwand bzw. das Verbrennungslambda bei kleinen Motordrehmomenten ohne Erhöhung der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen anzuheben.

Nachfolgende **Abbildung 7.26** zeigt, einen reduzierten spez. ind. Kraftstoffverbrauch  $b_i$  bis zu Motordrehmomenten  $M_D < 150 \text{ Nm}$ . Dabei ist ein Kompromiss zwischen der AGR-Rate, die zur

Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen bei kleinen Motordrehmomenten nur in geringem Maße benötigt wird und der dem spez. ind. Kraftstoffverbrauchs zu finden. Mittels VTG-Verstellung wird eine gegenüber der Applikation des Basismotors eine ähnliche Druckdifferenz zwischen Abgassammler und Ansaugrohr eingestellt. Zusätzlich steigt der Luftaufwand an. Der spez. ind. Kraftstoffverbrauch  $b_i$  reduziert sich dadurch um maximal  $\Delta b_i = -25 \text{ g/kWh}$  bei  $M_D = 25 \text{ Nm}$  gegenüber dem Basismotor. Die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen sind gegenüber dem Basismotor vergleichbar. Die reduzierte AGR-Rate bei gestiegenem Verbrennungslambda führt zu dieser Reduktion des spez. ind. Kraftstoffverbrauchs.



Motor-M2:  $n = 1600 \text{ U/min}$ , VTG Verstellung zur Optimierung AGR-Rate.

**Abbildung 7.26: Vergleich des spez. ind. Kraftstoffverbrauchs beim 34 / 3 - Zyl. Betrieb ggü. dem Basismotor im Lastschnitt bei vergleichbaren  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen und optimiertem Luftaufwand.**

Die Temperatur- und Druckrandbedingungen im Brennraum die zur Bildung der thermischen  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen führen, werden bei den MPST Versuchen im Bereich niedriger Motordrehmomente nicht erreicht. Die optimale Kühlung der Ladeluft und der durch reduzierte AGR-Massenströme verbesserten Wirkungsgrade des AGR-Kühlers ermöglichen die Darstellung ggü. dem Basismotor vergleichbarer  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen.

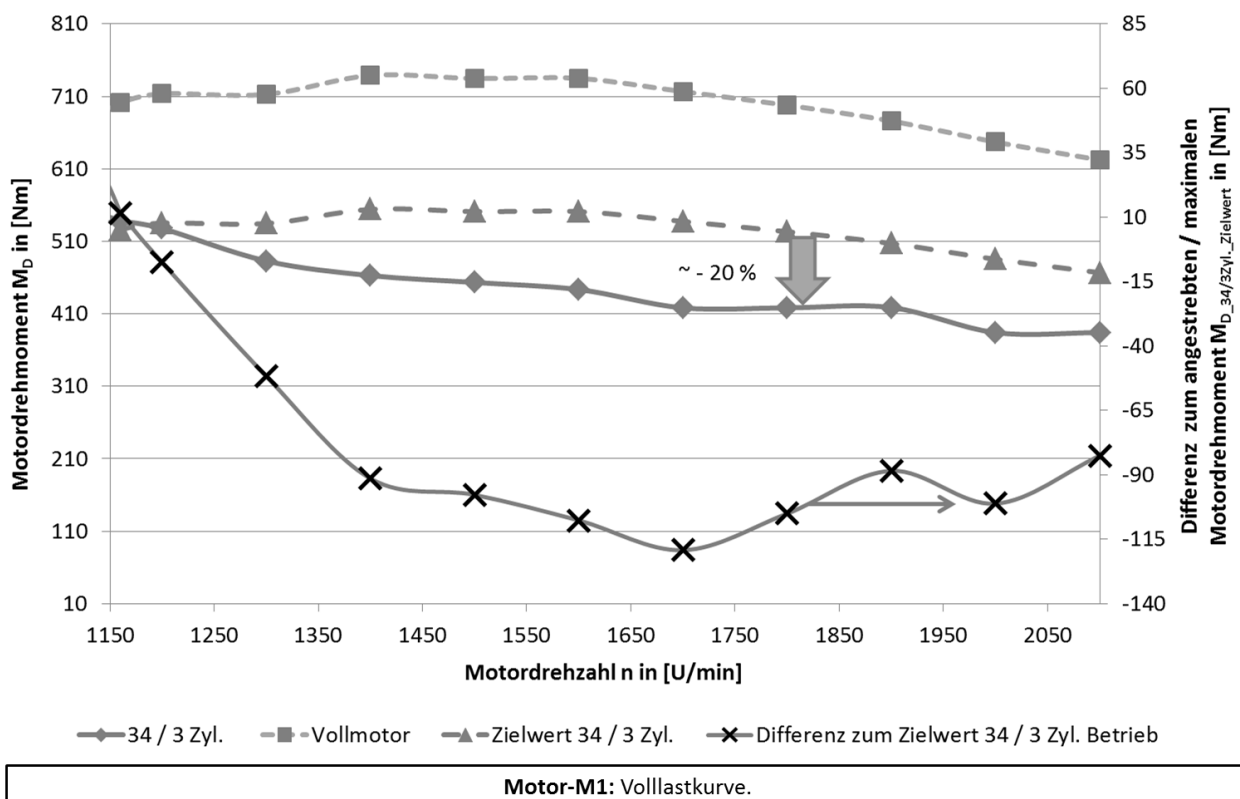
Im **Anhang 11.3.** befinden sich zusammengefasst weitere Messwerte aus den Messungen für den Referenzmesspunkt.

### 7.4. Volllast bei den unterschiedlichen Betriebsarten

Die motorische Volllast im 4-2 - Zyl. - Betrieb ist im Bereich niedriger Motordrehzahlen mit hohen Drehungleichförmigkeiten verbunden. Zudem erlauben die Druckverhältnisse nur geringe AGR-Raten. Dadurch steigen die Zylinderspitzendrücke bei Erhöhung der Motordrehmomente schnell und die zulässigen Werte für den Zylinderspitzendruck werden bereits bei ca. 40% des Motordrehmomentes bzw. Volllastdrehmomentes des Basismotors überschritten. Zudem wird die  $\lambda$ -Ruß-Grenze erreicht. Dieses ist auf die niedrigen Ladedrücke und damit reduzierten Luftaufwand als Folge der Fehlanpassung der Turbinenstufe zurückzuführen. Da eine geänderte Aufladegruppe für die Durchführung der Versuchsreihen nicht zur Verfügung stand, wurde auf die weiter Untersuchung und Optimierung der Volllast im 4-2 - Zyl. - Betrieb im weiteren Verlauf der Meßreihen verzichtet.

#### 34 / 3 - Zyl. - Betrieb

Die Volllastkennlinie im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb im Vergleich zum Basismotor ist in der nachfolgenden **Abbildung 7.27** dargestellt. Der Darstellung ist zu entnehmen, dass die theoretische mögliche Volllast von ca.  $M_{D_{34/3\text{Zyl.}}} < \frac{3}{4} M_{D_{\text{Basismotor}}}$  des Vollmotorbetriebes nicht erreicht wird.

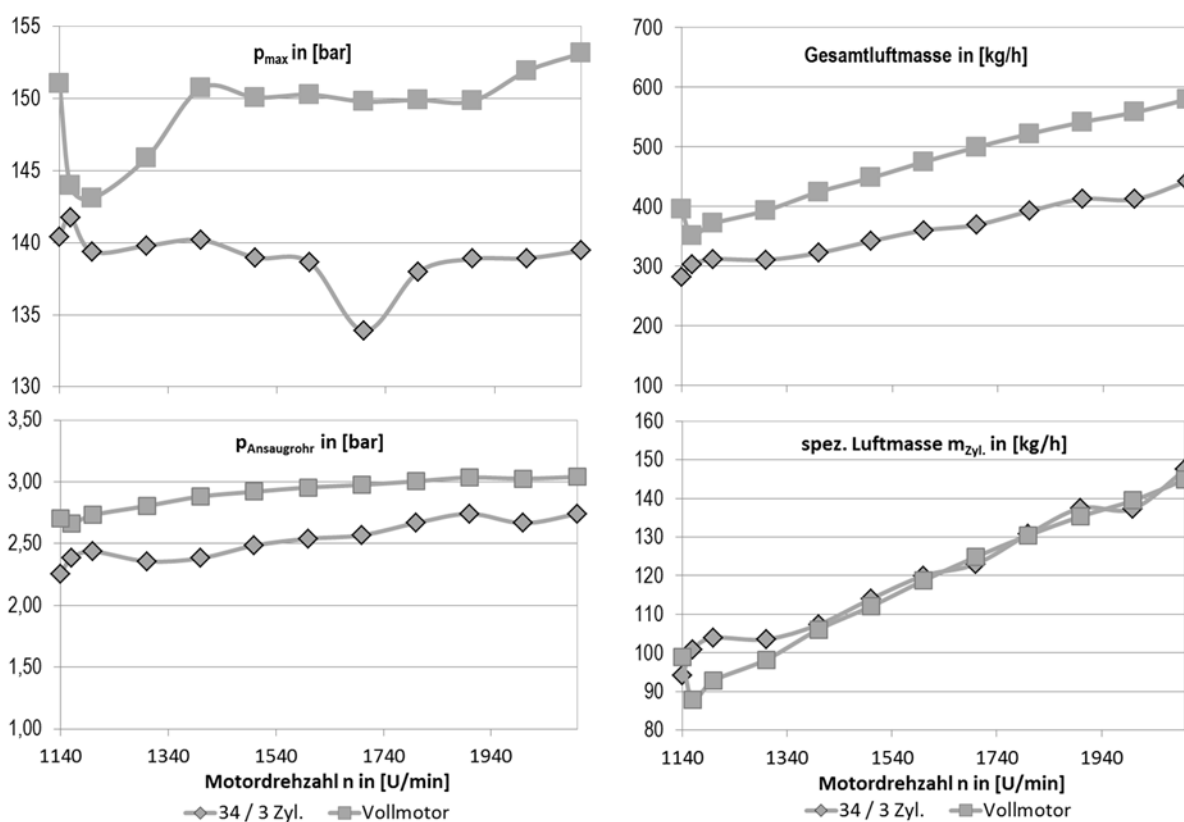


**Abbildung 7.27: Vergleich der erreichten Volllast im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb mit dem Basismotor im Drehzahlschnitt.**

Die Gesamtluftmasse ist, wie erwartet, gegenüber dem Basismotor reduziert. Dagegen liegt die spez. Luftmassen speziell im Bereich kleiner Motordrehzahlen über den Werten des Basismotors. Anzumerken

ist, dass hier eine kurzzeitige Überschreitung der gesetzten Grenzwerte für den Zylinderspitzen­druck zugelassen wird. Dies zeigt, dass bei Anhebung der Last (Einspritzmenge) der Ladedruck weiter ansteigen wird.

Der maximal zulässigen Zylinderspitzen­drucks ist beim Prototypenmotor auf ca.  $p_{\max} < 140$  bar begrenzt. Dies reduziert den maximal möglichen Druck vor Turbine und damit den möglichen Ladedruck. In der nachfolgenden **Abbildung 7.28** ist der Ladedruck d.h. Druck im Ansaugrohr und die Luftmasse als Gesamtluftmasse, sowie die spez. Luftmasse dargestellt. Der Darstellung ist zu entnehmen, dass der mittlere Druck im Ansaugrohr und vor Turbine durch die fehlende Anpassung des Aufladesystems in allen Messpunkten niedriger ist, als im Vollmotorbetrieb.



**Motor-M1: 34 / 3 Zyl.-Betrieb, Volllast.**

**Abbildung 7.28: Parametervergleich im Vergleich zwischen 34 / 3 - Zyl. - Betrieb und Basimotor im Drehzahlschnitt; Zylinderspitzen­druck  $p_{\max}$ , Druck im Ansaugrohr und Luftmasse (gesamt, spez.) an der motorischen Volllast.**

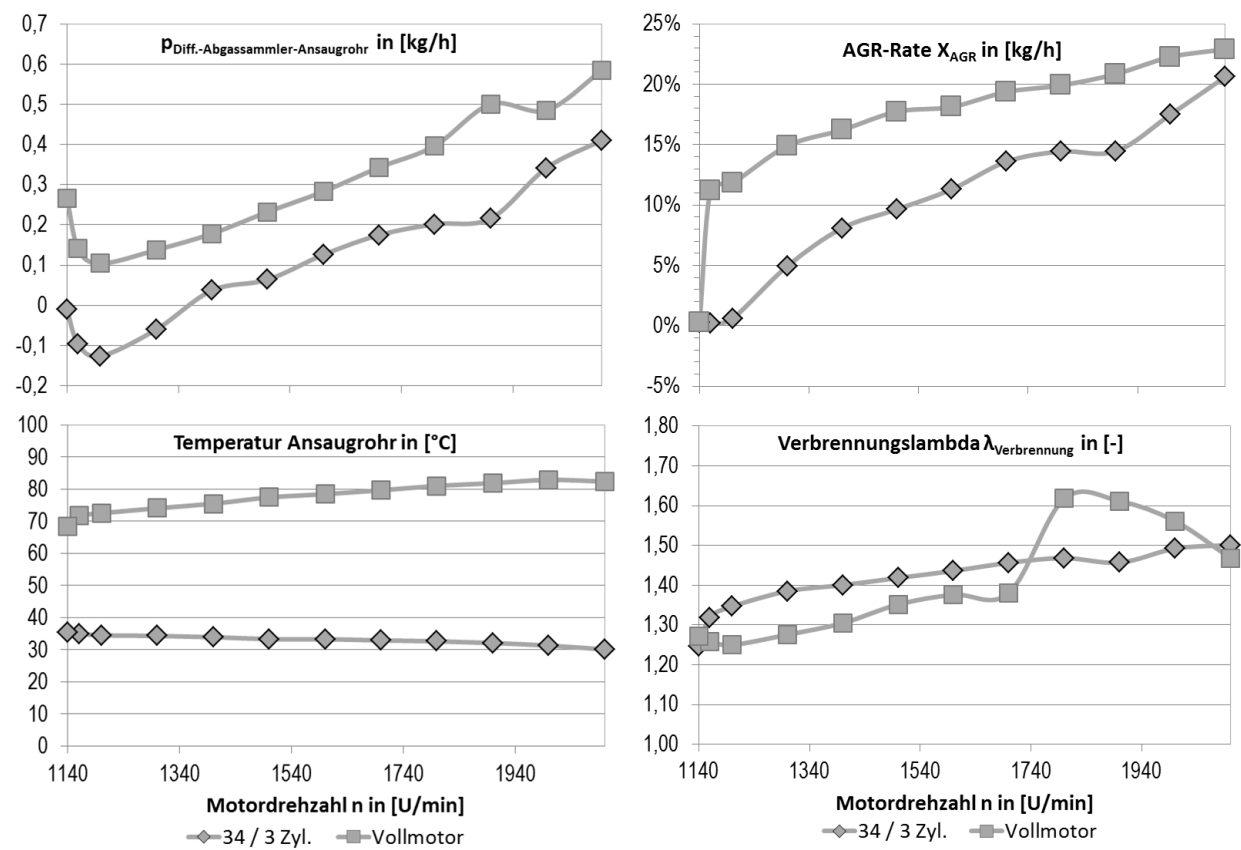
Eine weitere Steigerung des Motordrehmomentes erfolgt über die Erhöhung der Kraftstoffmasse. Dadurch wird der zulässige Zylinderspitzen­druck überschritten. Alternativ wird durch Anpassung der Einspritzkalibrierung (isobare Energiezufuhr) bei reduziertem Wirkungsgrad eine weitere Steigerung des Motordrehmomentes ermöglicht.

Mit dem niedrigen Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr ist die niedrigere AGR-Rate



an der Volllast zu erklären. Vgl. dazu die nachfolgende **Abbildung 7.29**. Bei niedrigen Motordrehzahlen sinkt die AGR-Rate in Folge dessen auf ab z.B. auf  $X_{AGR\_34 / 3\text{-Zyl.}_Volllast} < 9,4 \%$  bei  $n = 1400 \text{ 1/min}$ . Insgesamt wird die AGR-Rate des Vollmotors ( $X_{AGR\_Vollmotor\_Volllast} = 24,2\%$ ) im Bereich hoher Motorrehzahlen nur annähernd erreicht, da auch hier kein ausreichender Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr zur Darstellung der AGR-Rate vorhanden ist.

Weiterhin wird bei den Messungen im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb (bei allen Messungen) eine niedrigere Temperatur im Ansaugrohr festgestellt. Auch bei hohen AGR-Raten sind die Massenströme d.h. der mittlere AGR-Massenstrom  $\dot{m}_{AGR}$  niedriger als beim Basismotor. Dadurch die Rückkühlung des AGR-Massenstroms verbessert und eine konstant niedrigere Mischtemperatur im Ansaugrohr stellt sich ein. Die reduzierte AGR-Temperatur führt bei niedrigen Motordrehmomenten u.a. auch zur Kondensation von  $H_2O$  aus dem Abgas im Ansaugrohr. Dies wird bei den Messungen u.a. in den Messleitungen zur Entnahme der  $CO_2$ -Bestimmung am Ansaugrohr beobachtet. Die um  $\Delta T_{Ansaugrohr} = - 50 \text{ K}$  niedrigere Temperatur erhöht die Dichte im Ansaugrohr. Damit reduziert sich die Verdichtungsendtemperatur. Bei den Messungen zur Volllast werden niedrigere  $NO_x$ -Rohemissionen als im Vollmotorbetrieb gemessen.



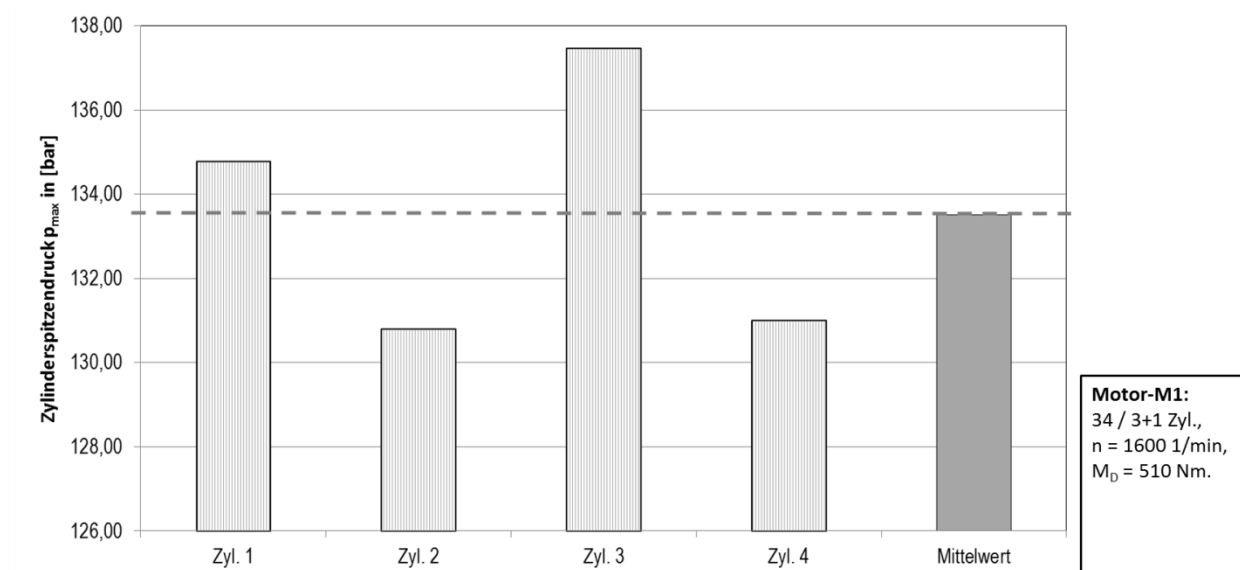
**Motor-M1: 34 / 3 Zyl.-Betrieb , Volllast.**

**Abbildung 7.29: Parametervergleich im Vergleich zwischen 34 / 3 - Zyl. - Betrieb und Basimotor im Drehzahlschnitt; Druckdifferenz zwischen Abgassammler und Ansaugrohr, Temperatur im Ansaugrohr, Verbrennungslambda und AGR-Rate an der motorischen Volllast.**

Der angestrebte Zielwert für das Motordrehmoment an der Volllast im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb, lässt sich durch Optimierung der Aufladung und damit der AGR-Rate einstellen. Auch ermöglichen die bei den Messungen festgestellten Verbrennungslambdas eine weitere Steigerung der Kraftstoffmasse. Die Lambda Ruß-Grenze wird aufgrund des reduzierten Luftaufwandes früher als beim Vollmotor erreicht.

### 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb.

Die Messungen im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb können bei Steigerung der Motordrehmomente nur bis etwa 70 % der angestrebten Volllast des Basismotors durchgeführt werden. Grund dafür ist wiederum die Limitierung durch die Zylinderdruckbegrenzung beim Prototypenmotor. Zusätzlich wird eine ungleiche Verteilung der AGR zwischen den Zylindern beobachtet. In Folge dessen steigt der Zylinderspitzenwert bei Zyl. Nr. 1 und insbesondere bei Zyl. Nr. 3 stärker als bei den anderen Zylinder. Die nachfolgende **Abbildung 7.30** zeigt exemplarisch die Verteilung der gemittelten Zylinderspitzenwerte durch Unterschiede bei der spez. Füllung und AGR-Rate. Die dargestellten Unterschiede zwischen den Zylindern von  $\Delta p_{\max} > 5\%$  bei  $n = 1600\text{ 1/min}$  steigt bei Senkung der Motordrehzahlen weiter an.



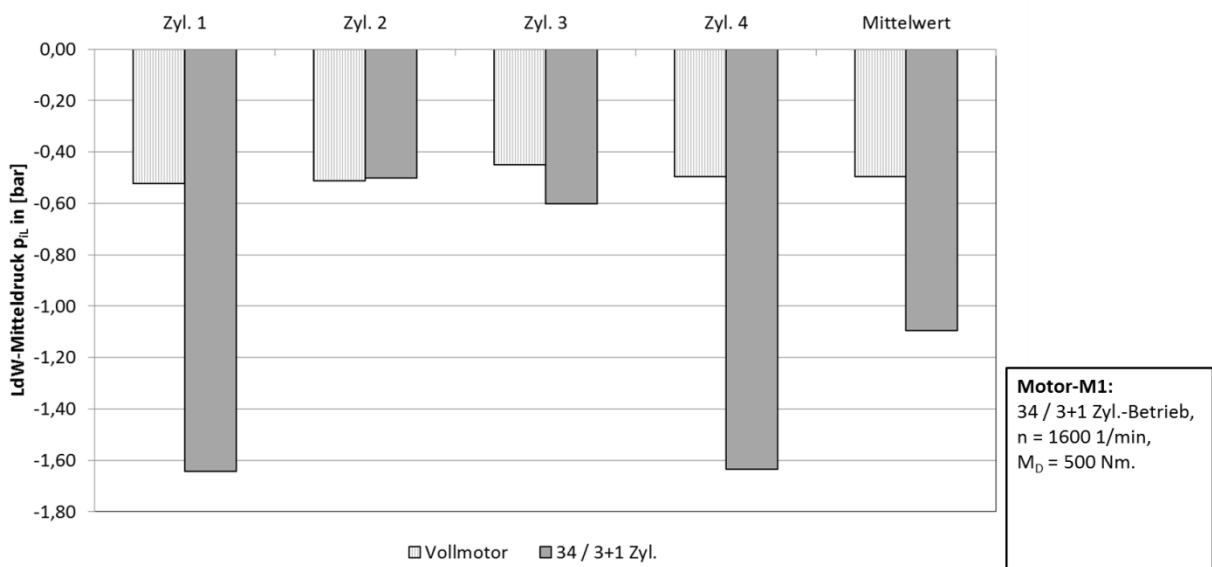
**Abbildung 7.30: Beispielhafte Darstellung der Verteilung Zylinderspitzenwert  $p_{\max}$  zwischen den Zylindern.**

Eine mögliche Anpassung ist durch die zylinderindividuelle Steuerung des Spritzbeginns SOI gegeben. Allerdings werden damit der Wirkungsgrad und die Abgastemperaturen der Zylinder untereinander stärker abweichen und die Drehmomentbeiträge, sowie die Belastungen (z.B. thermische) zwischen den einzelnen Zylinder stärker als Basismotor variieren. Die Anpassung der AGR-Verteilung bzw. die notwendige Optimierung der AGR im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb wird im weiteren Verlauf aufgegriffen und diskutiert.

Die LdW-Mitteldrücke der einzelnen Zylinder unterscheiden sich beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb zwischen den äußeren d.h. gleichzeitig arbeitenden Zylindern und den inneren Zylindern. Außerdem ist auch ein Unterschied zwischen den inneren Zylinder (Zyl. Nr. 2 und 3) ist festzustellen.

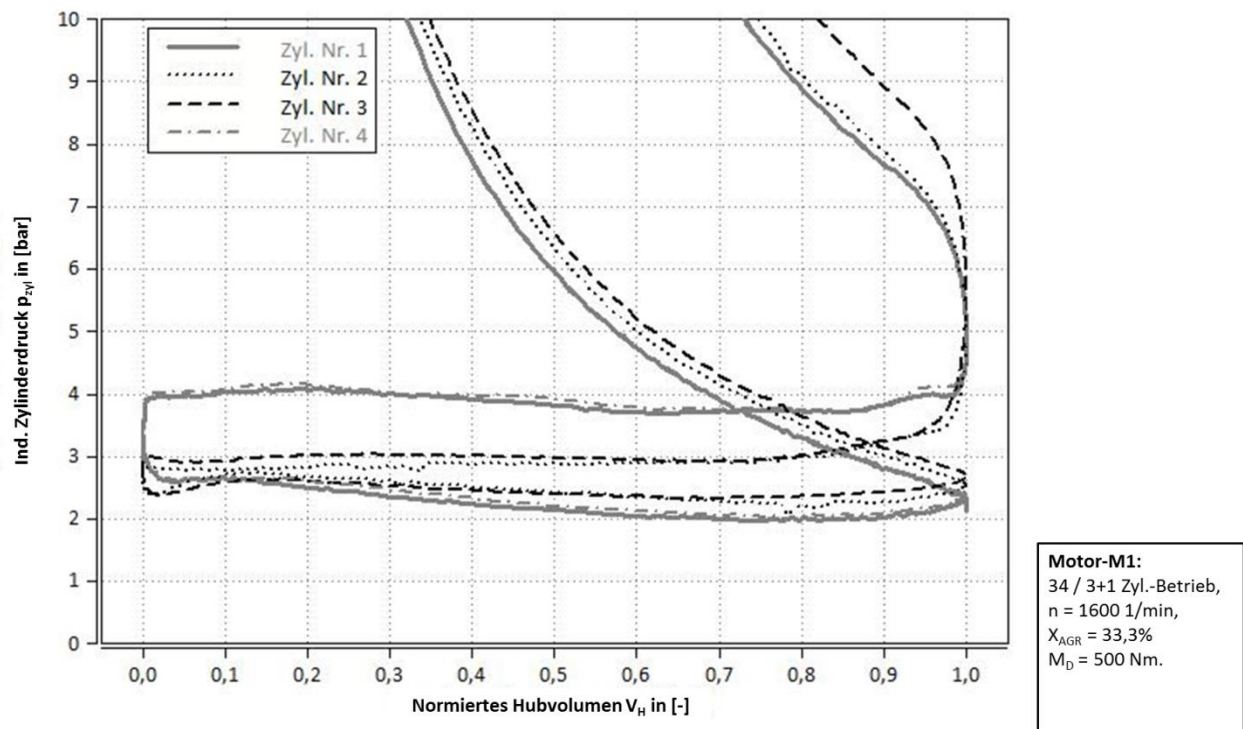
Wie in der nachfolgenden **Abbildung 7.31** ersichtlich wird gegenüber dem Vollmotor der mittlere LdW-Mitteldruck mehr als verdoppelt. Trotz einer höheren mittleren AGR-Raten im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb steigt der mittlere Druck der Ladungswechselschleife an.

Die Analyse der pV-Diagramme zeigt, dass es beim Öffnen der Auslassventile zu einem höheren Druckanstieg im Abgasrohr als bei den Zyl. Nr. 2 und 3 kommt und das Ausschleiben der gleichzeitigen arbeitenden Zylinder Nr. 1 und 4 auf einem sehr viel höheren Druckniveau erfolgt.



**Abbildung 7.31: Vergleich des LdW-Mitteldrucks beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb im Vergleich zum Vollmotor.**

Die nachfolgende **Abbildung 7.32** zeigt exemplarisch den LdW als Ausschnitt des pV-Diagramms für einen hohen Lastpunkt bei einer typischen Arbeitsdrehzahl. Trotz der aktiven HD-AGR ist kommt es zu einem Aufstauen in Folge des hohen Massenstroms vor der Turbine. Die Darstellung zeigt den Druckverlauf bei geöffnetem Bypass an der HD-Turbine.



**Abbildung 7.32: Beispielhafte Darstellung: pV-Diagramm für den LdW beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb.**

Beim gleichzeitigen Ansaugen von Zyl. Nr. 1 und Zyl. Nr. 4 sinkt der Druck im Ansaugrohr ggü. dem Ansaugvorgang für die Zyl. Nr. 2 und 3.

## 8. Diskussion der Messergebnisse

Ziel der Konzeptuntersuchungen zur LPV beim Dieselmotor ist die Reduktion des spezifischen Kraftstoffverbrauchs und die gleichzeitige Senkung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Dazu ist es notwendig, die Temperatur des Abgasmassenstroms bei niedrigen Motordrehmomenten zu erhöhen, um die Funktion des DOC und den Wirkungsgrad der  $\text{NO}_x$ -Abgasnachbehandlung zu verbessern. Im nachfolgenden Kapitel werden ausgewählte Messergebnisse und Beobachtungen bei den unterschiedlichen Betriebsarten der Konzeptmotoren aufgegriffen und diskutiert, sowie Vor- und Nachteile im Vergleich zu konventionellen Maßnahmen zur Optimierung des Dieselmotors diskutiert. Zusätzlich werden mögliche Anpassungen zur Optimierung des Abschaltbetriebs aufgezeigt.

Für die Realisierung der inneren Lastpunktverschiebung (**LPV**) können bei Dieselmotoren unterschiedliche Verfahren eingesetzt werden. Wie bereits dargestellt, werden bei der **dynamischen (z.B. Zylinderabschaltung)** und **statischen LPV (z.B. Drehzahlabenkung)**, Kennfeldbereiche, mit einem hohen spezifischen Kraftstoffverbrauch vermieden.

Eine weitere Möglichkeit zur statischen Lastpunktverschiebung ist die Reduktion des Motorhubvolumens auch als Motordownsizing bezeichnet. Damit ist meist die Reduktion der Zylinderanzahl, z.B. von 6- auf 4-Zylinder, gemeint. Dies wird meist ohne Anpassung des spez. Hubvolumens ( $V_h$ ) realisiert. Das Motordownsizing wird in der Literatur bei Mollenhauer et al. [1] oder Golloch et al. [4] abgehandelt und im weiteren Verlauf nicht weiter vertieft.

### 8.1. Anhebung der Temperatur des Abgasmassenstroms

Die Anhebung der Abgastemperatur durch Reduktion des Verbrennungslambdas, ist bei heutigen Dieselmotoren realisiert. Verschiedene konv. Maßnahmen stehen zur Verfügung um die Temperatur des Abgasmassenstroms anzuheben. Nachfolgend werden diese konv. motorische Maßnahmen mit der dyn. LPV verglichen.

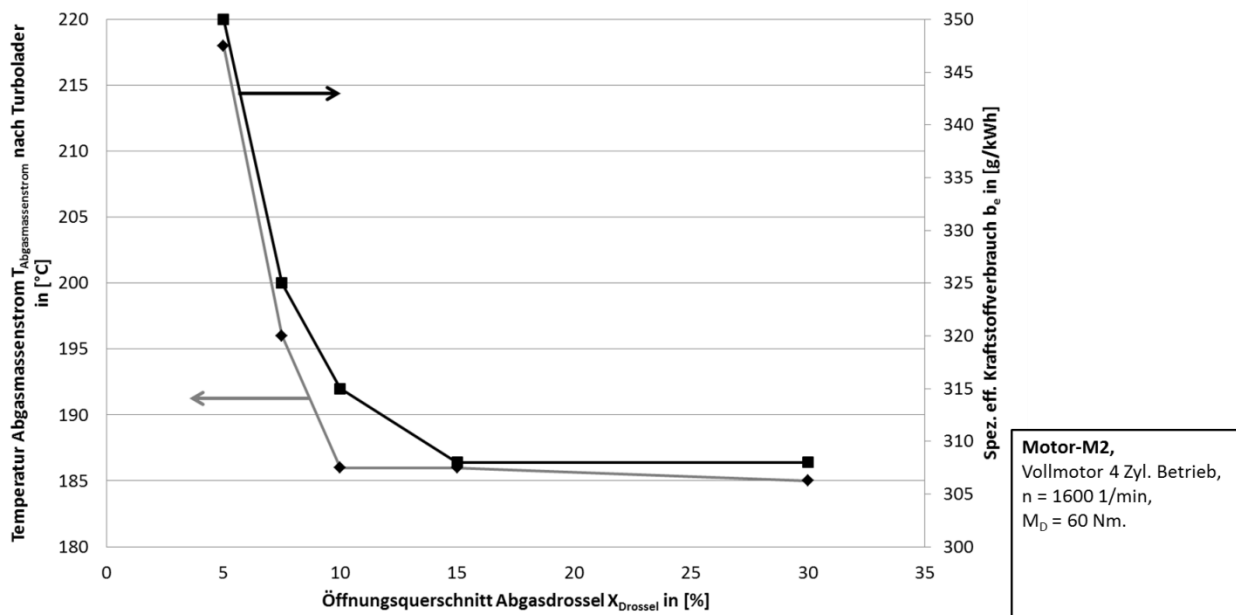
#### 8.1.1. Abgastemperaturanhebung durch Drosselung

Neben dem ‚normalen‘ Betrieb wird im Folgenden auf den Sonderbetriebsfall zur Erhöhung der Abgastemperatur eingegangen. Um die Abgastemperatur zu erhöhen, wird bei den untersuchten Motoren M1 und M2 im regulären Betrieb bei kleinen Motordrehmomenten eine Drosselung durchgeführt. Dazu wird eine Klappe im Abgasmassenstrom oder im Ansaugrohr geschlossen.

Durch die Drosselung sinkt die Zylinderfüllung (Masse im Zylinder) und die AGR-Rate steigt in Folge des höheren Druck im Abgassammler an. Dadurch sinkt das Verbrennungslambda bei gleichem Motordrehmoment. Frischluft wird durch rückgeführtes Abgas ersetzt. Der innere Wirkungsgrad sinkt

infolge der steigenden AGR-Rate. Zusammen mit dem reduzierten Verdichtungsdruck wird eine Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen erreicht. Die höhere Ladungswechselarbeit verstärkt die Absenkung des Verbrennungslambdas infolge eines reduzierten inneren Wirkungsgrades zusätzlich.

Die nachfolgende **Abbildung 8.1** zeigt die mögliche Steigerung der Abgastemperatur durch Drosselung auf der Abgasseite. Beispielhaft ist dies für den Motor M2 im Arbeitspunkt bei  $n=1600$  1/min und  $M_D = 60$  Nm im Vollmotorbetrieb, sowie der damit verbundene Anstieg des spez. eff. Kraftstoffverbrauchs dargestellt.



**Abbildung 8.1: Beispiel Abgasdrosselung: spez. Kraftstoffverbrauch bei Steigerung der Abgastemperatur  $T_{Abgasmassenstrom}$ .**

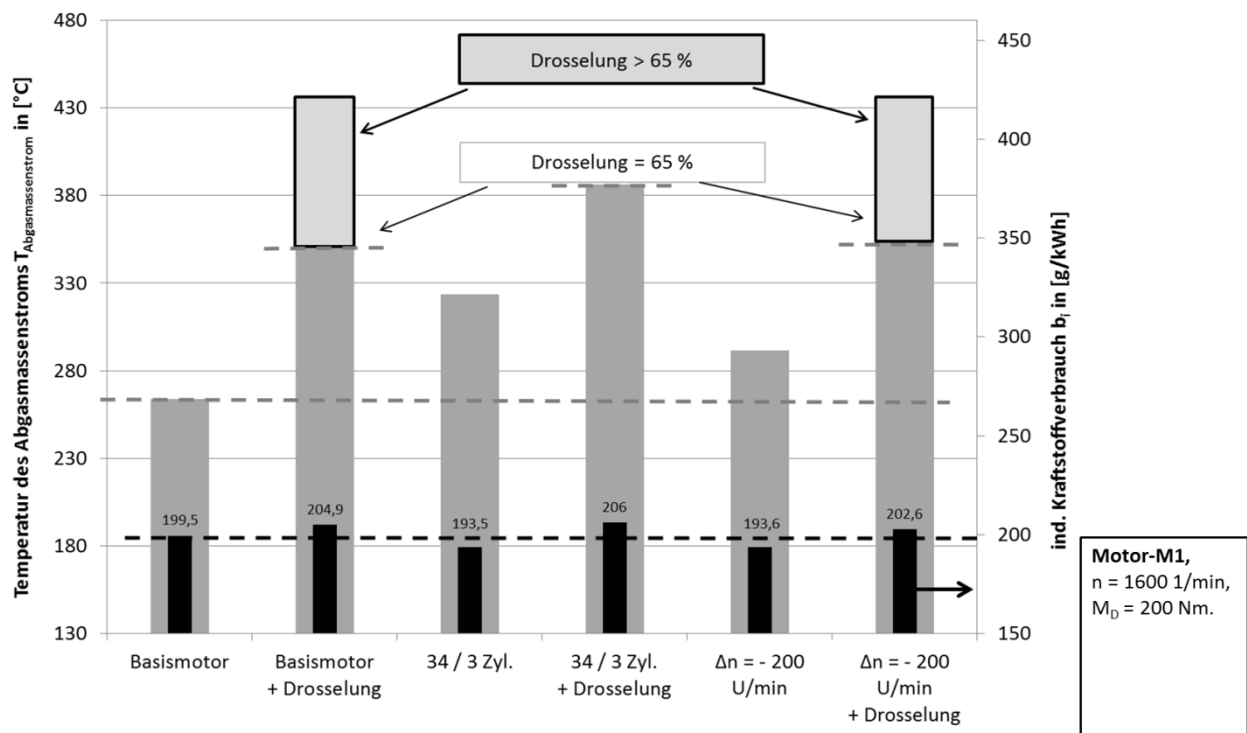
Dabei ist es im vorliegenden Beispiel möglich die Temperatur des Abgasmassenstroms um ca. +35 K zu erhöhen. Im gewählten Lastpunkt erhöht sich der spez. eff. Kraftstoffverbrauch um ca. +45 g/kWh. Dies entspricht einer Verschlechterung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs um +23 %. Dabei bedarf es sehr kleiner Öffnungsquerschnitte der Drossel im Abgasstrang. Das Massenstrom sinkt und damit die zur Verfügung stehende Wärmemenge (spez. Enthalpie –  $h$ ).

Diese konv. Maßnahme zur Anhebung der Abgastemperatur, wird im realen Fahrbetrieb je nach Anwendung und der typischen Fahrprofile unterschiedlich oft verwendet. Anwendungen wie Bagger, Traktoren im Stallbetrieb oder Krane mit hohem Leerlauf- und Niedriglastanteilen, nutzen die Anhebung der Abgastemperatur durch Drossel. Dies ist notwendig, um im Falle einer schnellen Drehmomenterhöhung, die Bereitschaft des AGN-Systems durch Temperaturerhöhung des Abgasmassenstroms sicherzustellen und gleichzeitig die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen gering zu halten. Außerdem ist eine Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen im Falle einer schnellen Drehmomenterhöhung gewährleistet.

### 8.1.2. Vergleich der dyn. LPV und mit konv. Maßnahmen zur Erhöhung der Abgastemperatur

Eine weitere Möglichkeit das Verbrennungslambda abzusenken und damit die Temperatur des Abgasmassenstroms zu erhöhen, ist die dyn. LPV mittels Zylinderabschaltung. Durch Abschaltung von Zylindern steigt die eingespritzte Kraftstoffmasse in den verbleibenden Zylindern. Beispielhaft ist der Vergleich der dyn. LPV mit dem Basismotor und Drosselung (konv. Maßnahmen) zu Erhöhung der Abgastemperatur in der nachfolgenden **Abbildung 8.2** dargestellt.

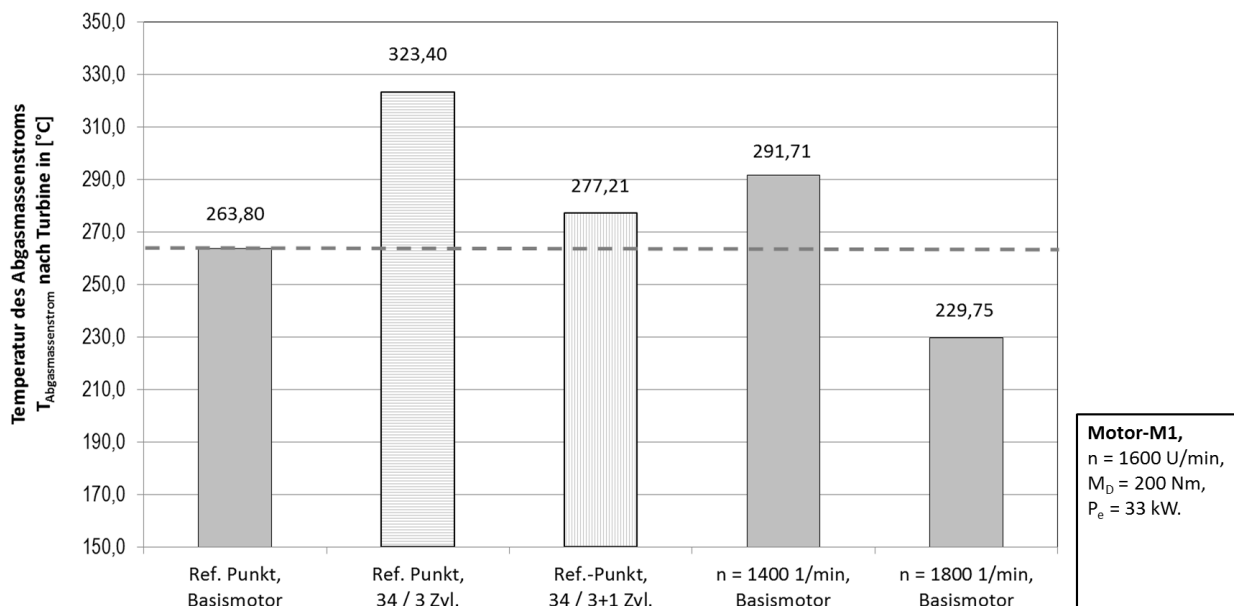
Wie die Darstellung zeigt, steigt die Abgastemperatur bei Abschaltung. Ggü. der Drehzahlabenkung um  $\Delta n = -200$  1/min wird eine um ca. 20 K höher Abgastemperatur erreicht. Beim Abschaltbetrieb (z.B. beim 34 / 3 - Zyl. - Betrieb) und zusätzlicher Drosselung wird die Lambdagrenze  $\lambda_{\text{Rußgrenze}}$  im gewählten Ref.-Punkt bereits bei 65 % Drosselklappenquerschnitt erreicht.



**Abbildung 8.2: Vergleich unterschiedlicher Konzepte bzw. Methoden zur Anhebung der Abgastemperatur bzgl. erreichbarer Steigerung der Abgastemperatur und die damit verbundenen spez. Kraftstoffverbrauch.**

Da die Lambdagrenze im Vollmotorbetrieb und bei Drehzahlabenkung bei Drosselquerschnitten  $> 65\%$  erreicht wird, ist eine weitere Anhebung der Abgastemperatur d.h. weitere Senkung des Drosselquerschnitts, im Vollmotorbetrieb und bei Drehzahlabenkung im Vollmotorbetrieb möglich. Wie in **Abbildung 8.2** dargestellt, werden bei 65% Drosselung im Vollmotorbetrieb und auch bei der Drehzahlabenkung im Vollmotorbetrieb, ein niedrigerer ind. Kraftstoffverbrauch als beim 34 / 3 - Zyl. - Betrieb gemessen.

Die nachfolgende **Abbildung 8.3** zeigt die Abgastemperaturen im Ref.-Punkt für die unterschiedlichen Betriebsarten bei dyn. LPV (34 / 3 - Zyl. - Betrieb) im Vergleich zur Drehzahlabenkung und Drehzulanhebung im Vollmotorbetrieb.



**Abbildung 8.3: Vergleich der Temperaturen des Abgasmassestroms bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up Motorkonzeptes zum Basismotor, Betrieb im Ref.-Punkt und bei Variation der Motordrehzahl im Vollmotorbetrieb bei konst. Motorleistung.**

### 8.1.3. Zusätzliche konv. Maßnahmen zur Anhebung der Abgastemperatur

Aus der Literatur und aus den Basismotoren sind weitere konv. Maßnahmen zur Steigerung der Temperatur des Abgasmassestroms bekannt. Der Vergleich mit diesen Maßnahmen, wie z.B. der sogenannten Split-Einspritzung, zeigt den Vorteil der Temperaturanhebung mittels dyn. LPV auf.

Durch eine Auftrennung der Einspritzung (auch engl. „Split Injection“ genannt) wird mit Hilfe einer zweiten Einspritzung kurz nach einer verkürzten ersten Einspritzung eine Reduktion der Ruß-Rohemissionen erreicht. Eine dritte Einspritzung unmittelbar nach der zweiten, dient zur Anhebung der Temperatur des Abgasmassestroms. Dabei können bis zu ein  $\Delta T_{\text{Abgasmassestrom}_{\text{max}}} \approx +45 \text{ K}$  erzielt werden.

Eine weitere Möglichkeit stellt die Verstellung der Auslassventilsteuerzeit mit Hilfe eines hydraulischen Phasen-Stellers dar. Dies Maßnahme ermöglicht lt. Literatur eine Erhöhung der Temperatur des Abgasmassestroms von z.B.  $\Delta T_{\text{Abgasmassestrom}_{\text{max}}} \approx +35 \text{ K}$ . [22] Die Möglichkeit der Drosselung ist bereits in der Darstellung der Messergebnisse für den Motor M1 beschrieben und ermöglicht von bis  $\Delta T_{\text{Abgasmassestrom}_{\text{max}}} \approx +55 \text{ K}$  in ausgewählten Lastpunkten.

An dieser Stelle ist die Möglichkeit der motornahen Anordnung des DOC und SCR-Katalysators, wie es bei neuen Dieselmotoren die u.a. bei Heiduk et al. [23] oder Serverin et al. [27] vorgestellt werden, zu



nennen. Dadurch wird die zur Verfügung stehende Temperatur und Enthalpie des Abgases weitgehend ohne Verluste in der Abgasleitung genutzt und die Anforderungen an das Verbrennungslambda reduzieren sich.

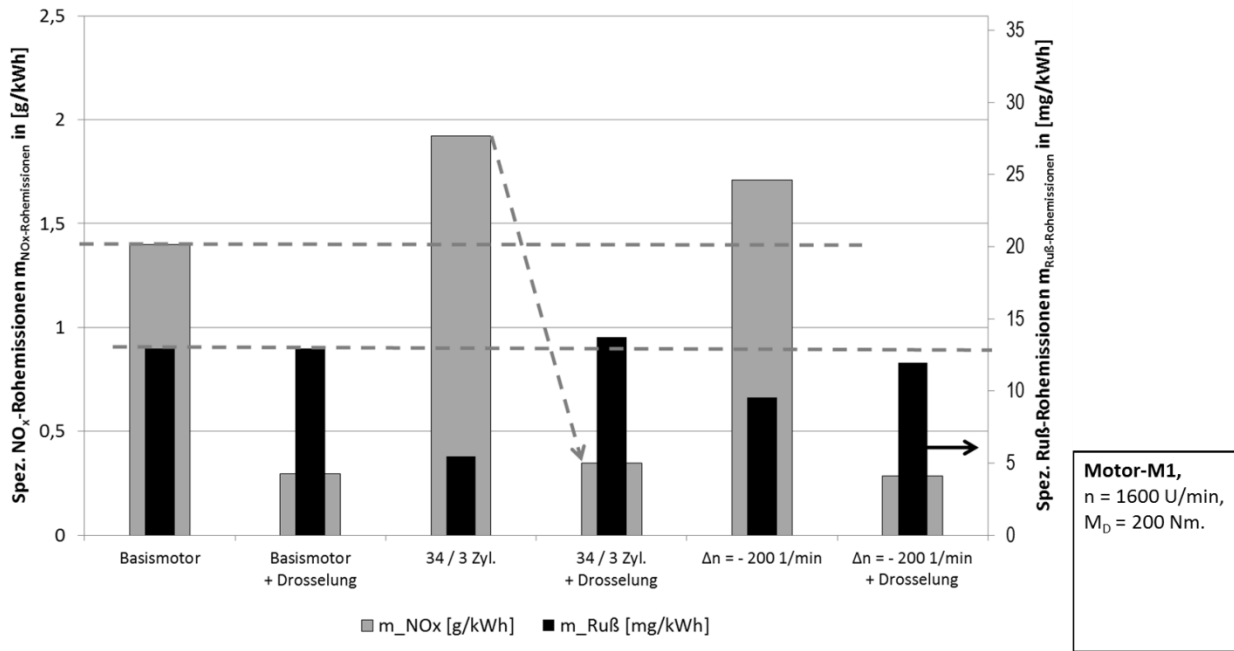
Eine Einordnung bzw. ein Vergleich der unterschiedlichen Maßnahmen zur Steigerung der Temperatur des Abgasmassenstroms zur Aktivierung des DOC und der damit verbundenen Erhöhung des ind. Kraftstoffverbrauchs befindet sich in der Zusammenfassung.

## 8.2. NO<sub>x</sub>- und Ruß-Rohemissionen im Vergleich

Mittels dyn. und stat. LPV (Erhöhung der spez. Zylinderdrehmomente) steigen die NO<sub>x</sub>-Rohemissionen in Folge steigender Mitteldrücke ( $p_{mi}$ ) an. Bei der Reduktion der Zylinderanzahl werden geänderte Druckverhältnisse am Turbolader d.h. Druck vor Turbine, sowie ein teilweise reduzierter Ladedruck festgestellt. In Folge der niedrigeren Druckdifferenz zwischen Abgassammler und Ansaugrohr wurde bei den Messungen eine niedriger AGR-Raten d.h. geringere AGR-Fördermenge gemessen. Dadurch steigen die Zylinderspitzen drücke und Temperaturen an. So erhöhen sich die spez. NO<sub>x</sub>-Rohemissionen beim Abschaltbetrieb z.B. im 4-2 - Zyl. - Betrieb um fast 300 % oder dem 34 / 3 - Zyl. - Betrieb um ca. 30 %.

Der verbesserte Wirkungsgrad der LLK und der AGR-Rückkühlung reduzieren den Anstieg der NO<sub>x</sub>-Rohemissionen. Bei sehr kleinen Motordrehmomenten ist es möglich NO<sub>x</sub>-Rohemissionen durch Steigerung der Verbrennungslambdas d.h. Erhöhung des Luftaufwands ggü. dem Basismotor vergleichbar darzustellen. Ohne Anpassung der AGR-Raten (Steigerung ggü. dem Basismotor) steigen die NO<sub>x</sub>-Rohemission im Vergleich zum Basismotor mit steigendem Motordrehmoment an.

Wird die AGR-Rate z.B. durch Drosslung in etwa auf das gleiche Niveau wie im Vollmotorbetrieb eingestellt, sinken die NO<sub>x</sub>-Rohemissionen bis zu 75 % unter die NO<sub>x</sub>-Rohemissionen des Basismotors, wie in der nachfolgenden **Abbildung 8.4** beispielhaft für den 34 / 3 - Zyl. - Betrieb dargestellt.



**Abbildung 8.4: Vergleich der NO<sub>x</sub>- und Ruß-Rohemissionen bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Motorenkonzeptes und bei Drehzahlvariation.**

Im Vergleich mit der Drosselung im Vollmotorbetrieb und bei Drehzahlab senkung werden die gleichen NO<sub>x</sub>-Rohemissionswerte erreicht. Die Ruß-Rohemissionen steigen bei Steigerung der AGR-Rate an. Bei Zylinderabschaltung wird in Folge des niedrigeren Verbrennungslambdas das Grenzlamba für die Ruß-Rohemissionen früher erreicht. Eine weitere NO<sub>x</sub>-Rohemissionsabsenkung durch Steigerung der AGR ist dann nicht mehr möglich.

Die NO<sub>x</sub>-Rohemissionen im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb können im Gegensatz zum 4-2 - Zyl. - Betrieb auch bei mittleren Drehmomenten bei Anpassung der Druckverhältnisse d.h. der Turboaufladung mindestens auf die Rohemissionswerte des Basismotors abgesenkt werden.

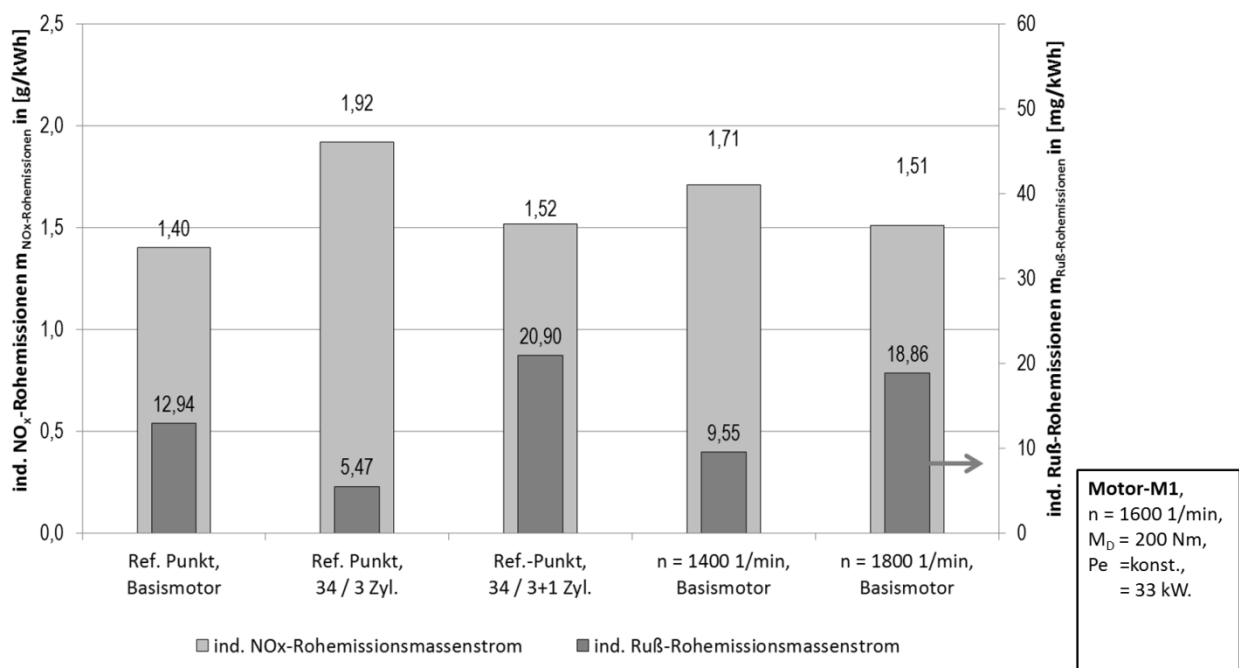
Wie in **Abbildung 8.4** dargestellt, sind die Ruß-Rohemissionen im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb niedriger als im Vollmotorbetrieb, da die AGR-Rate niedriger als im Basismotorbetrieb sind. Beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb wird eine gleichzeitige Erhöhung der NO<sub>x</sub>- und Ruß-Rohemissionen beobachtet. Dies ist auf eine ungleiche Verteilung der AGR zwischen den Zylindern, bei einer gestiegenen AGR-Rate zurückzuführen.

Bei der Absenkung der Motordrehzahl um ca.  $\Delta n = - 200$  1/min steigen die NO<sub>x</sub>-Emissionen und die Ruß-Rohmissionen sinken. Dies ist auch hier auf eine um ca. 2 % niedrigere AGR-Rate, aufgrund geänderter Druckverhältnisse in Folge der Drehzahlab senkung bei gleichzeitiger Anhebung des Drehmoments im Vollmotorbetrieb zurückzuführen. Die gleichzeitige Steigerung der Ruß- und NO<sub>x</sub>-Rohemissionen bei Drehzahlsteigerung und gleicher abgegebener Motorleistung ggü. dem Betriebspunkt des Basismotors

ist auf die höhere Arbeitsspielfrequenz (kürzere Gemischbildungszeit) und die gestiegenen mittleren Brennraumtemperaturen zurückzuführen.

In der nachfolgenden **Abbildung 8.5** wird ein Vergleich der gemessenen  $\text{NO}_x$ - und Ruß-Rohemissionen für den Motor M1 bei unterschiedlichen Betriebsarten und Variation der Motordrehzahl dargestellt.

Insgesamt wird im Zylinder Abschaltbetrieb ein Anstieg der spez.  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen beobachtet. Bei allen durchgeführten Messungen wird dabei eine Reduktion der Temperatur im Ansaugrohr ggü. dem Vollmotorbetrieb bzw. Basismotor festgestellt.



**Abbildung 8.5: Vergleich der  $\text{NO}_x$ - und Ruß-Rohemissionen bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors ggü. dem Basismotor und bei Drehzahlvariation.**

Dies ist auf einen höheren Wirkungsgrad des AGR- und LLK-Kühler infolge niedriger Massenströme zurückzuführen. Die Zylinderspitzen temperaturen die zur Bildung thermisch gebildeten  $\text{NO}_x$ -Schadstoffkomponenten führen, reduzieren sich bei Reduktion der Temperatur im Ansaugrohr. Die Verdichtungsendtemperaturen ergeben sich entsprechend dem in den nachfolgenden **Formel (8.1)** beschriebenen Zusammenhängen. D.h. von der Temperatur der Zylinderfüllung beim schließen der Einlassventil, der Gaszusammensetzung ( $\kappa$ ) und dem Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon$ ).

$$T_{\text{Verdichtungsende}} = T_{\text{Einlass\_schließt}} * \left( \frac{V_{\text{Kompression}}}{V_h} \right)^{\kappa-1} = T_{\text{Einlass\_schließt}} * (\epsilon)^{\kappa-1} [K] \quad (8.1)$$

Die Verwendung der spezifischen Volumen (z.B.  $V_h$ ) ist zulässig, wenn die Verluste durch das sogenannte ‚blow by‘ vernachlässigbar sind und die spez. Zylinderfüllung ( $m_{\text{Zyl.}}$ ) nach dem Einlass schließen als konstant angenommen wird.

Im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb werden bis zu  $\Delta T_{\text{Ansaugrohr}} = -50$  K niedrigere Temperaturen im Ansaugrohr z.B. nahe der Volllast ggü. dem Basismotor gemessen. Im Bereich niedriger Motordrehmomente werden durch den reduzierten AGR- und Luftmassenstrom, ggü. dem Basismotor die Temperatur im Ansaugrohr um ca.  $\Delta T_{\text{Ansaugrohr}} -15$  K reduziert. Dauf ist der vergleichsweise geringfügige Anstieg der spez.  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen ggü. dem Basismotor zurückzuführen.

Bei den durchgeführten Untersuchungen wurden keine Optimierung des Ruß- /  $\text{NO}_x$ -Verhältnisses durch Parametervariation z.B. Anpassung der Einspritzparameter mit Spitzbeginn und Einspritzsequenz, bei den geänderten Druckverhältnissen durchgeführt. Die mögliche Optimierung z.B. durch eine Split-Einspritzung (Doppeleinspritzung) zur Reduktion der Ruß-Rohemissionen bietet die Möglichkeit die Schadstoff-Rohemissionen insgesamt weiter abzusenken.

### **8.3. Verbesserung des spez. Kraftstoffverbrauchs bei innerer Lastpunktverschiebung**

Aus den nun vorliegenden Ergebnissen der Messungen und begleitenden Simulationen, lassen sich teils gegenläufige Zusammenhänge und Abhängigkeiten erkennen. Die unterschiedliche Ausprägung dieser Abhängigkeiten, ergibt beim Dieselmotor Vorteile bzgl. des ind. Kraftstoffverbrauchs durch innere Lastpunktverschiebung.

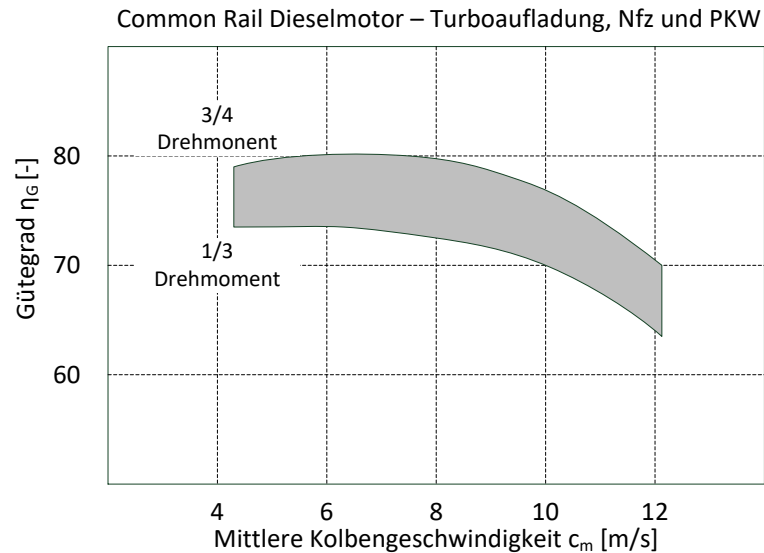
#### **8.3.1. Verbesserung des inneren Wirkungsgrades**

In der Literatur, z.B. bei Pischinger et al. [24], wird dargestellt, dass Dieselmotoren typischer Weise bei ca. dreiviertel der maximal möglichen Motordrehmomente den maximalen Wirkungsgrad besitzen. Bei sehr hohen Motordrehmomenten sinkt der innere Wirkungsgrad und besonders der Hochdruckwirkungsgrad durch die hohe Wärmemenge im Zylinder. In Folge der höheren zugeführten Wärmemenge steigen die WW-Verluste an.

Wird gekühltes Abgas in den Zylinder zurückgeführt oder die Frischluftmasse begrenzt, ist das Verbrennungslambda ebenfalls niedrig. Bei kleinen Motordrehmomenten ist die niedrige eingespritzte Kraftstoffmasse dabei trotz des niedrigen Verbrennungslambdas mit einer kleinen Wärmemenge im Brennraum verbunden. Die WW-Verluste ändern sich somit mit der eingebrachten Kraftstoffmasse bzw. dem thermodynamischen Zustand der Zylinderfüllung (Masse) zum Zeitpunkt des Schließens der Einlassventile. Entsprechend der Zusammensetzung und der spez. Dichte d.h. Temperatur und dem Druck ergeben sich die Startbedingungen für den Hochdruckprozess.

Im Gegensatz zum Ottomotor der bei Volllast im  $\lambda = 1$  Betrieb und mit der Motordrehzahl steigende Wirkungsgrade aufweist, sinkt der Wirkungsgrad beim Dieselmotor mit Zunahme der Motordrehzahl.

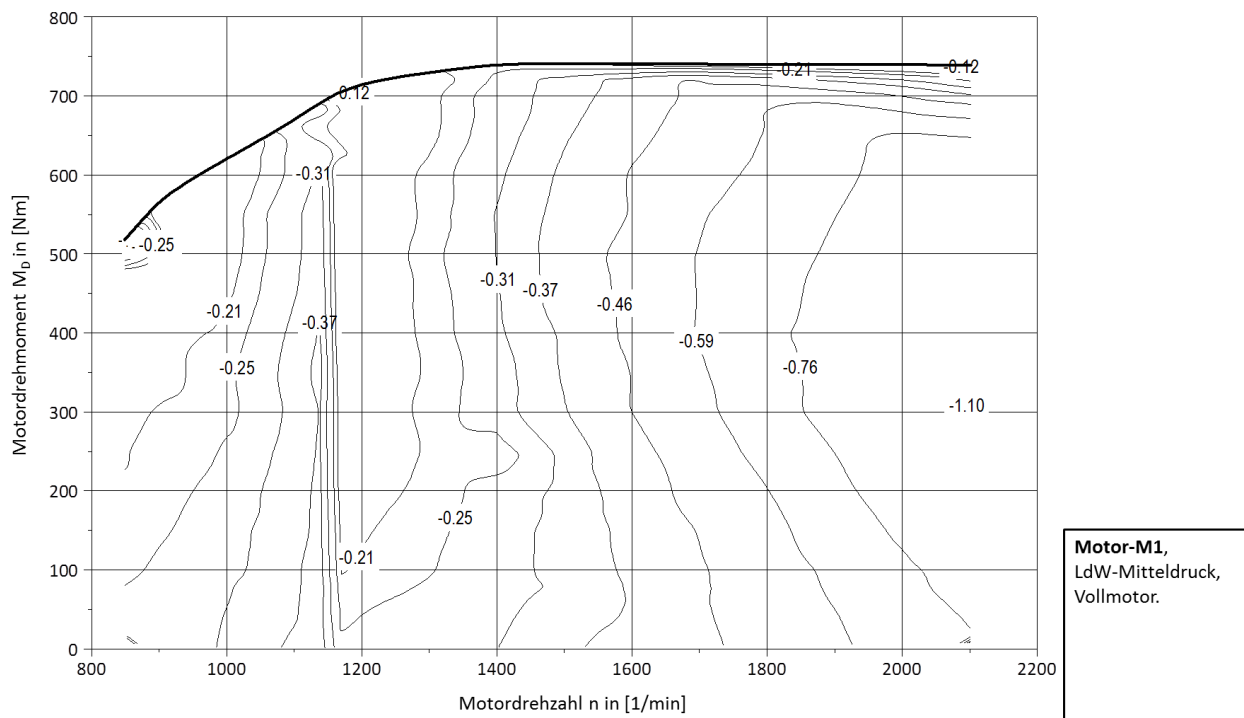
Zum Vergleich von Konzeptmotoren, ohne dabei den Einfluss der Reibverhältnisse zu berücksichtigen, wird der **Gütegrad** verwendet. Der Gütegrad ist dabei das Verhältnis des inneren Wirkungsgrades zum Wirkungsgrad des vollkommenen Motors. Damit ist der Gütegrad das Maß für die Gesamtheit der thermodynamischen Verluste des Motors. Die nachfolgende **Abbildung 8.6** zeigt, in Anlehnung an die Darstellung bei Pischinger et al. [24], für den Zusammenhang mit der Kolbengeschwindigkeit, den erreichbaren Gütegrad bei aufgeladenen direkteinspritzenden Dieselmotoren. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit ( $c_m$ ) ergibt sich als Produkt aus der Motordrehzahl ( $n$ ) und dem Kolbenhub ( $s$ ).



**Abbildung 8.6: Darstellung zum theoretischen Gütegrad von turboaufgeladenen Dieselmotoren. [22]**

Mit steigender Motordrehzahl  $n$  steigt die Arbeitsspielfrequenz und trägt damit zur Erhöhung der WW-Verluste, in Folge des Anstiegs der je Zeiteinheit zugeführten Wärmemenge bei. Die mittleren Bauteiltemperaturen steigen dabei an.

Die Steigerung des inneren Wirkungsgrades ist bei Dieselmotoren bei Drehzahlab senkung auch auf die Reduktion der LdW-Mitteldrücke zurückzuführen. In der nachfolgenden **Abbildung 8.7** ist der LdW-Mitteldruck beispielhaft für den Motor M1 aufgetragen.



**Abbildung 8.7: Beispiel für LdW-Mitteldruck als Kennfeld über Last und Motordrehzahl.**

Dabei ist zu erkennen, dass unterhalb der Motordrehzahl von  $n < 1140$  1/min keine AGR eingesetzt wird und die LdW-Verluste ansteigen. Auch ohne AGR reduziert sich der LdW-Verlust bei Absenkung der Motordrehzahl.

In den Messergebnissen wird aufgezeigt, dass sich beim Aktivieren der HD-AGR (minimales Öffnen der AGR-Klappe) die LdW-Verluste sofort reduzieren und eine geringfügige Abhängigkeit vom eingestellten Motordrehmoment besitzen. Lediglich der zur Einstellung der vorgesehenen AGR-Rate notwendige Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr ( $p_{AGR}$ ) führt zu einem vergleichsweise niedrigen LdW-Verlust. Der sich einstellende Differenzdruck ist damit Maß für die LdW-Arbeit bzw. LdW-Verlust.

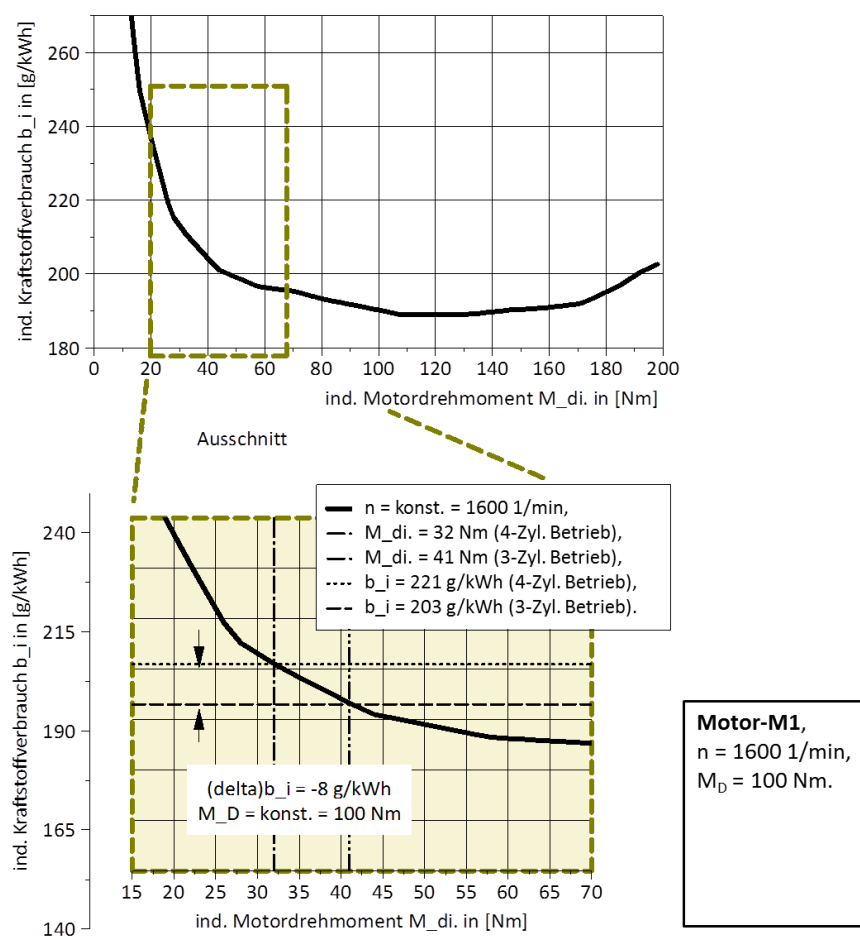
Ein ausreichender Differenzdruck wird durch entsprechende Auslegung und Anpassung der Turboaufladung erreicht. Die Anforderung an die Turboaufladung zur Bereitstellung hoher Ladedrücke bei niedrigen Motordrehzahlen und hohen Motordrehmomenten bei gleichzeitig hohen AGR-Raten steigen dadurch an.

### 8.3.2. Mögliche Reduktion des ind. Kraftstoffverbrauchs bei innerer LPV

Zum direkten Vergleich von Motoren und Konzepten am MPST, wird der ind. Kraftstoffverbrauch ( $b_i$ ) verwendet. Dieser ermöglicht den Vergleich, unabhängig vom Einfluss der Veränderung des Reibmitteldrucks, der durch den geänderten Motoren- und MPST-Aufbau variiert. Der  $b_i$  ist der auf den ind. Mitteldruck bezogene gemessene Kraftstoffeinsatz.

Aus dem  $b_i$  Kennfeld des Basismotors ist die maximal mögliche Reduktion durch LPV d.h. Erhöhung der spez. Drehmomente im Kennfeld eines ausgeführten Motors ablesbar. Insbesondere für niedrige spez. Drehmomente ( $M_{di}$ ) ist durch eine Anhebung der spez. Drehmomente eine mögliche Absenkung des ind. Kraftstoffverbrauchs bei den untersuchten Motoren um bis zu  $\Delta b_i = -8 \text{ g/kWh}$ , dies entspricht ca. 4 %, ersichtlich. Die nachfolgenden **Abbildung 8.8** zeigt anhand eine Lastschnitts die potentielle Verbesserung des ind. Kraftstoffverbrauchs  $b_i$  am Beispiel von Motor M1 bei  $n = 1600 \text{ 1/min}$ .

Diese Abschätzung basiert auf der Annahme, dass bei der Erhöhung des spez. Einzelzylinderdrehmoments die Verbrennungsrandbedingungen d.h. die Füllung im Zylinder und die Druckverhältnisse, Druck im Ansaugrohr und damit der Differenzdruck zum Abgassammler, sowie die AGR-Rate ggü. dem ursprünglichen  $M_{di}$  beim Basismotor beibehalten werden können.



### 8.3.3. Einflussanalyse Hochdruckwirkungsgrades

Der Hochdruckwirkungsgrad wird durch die Verbrennungsrandbedingungen d.h. die Zusammensetzung der Zylinderfüllung (AGR-Anteil) und die Dichte (Temperatur und Druck) bei Beginn der Einspritzung (SOI) beeinflusst.

### 8.3.3.1. Einfluss der AGR-Rate auf den Hochdruckwirkungsgrad

Mit der Erhöhung des Anteils an rückgeführten Abgas, erhöht sich der Zündverzug, die Brenndauer steigt an und die Brenngeschwindigkeit nimmt signifikant ab. Da mit dem rückgeführten Abgas dreiatomige Gasmoleküle (Bestandteile z.B.  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{NO}_2$ ) in großer Anzahl in Brennraum gelangen, wird der Wärmebedarf zur erhöht. Die dreiatomigen Gase, weisen eine höhere spezifische Wärmekapazität als die Ansaugluft auf. Dadurch steigt der Wärmebedarf zur Einleitung der Verbrennung an. Zusätzlich wird die Reaktionskinetik verlangsamt und die schnelle Wärmefreisetzung beeinträchtigt.

Der Prozesswirkungsgrad sinkt, weil eine schnelle Wärmefreisetzung d.h. ein hoher Gleichraumanteil zunehmend bis in den Expansionshub verschleppt wird und somit die Wärmefreisetzung in einen Gleichdruckanteil übergeht. Da dies gleichzeitig die Spitzentemperatur im Brennraum reduziert, verringert sich die thermische NO-Bildung. Die Kraftstoffumsetzung und damit Wärmezufuhr erfolgt zunehmend bei konstantem Druck (isobar). Der Seiliger Prozess (kombinierter Gleichraum und Gleichdruckprozess) ist daher am geeignetsten als theoretischer Vergleichsprozess zu verwenden.

Mit steigenden spez. Drehmomenten wird der Zündverzug in Folge hoher Verdichtungsenddrücke reduziert. Allerdings ergeben hohe Verdichtungsenddrücke bei früher Wärmezufuhr einen schnellen Anstieg des Zylinderdrucks. Dadurch wird der maximal zulässige Zylinderspitzenruck bereits bei kleinen Einspritzmengen überschritten.

Hohe Zylinderspitzenrücke und damit verbunden Druckgradienten bei der Wärmefreisetzung führen zu einem Anstieg der wahrnehmbaren Verbrennungsgeräusche. Eine hohe AGR-Rate reduziert somit auch das Verbrennungsgeräusch.

In den Messungen ermittelte Steigerungen des Hochdruckwirkungsgrades von teilweise  $\eta_{iH} > 2\%$  bei deaktivierten Zylindern sind auf reduzierte AGR-Raten zurückzuführen.

### 8.3.3.2. Zylinderfüllung bei Einlassventil schließt

Die effektive Zylinderfüllung d.h. die Zusammensetzung zwischen Abgasanteilen und Frischluft, sowie der Druck und die Temperatur bei schließen des Einlassventils bestimmen bei konstantem geometrischen Verdichtungsverhältnis die erreichten Verdichtungsenddrücke und Temperaturen. Somit hat die Dichte des Fluids im Ansaugrohr einen direkten Einfluss auf den erreichbaren Hochdruckwirkungsgrad. Da beim idealen Vergleichsprozess (Carnot-Prozeß) der Wirkungsgrad nur von der Temperaturdifferenz ( $T_{\max} - T_{\min}$ ) abhängt, führen sinkende Temperaturen im Ansaugrohr im Prozess zu einem Anstieg des Hochdruckwirkungsgrades.

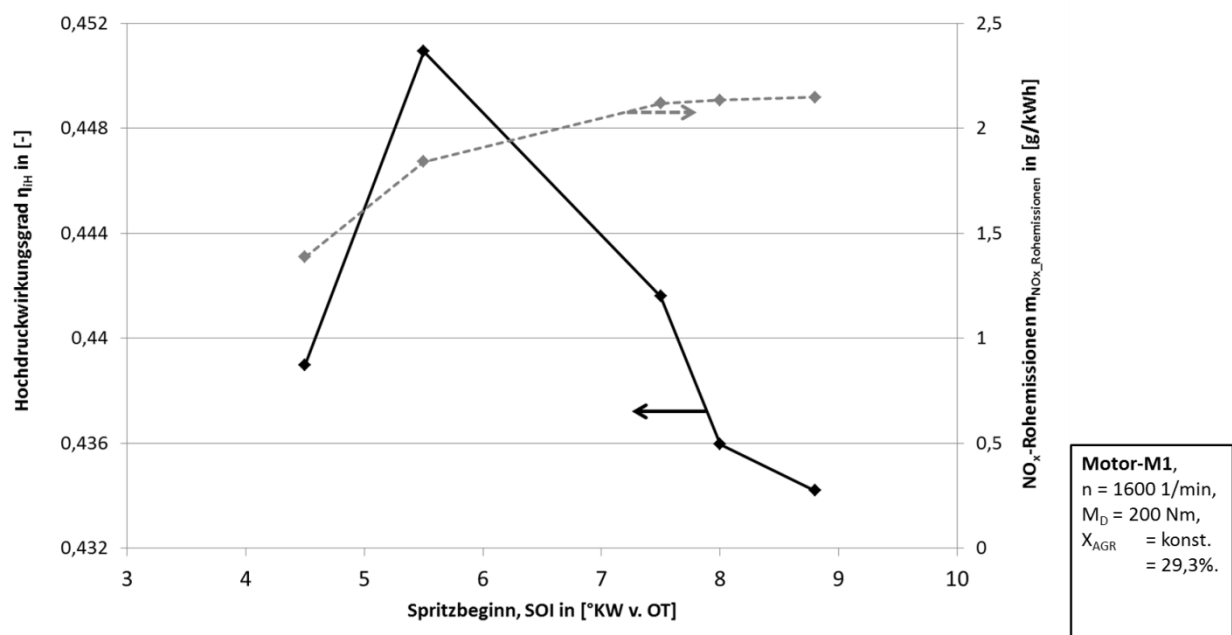


Die Wirkungsgrade der Turbolader, Ladeluft- und AGR-Kühler haben ebenfalls einen Einfluss auf den erreichbaren ind. Kraftstoffverbrauch der Motoren. In der durchgeführten Messreihe werden die Medientemperaturen (Ansaugluft und Kühlwasser) am Prüfstand thermosatisch geregelt. Eine direkte Regelung der AGR-Temperatur erfolgt nicht. Diese ergibt sich aus der Kühlwassertemperatur und dem AGR-Massenstrom. Dies beeinflusst die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen und wird über die Bestimmung der Mischungstemperatur im Ansaugrohr erfasst. Für eine Serienrealisierung bzw. Fahrzeugapplikation ist die Anpassung der Auslegung der LLK und der AGR-Kühler für den Abschaltbetrieb notwendig.

Wird der zulässige Zylinderspitzenruck oder die Zylinderspitzentemperatur bei der Wärmefreisetzung überschritten, ist eine Begrenzung bzw. Verschiebung der Wärmefreisetzung durch späte Spritzbeginne oder eine Steigerung der AGR-Rate notwendig. Dadurch verringert sich der Hochdruckwirkungsgrad in Folge später oder langsamerer Wärmefreisetzung (quasi isobare Wärmefreisetzung) im Brennraum. Die Begrenzung der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen erfordert bei den untersuchten Motoren bereits bei  $n = 1100 \text{ 1/min}$  und  $p_{mi} < 4,5 \text{ bar}$  den Einsatz von  $\text{NO}_x$ -Reduktionsmaßnahmen, z.B. der HD-AGR, um die spez.  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen unterhalb von z.B.  $m_{\text{NO}_x\text{-Rohemissionen}} < 2 \text{ g/kWh}$  einzustellen.

### 8.3.3.3. Spritzbeginn und Brennverlauf

Die erreichbaren Hochdruckwirkungsgrade reduzieren sich, wenn zur Absenkung der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen späte Spritzbeginne eingestellt werden und eine späte Wärmezufuhr (Erhöhung Gleichraumanteil) erfolgt. Die nachfolgende **Abbildung 8.9** zeigt den grundsätzlichen Zusammenhang anhand eines gewählten Beispiel für einen Lastpunkt bei Motor M1.



**Abbildung 8.9:** Abhängigkeit der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen und Hochdruckwirkungsgrad vom gewählten Spritzbeginn.

Die um ca. 4 °KW späteren Spritzbeginne reduzieren den Hochdruckwirkungsgrad um ca. 2 %. Dabei sinken die spez. NO<sub>x</sub>-Rohemissionen um -0,478 g/kWh dies entspricht ca. 20,5 %.

Aufgrund der hohen geometrischen Verdichtung von  $\epsilon = 17,1$  steigen die Zylinderspitzen drücke schon bei niedrigen Einspritzmengen an und die zulässigen Zylinderspitzen drücke von  $p_{\max} = 140$  bar werden bereits bei ca  $p_{mi} \approx 4,5$  bar (ohne Maßnahmen). Bei steigenden spezifischen Drehmomenten (ca.  $M_D > \frac{1}{2} M_{D_{\max}}$ ) sinkt der Hochdruckwirkungsgrad, da die SOI nach spät verstellt und damit die Wärmefreisetzung mit einem hohen Gleichdruckanteil erfolgt, sowie die Brenngeschwindigkeit durch die hohen AGR-Raten sinkt.

#### 8.3.3.4. Luftaufwand und Verbrennungslambda

Das Verbrennungslambda ist maßgeblich für die Temperatur des Abgasmassenstroms. Die Erhöhung des Verbrennungslambdas ist nur dann sinnvoll, wenn keine Erhöhung der Temperatur des Abgasmassenstroms notwendig ist oder das Grenzlamba für die Lambda-Rußgrenze erreicht wird.

Bei Erhöhung des Verbrennungslambda ist zudem darauf zu achten, dass die LLK in der Lage ist die Temperatur der Zylinderfüllung beim Schließen der Einlassventile nicht ansteigen zu lassen, da dadurch die Verdichtungsendrücke steigen und die zuvor beschriebenen Maßnahmen zur Zylinderdruckbegrenzung den Hochdruckwirkungsgrad reduzieren.

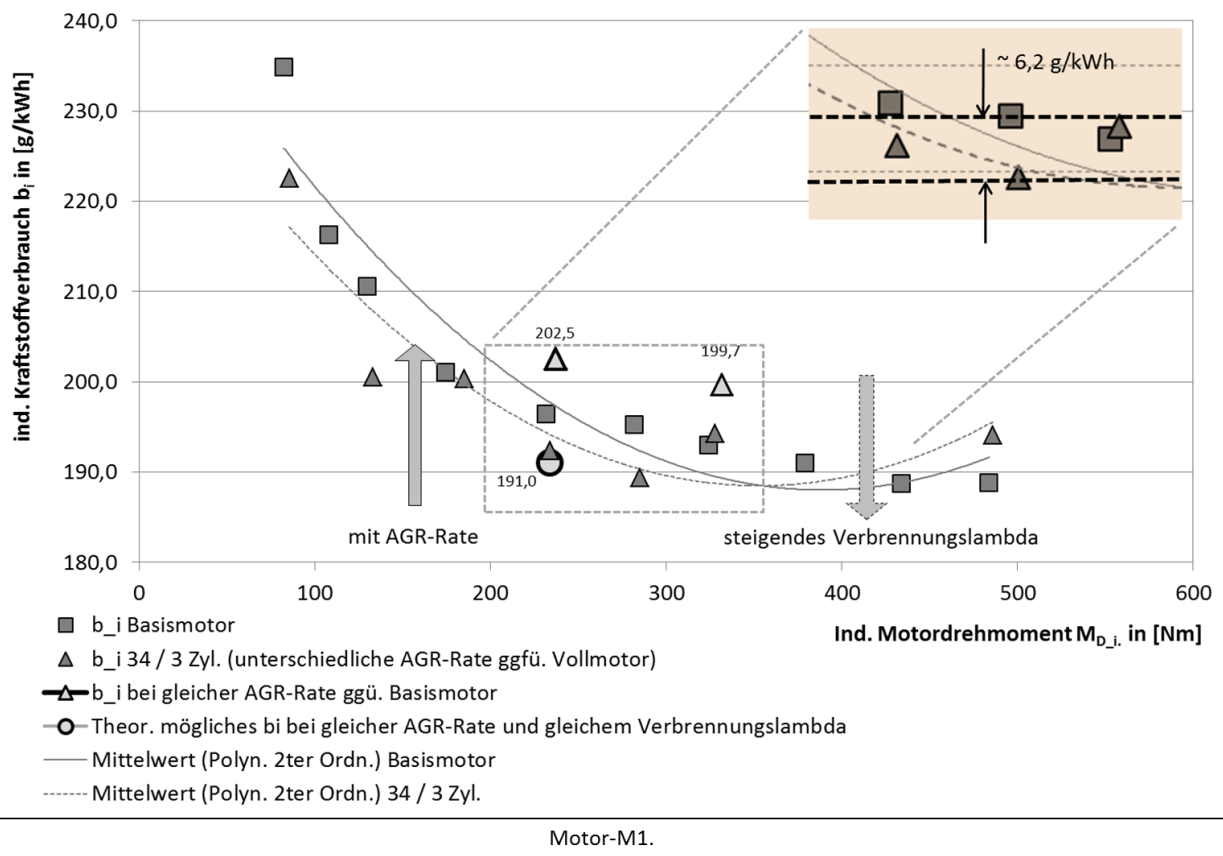
Zusätzlich muss der notwendige Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr ( $p_{AGR}$ ) für das Erreichen einer ausreichenden AGR-Rate eingestellt werden. Wird der Ladedruck d.h. der Druck im Ansaugrohr ( $p_{Ansaugrohr}$ ) gesteigert, erfordert dies einen signifikanten Anstieg des Druck vor Turbine. Dies wirkt sich in Folge des gestiegenen Turbinendruckverhältnisses positiv auf den erreichbaren Turbinenwirkungsgrad aus.

Die Steigerung des Ladedrucks zur Steigerung des Verbrennungslambdas erhöht das notwendige Verdichterdruckverhältnis und erfordert möglicher Weise den Einsatz eines zweistufigen Aufladesystems.

#### 8.3.3.5. Erreichter innerer Wirkungsgrad bei dyn. LPV

Eine Steigerung des inneren Wirkungsgrades durch dyn. LPV mittels Zylinderabschaltung wird, wie zuvor beschrieben, durch die herrschenden thermodynamischen Randbedingungen d.h. der AGR-Rate, der Wärmefreisetzung (Verbrennungsschwerpunktlage und Brenndauer) bestimmt.

Die beispielhafte Darstellung der gemessenen Verbesserung von  $b_i$  ist in der nachfolgenden **Abbildung 8.10** für den Motor M1 im Lastschnitt.



**Abbildung 8.10: Vergleich der realen Verbesserung des ind. Kraftstoffverbrauchs beim 34 / 3 - Zyl. - Betrieb im Vergleich zum Basismotor im Lastschnitt.**

So ergibt sich eine Verbesserung im Ref.-Arbeitspunkt von  $\Delta b_i = -6,2 \text{ g/kWh}$ , dies entspricht einer Verbesserung von 3,1 % durch dyn. LPV. Der 34 / 3 - Zyl. - Betrieb ermöglicht bei den Messungen im Bereich bis ca.  $M_{D,i} < 300 \text{ Nm}$  eine Verbesserung des ind. Kraftstoffverbrauchs. Der Kraftstoffverbrauchsvorteil reduziert sich mit steigendem Motordrehmoment. Bei Motordrehmomenten von  $M_{D,i} > 300 \text{ Nm}$  wird ein höherer ind. Kraftstoffverbrauch als beim Basismotor festgestellt. Die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen erhöhen sich dabei gegenüber dem Basismotor.

Im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb sinkt das Verbrennungslambda bei  $M_{D,i} > 350 \text{ Nm}$  bis  $M_D < 500 \text{ Nm}$  unter Werte von  $\lambda_{\text{Verbrennung}} < 1,5$ . Dabei steigt der ind. Kraftstoffverbrauch kontinuierlich an. Die AGR-Rate ist bei allen Messungen niedriger als im Vollmotorbetrieb. Die gemessene Verbesserung von  $b_i$  ist somit zum Teil auf die reduzierten AGR-Rate zurückzuführen.

In der **Abbildung 8.10** wird das mögliche  $b_i$  bei vergleichbaren AGR-Raten ggü. dem Vollmotorbetrieb, z.B. bei  $M_{D,i} = 223$  und  $M_{D,i} = 341 \text{ Nm}$ , dargestellt. Diese liegen oberhalb der Werte für den Basismotor. Dabei wird ein Anstieg von  $b_i$  um +4,5 % und +2 % ermittelt.

Die dargestellten Werte ergeben sich aus den Messungen, bei denen die Abgasdrossel von 100 % auf 65 % Öffnungsquerschnitt zur Erhöhung der AGR-Rate verstellt wird. Bei dieser Vorgehensweise sinkt das Verbrennungslambda schnell ab. Der reduzierte Abgasmassenstrom bewirkt eine Veränderung des

Arbeitspunkts der Turbine und der Ladedruck reduziert sich gegenüber dem Basismotor. Durch Anpassung der Aufladung wird dagegen eine Steigerung der AGR-Rate und ein vergleichbares Verbrennungslambda möglich. Dies ist in **Abbildung 8.10** durch den Pfeil in der rechten Hälfte dargestellt. Die Simulationsrechnung ergibt eine mögliche Verbesserung des  $b_i$ , z.B. um ca. 4% bei  $M_{D,i} = 223 \text{ Nm}$ , wenn das Verbrennungslambda bei Anpassung der Aufladung gesteigert und die AGR-Rate des Basismotors eingestellt wird.

Die Steigerung des Verbrennungslambdas bei Erhöhung der spez. Zylinderdrehmomente führen zur notwendigen Steigerung des Ladedrucks ggü. dem Basismotor. Der Ladedruck (Druck im Ansaugrohr) beträgt beim Motor M1 im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb von  $p_{\text{Ansaugrohr}} = 1,65 \text{ bar}$ . Um das Verbrennungslambda des Basismotors  $\lambda_{\text{Verbrennung}} = 2,16$  zu erreichen, muss der Ladedruck auf  $p_{\text{Ansaugrohr}} = 2,2 \text{ bar}$  für den gewählten Betriebspunkt ( $n = 1600 \text{ 1/min}$  und  $M_D = 200 \text{ Nm}$ ) gesteigert werden. Dies entspricht einer Steigerung des Ladedrucks um ca. 25 %.

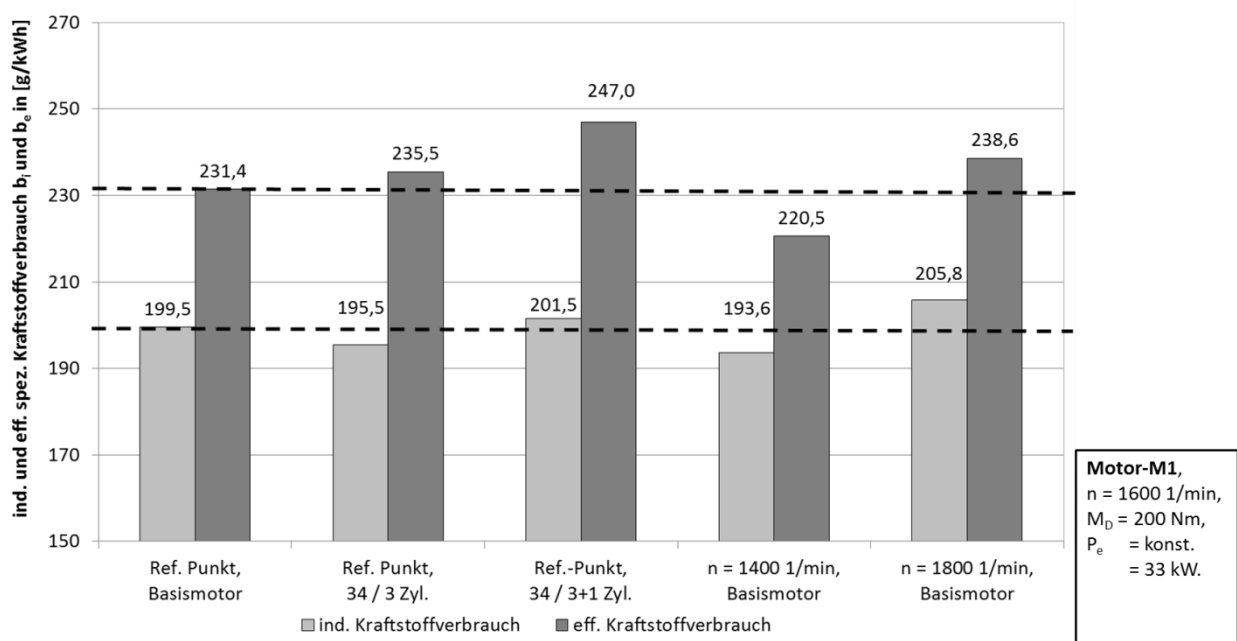
Dabei ergibt eine Steigerung des Verbrennungslambdas um z.B. 0,25 Punkte eine Verbesserung des Hochdruckwirkungsgrades ( $\eta_{\text{piH}}$ ) um 0,5 %. Beim 34 / 3 - Zyl. - Betrieb wird im Ref.-Punkt ein Verbrennungslambda  $\lambda_{\text{Verbrennung}} = 1,77$  bei einer AGR-Rate  $X_{\text{AGR}_{34/3\text{-Zyl.}}} = 18,7 \%$  erreicht. Beim Basismotor beträgt die AGR-Rate  $X_{\text{AGR}_{\text{Basismotor}}} = 29,3\%$ . Da die zweistufige Turboaufladung ohne Modifikation vom Basismotor übernommen wird erlauben die sich einstellenden Differenzdrücke nicht die Einstellung der gleichen AGR-Raten ggü. Dem Basismotor .

Der Motor M2 bietet mit der VTG die Möglichkeit das Verbrennungslambda zu steigern. Eine Erhöhung des Frischluftmassenstroms durch Zustellung der VTG führt zu einem Anstieg des Drucks im Abgassammler. Dadurch werden der AGR-Massenstrom sowie der Arbeitspunkt und somit der Wirkungsgrad des Turboladers beeinflusst. Der höhere Druck beim Ausschleiben erhöht zudem den LdW-Mitteldruck. Insgesamt wird eine Verbesserung des inneren Wirkungsgrades bei kleinen Motordrehmomenten bei den durchgeführten Versuchen, wie in Kap. 7.3. dargestellt, erreicht. Die Wechselwirkung zwischen Hochdruckwirkungsgrad und LdW-Mitteldruck, sowie der AGR-Rate ist über die Einstellung der Druckverhältnisse am Turbolader zu optimieren. Bereits bei der Auslegung des Turboladers ist ein Kompromiss zwischen Steigerung des Verbrennungslambdas bei Zylinderabschaltung und niedrigen Ausschleibedrüken im Vollmotorbetrieb zu berücksichtigen. Die vorliegende Auslegung verfügt nicht über den notwendigen Verstellbereich und ermöglicht geringfügige Anpassung des Verbrennungslambdas bei kleinen Motordrehmomenten. Dies ist verbunden mit niedrigen Turboladerwirkungsgraden und steigendem LdW-Mitteldruck. Die AGR-Rate des Basismotors oder der notwendige Ladedruck für den Abschaltbetrieb werden erreicht.

Durch die Steigerung der Einspritzmenge je aktiven Zylinder bei Abschaltung ist ebenfalls eine Anpassung der Einspritzparameter und des erforderlichen Raildrucks vorzusehen. Die Regelung und Bedatung (Einspritzparameter) des Basismotors für das jeweilige spez. Zylinderdrehmoment, wurde für die durchgeführten Untersuchungen ohne Modifikationen übernommen. Durch die Raildruckerhöhung steigt der Reibmitteldruck. Dabei werden ca.  $\Delta p_{mr} < 0,1$  bar bei Erhöhung des Raildrucks bei einer Raildruckerhöhung um  $\Delta p_{Rail} = + 200$  bar bei beiden Motoren gemessen.

### Vergleich Drehzahlabenkung mit der dyn. LPV

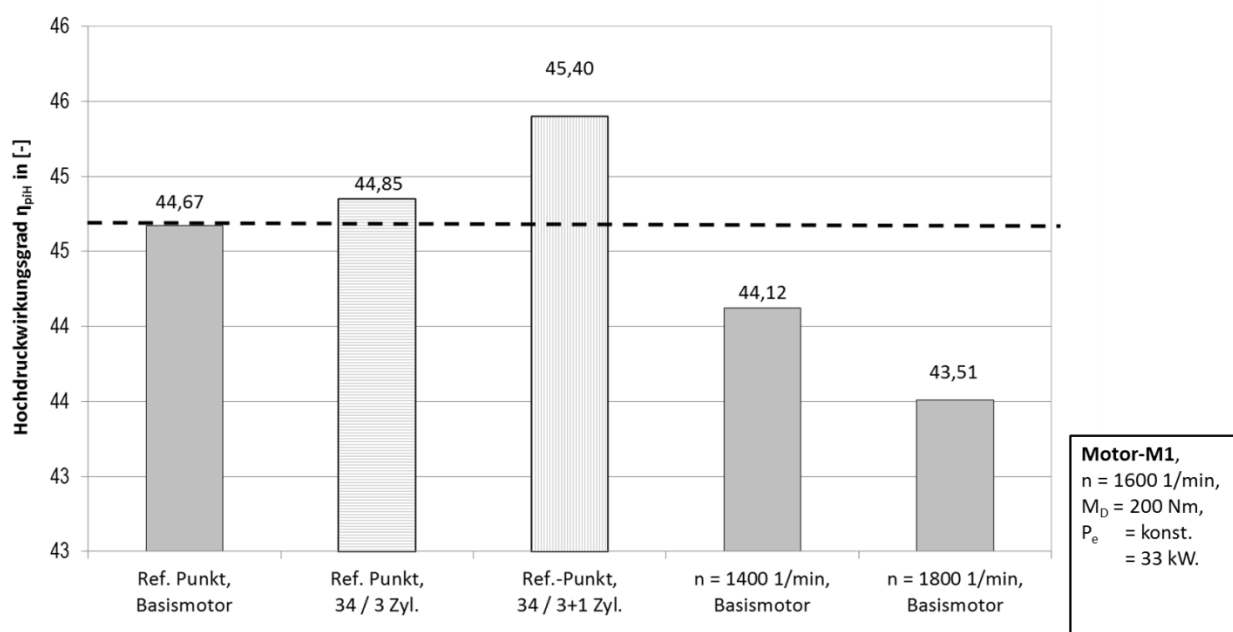
Zu den Verfahren zur statischen Lastpunktverschiebung (stat. LPV) zählt die Absenkung der Motordrehzahl. Bei Arbeitsmaschinen wird dieses Verfahren verwendet, wenn z.B. der Einsatz drehzahllimitierter Getriebe vorgesehen ist. Die Reduktion der Arbeitsdrehzahl wird beispielsweise bei neu entwickelten Nutzfahrzeugmotoren Generationen für den Langstreckenbetrieb beobachtet. Für Nutzfahrzeugmotoren, z.B. nach der EUROIV Gesetzgebung, wird eine typische Arbeitsdrehzahl bei  $n_{Arbeitsdrehzahl} < 1600$  1/min angegeben. Die Nennleistung wird bei einer Motordrehzahl von  $n_{Nenn} = 1800$  1/min erreicht. Beispiele hierfür sind Motoren, die bei Ernst et al. [25] genannt werden. Neuere Entwicklungen, d.h. der zweiter Generation dieses Motorentyps, erreichen den Nennleistungspunkt bereits bei  $n_{nenn} = 1600$  1/min [25]. Neuste Entwicklungen prospektieren Motoren die u.a. bei Hirschmann et al. [26] genannt werden, mit einer Nennleistung die bereits bei ca.  $n_{nenn} = 1400$  1/min erreicht wird. Diese bereits in Serie eingeführten Motoren, besitzen typische Arbeitsdrehzahlen von  $n_{Arbeitsdrehzahl} = 1150$  bis  $1200$  1/min.



**Abbildung 8.11: Vergleich spez. Kraftstoffverbrauch bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Motorkonzepts mit dem Basismotors und mit Drehzahlvariation.**

In der vorherigen **Abbildung 8.11** wird der ind. und eff. Kraftstoffverbrauch, im Vergleich der Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors für den Ref.-Punkt ggü. Basismotor und bei Motordrehzahlvariation beim Basismotor um  $\Delta n = + 200$  1/min dargestellt.

Die thermodynamische Analyse der Anteile für den Hochdruck- und Ldw-Mitteldruck zeigt im Vergleich zum Basismotor eine Reduktion des Hochdruckwirkungsgrades bei Drehzahlerhöhung und Drehzahlabsenkung. Wie in der nachfolgenden **Abbildung 8.12** dargestellt, wird beim 3up-Motorkonzept d.h. im 34 / 3 - Zyl. und 3+1 - Zyl. - Betrieb, im Vergleich ein höherer Hochdruckwirkungsgrad erreicht.



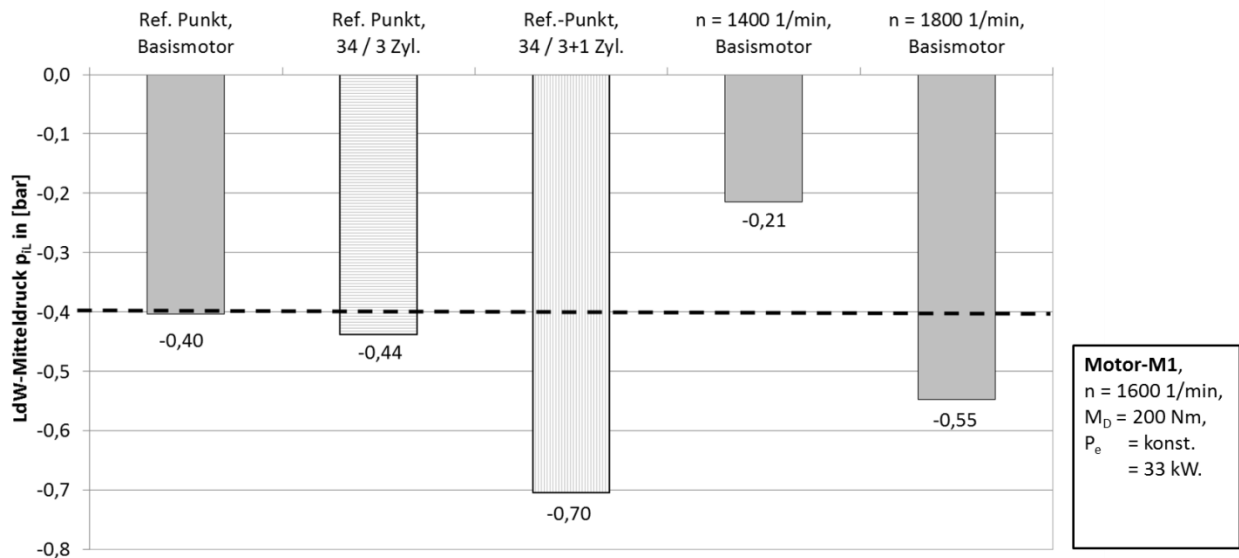
**Abbildung 8.12: Vergleich des Hochdruckwirkungsgrades bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors und mit Drehzahlenvariation beim Basismotor.**

Die Steigerung des gemittelten Hochdruckwirkungsgrades bei 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb ist auf die ungleiche Verteilung der AGR auf die Zylinder zurückzuführen. Die Zylinder mit niedrigen AGR-Raten zeigen einen großen Anstieg des Hochdruckwirkungsgrades. Dagegen ist bei Zylinder Nr. 3 ein sehr niedriger Hochdruckwirkungsgrad festzustellen. Dies deutet auf ein unterschiedliches Verbrennungslambda und AGR-Rate zwischen den Zylindern hin. Insgesamt ist das Verbrennungslambda im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb niedriger als im Vollmotorbetrieb. Dies ist auch die unterschiedlichen Druckverhältnisse bzw. zyklischen Druckschwankungen im Ansaugrohr insbesondere bei 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb zurückzuführen.

Die Ldw-Mitteldrücke sinken, wie erwartet, bei Absenkung der Drehzahl bzw. steigen bei Drehzahlerhöhung. Die nachfolgende **Abbildung 8.13** zeigt einen um bis zu 48 % reduzierten Ldw-

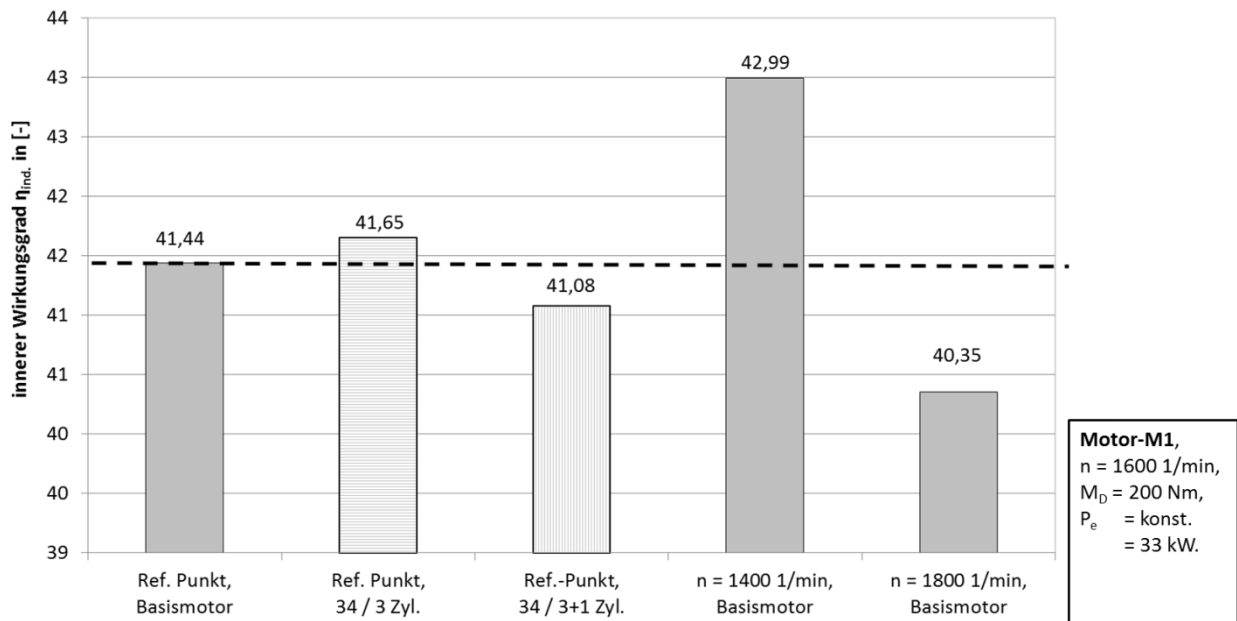
Mitteldruck, bei Absenkung der Motordrehzahl um  $\Delta n = -200$  1/min gegenüber dem Ref.-Punkt beim Vollmotorbetrieb.

Wie bereits in der Auswertung der Messungen dargestellt ergibt sich für den 34 / 3 - Zyl. - Betrieb durch höhere Einzelzylindermassenströme bzw. die nicht angepassten Druckverhältnisse, ein geringfügig höherer LdW-Mitteldruck. Beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb wird dagegen ein Anstieg des LdW-Mitteldrucks um ca. 75% ggü. dem Vollmotorbetrieb gemessen. Die Ursachen für den höheren LdW-Mitteldruck beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb, wird im **Kapitel 8.3** weiter analysiert und diskutiert.



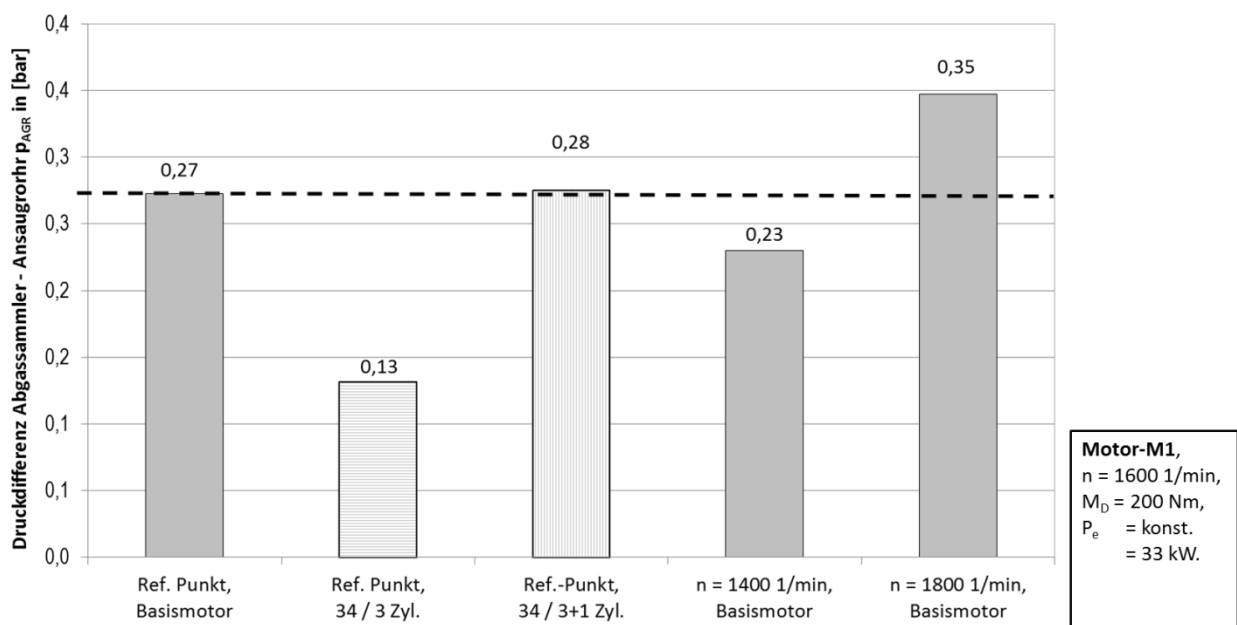
**Abbildung 8.13: Vergleich des LdW-mitteldrucks bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors ggü. dem Basismotors und bei Drehzahlenvariation.**

Die nachfolgende **Abbildung 8.14** zeigt den inneren Wirkungsgrad im Vergleich der unterschiedlichen Betriebsarten. Dabei steigt in Folge der signifikant reduzierten LdW-Verluste der innere Wirkungsgrad bei Drehzahlabenkung.



**Abbildung 8.14: Vergleich des inneren Wirkungsgrades bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors ggü. dem Basismotor und bei Drehzahlenvariation.**

Die Auswertung der Druckdifferenz zwischen Abgassammler und Ansaugrohr ergibt zusätzlich, dass sich der für die AGR-Rate bestimmende Differenzdruck lediglich um ca.  $\Delta p_{AGR} = -20$  mbar bei der Drehzahlabenkung um  $\Delta n = -200$  1/min reduziert. Dagegen ist ein Anstieg der Druckdifferenz von  $\Delta p_{AGR} = +80$  mbar bei Steigerung der Drehzahl um  $\Delta n = +200$ /min zu verzeichnen. Die nachfolgende **Abbildung 8.15** zeigt die  $\Delta p_{AGR}$  bei den unterschiedlichen Betriebsarten im Vergleich zur Drehzahlvariation beim Vollmotorbetrieb.

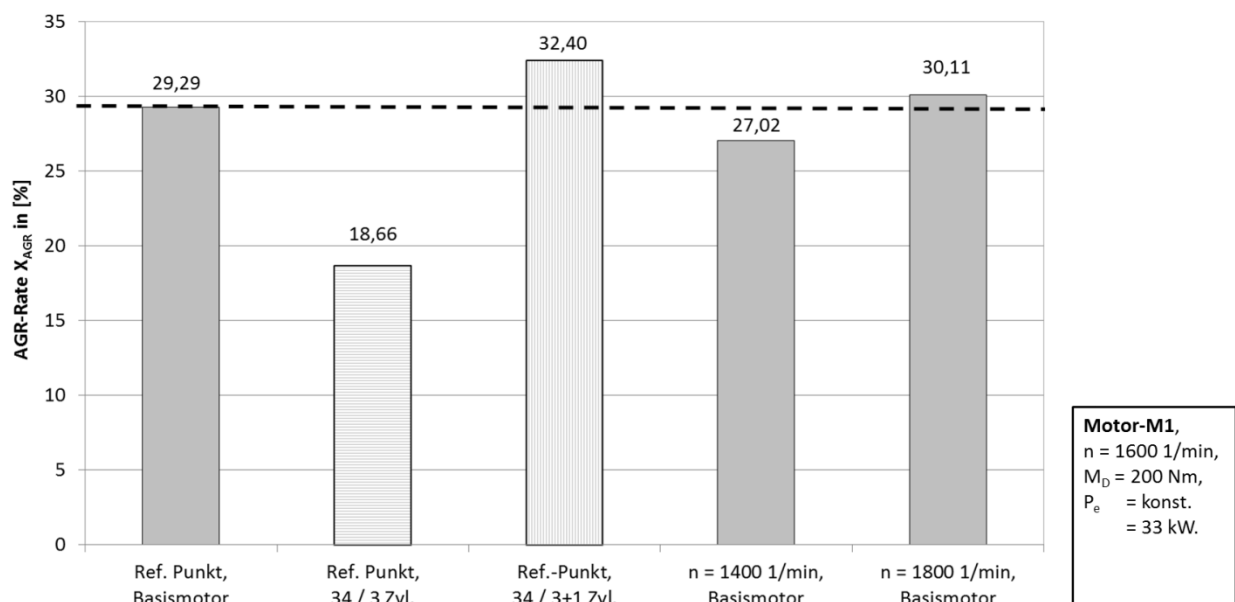


**Abbildung 8.15: Vergleich des Differenzdrucks zwischen Abgassammler und Ansaugrohr bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors ggü. dem Basismotor und bei Drehzahlenvariation beim Basismotor.**



Damit können die unterschiedlichen AGR-Raten im Vergleich der Betriebsarten und bei Drehzahlvariation nur bedingt erklärt werden. Die nachfolgende **Abbildung 8.16** zeigt den Vergleich der erreichten AGR-Raten. Dabei wird im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb trotz des in etwa gleichen mittleren Differenzdrucks gegenüber dem Basismotor eine erhöhte AGR-Rate gemessen. Dagegen ergibt der um + 90 mbar höhere Differenzdruck bei Drehzahlerhöhung nur eine Erhöhung der AGR-Rate um ca. 1 %.

Die Erhöhung der mittleren AGR-Rate beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb ist auf den zyklischen Druckverlauf vor Turbine zurückzuführen. Bei zyklischer Erhöhung des Drucks vor Turbine steigt der AGR-Massenstrom bzw. die geförderte AGR-Menge zyklisch (kurzzeitig für wenige °KW) an. Dies wird in **Kapitel 8.3** aufgegriffen und die Wirkzusammenhänge aufgezeigt.



**Abbildung 8.16: Vergleich der AGR-Rate  $X_{AGR}$  bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors ggü. dem Basismotor und Drehzahlenvariation beim Basismotor.**

Im **Anhang 11.4.** sind weitere Messwerte zur Drehzahlvariation in Tabelle 11.4 zusammenfassend dargestellt.

#### **8.4. Dyn. LPV mittels Zylinderabschaltung**

Bei den durchgeführten Messungen zur Zylinderabschaltung an den Konzeptmotoren wurde, wie im Kapitel 7.5. beschrieben, eine Reduktion des spezifischen ind. Kraftstoffverbrauchs und geringfügig höhere NO<sub>x</sub>-Rohemissionen ggü. dem Basismotor gemessen. Das nachfolgende Kapitel analysiert die möglichen Ursachen und zeigt Abstellmaßnahmen zur Anpassung auf.

##### **Konzept der konv. Zylinderabschaltung bei Vierzylindermotoren**

Die Messungen zeigen, dass ein Ausschalten von zwei Zylindern bei einem Vierzylinder Reihen Dieselmotor eine mögliche Verbesserung des ind. Kraftstoffverbrauchs in Betriebspunkten mit kleinen Motordrehmomenten ergeben. Das niedrige Verbrennungslambda der verbleibenden Zylinder erhöht die Temperatur des Abgasmassenstroms um z.B. bis zu + 65 K. Gleichzeitig steigen die NO<sub>x</sub>-Rohemissionen, durch die höhere Zylinderlast und reduzierte die AGR-Rate, ggü. dem Basismotor an. Nutzfahrzeugdieselmotoren werden nur in einem geringen Umfang insbesondere im realen Fahrbetrieb auf Autobahnen und Fernstraßen bei kleinen Motordrehmomenten betrieben. Dagegen wird insbesondere im urbanen Straßenverkehr d.h. Ampelbetrieb mit „stop&go“ oder im Verkehrstau der Betrieb im Leerlauf und der Betrieb mit niedrigen Motordrehmomenten mit einem hohen zeitlichen Anteil beobachtet. Ein Leerlauf mit zwei abgeschalteten Zylindern bei einem Vierzylinder-Nutzfahrzeugmotor, ist zumindest am Motorenprüfstand nicht vorstell- bzw. darstellbar.

##### **3up-Motorenkonzept**

Im Gegensatz zur konv. Abschaltung bietet das 3up-Motorenkonzept mit einem ZA von 240 °KW die Möglichkeit den Leerlauf mit einem abgeschalteten Zylinder, zur Anhebung der Temperatur des Abgasmassenstroms, zu realisieren. Gleichzeitig bietet der 34 / 3 - Zyl. - Betrieb die Möglichkeit in einem großen Kennfeldbereich den spez. Kraftstoffverbrauch zu reduzieren. Der 34 / 3 - Zyl. - Betrieb ist im Leerlauf bis in den Bereich mittlerer Motordrehmomente sinnvoll, wenn dadurch eine nennenswerte Steigerung der Temperatur des Abgasmassenstroms bei einem niedrigeren spez. Kraftstoffverbrauch als im Vollmotorbetrieb realisiert wird.

Die vorliegenden Ergebnisse der Messungen zeigen Wechselwirkungen und notwendige Anpassungen die sich aus dem Wechsel des Zündabstandes bei der Zylinderabschaltung ergeben.

##### **8.4.1. Auswirkung des vergrößerten Zündabstandes**

Aus den nun vorliegenden Untersuchungsergebnissen wird die Abhängigkeit der Druckverhältnisse im Abgassammler und Ansaugrohr vom Zündabstand erkennbar. Durch einen längeren Zündabstand beim 34 / 3 Zyl. - oder im 4-2 - Zyl. - Betrieb, als Folge der Abschaltung zweier Zylinder oder durch Wahl eines

größeren und gleichmäßigen Zündabstandes im Vergleich zum Vierzylinder Vollmotorbetrieb, wird ein Anstieg der zyklischen Druckschwankung im Ansaugrohr und Abgassammler beobachtet.

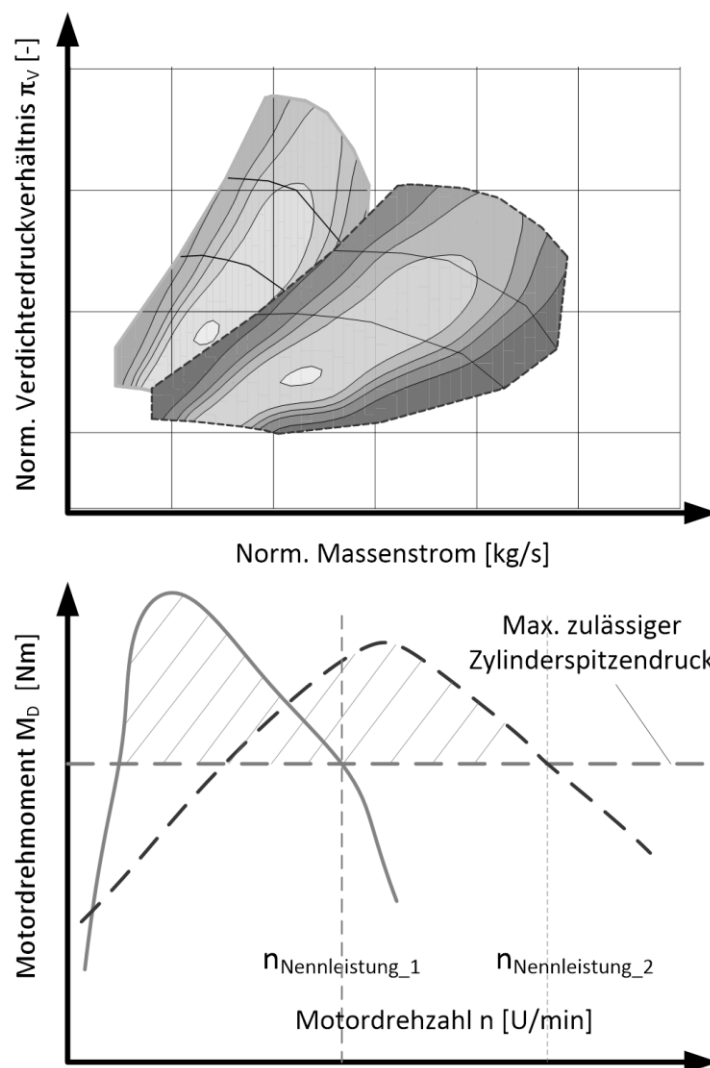
Beim 34 / 3 Zyl. – Betrieb der Konzeptmotoren wird bei den durchgeführten Messungen das Aufladesystem vom Basismotor übernommen. Die fehlende Anpassung auf die reduzierten Massenströme im 3 Zyl. Betrieb führen zu höheren zyklischen Druckschwankungen im Abgassammler und Ansaugrohr, im Vergleich zum Basismotor. Das in Folge der reduzierten Massenströme niedrigere Turbinendruckverhältnis  $\pi_{\text{Turbine}}$  führen trotz einer gleichmäßigen Beaufschlagung der Turbine, zu einem reduzierten Turbinenwirkungsgrad und Ladedruck.

Bei Dieselmotoren wird zur Erreichung hoher Differenzdrücke ( $p_{\text{AGR}}$ ) zwischen Abgassammler und Ansaugrohr ein Abgasturbolader nach dem Staudruckprinzip verwendet. Die zyklische Druckbeaufschlagung und die Druckverhältnisse (mittlerer Druck im Abgassammler und Ansaugrohr) werden entsprechend der Anwendung für den angestrebten Betriebsbereich optimiert. Dabei werden die Ladedruck- (abhängig vom maximalen spez. Drehmoment) und die Luftmassenspreizung (abhängig von der Drehzahl) so optimiert, dass jeweils eine ausreichende AGR-Rate und Ladedruck erreicht wird.

Der Einsatz von Wastegate Turboladern ist nur sinnvoll, wenn beim Regeleingriff (Wastegate öffnet) die AGR-Rate durch das Absinken des Differenzdrucks zwischen Abgassammler und Ansaugrohr ( $p_{\text{AGR}}$ ) nicht reduziert wird.

Durch das Öffnen der Auslassventile kommt es zu einer zyklischen Beaufschlagung der Turbine. Mit den typischen niedrigen Luftmassen- und hohen Ladedruckspreizungen reduziert sich der Turbinenwirkungsgrad je nach Auslegung entweder bei niedrigen Motordrehzahlen und hohen Motordrehmomenten oder im Bereich der Nennleistung d.h. hohe Motordrehzahlen und Motordrehmomente.

Bei einstufigen Aufladesystemen ist somit bei kleinen Motordrehzahlen und hohen Motordrehmomenten **oder** bei Nennleistung ein ausreichender hoher Ladedruck möglich. Vgl. dazu auch **Abbildung 8.17**. In dieser Abbildung ist qualitativ die grundsätzliche Abhängigkeit der möglichen Spreizung des normierten Massenstroms von der angestrebten Spreizung des Verdichterdruckverhältnisses (Ladedruck) im Kennfeld dargestellt. Die geringe Spreizung des Massenstroms bei aufgeladenen Dieselmotoren ermöglicht, bereits mit einer Aufladestufe, hohe Ladedruckspreizungen bis  $\zeta_{\text{Ladedruck}} < 3,5$ .



**Abbildung 8.17: Prinzipdarstellung zu den Auslegungsoptionen der Turbolader als Kompromiss zwischen einem hohen Verdichterdruckverhältnissen (Ladedruck bei niedrigen Motordrehzahlen oder bei Nennleistung), für den stationärer Fall.**

Die zur Verfügung stehenden Turboladertechnologien basieren auf dem Prinzip einer Radial-Turbine. Dadurch ist ein hohes Verdichterdruckverhältnis oder eine hohe Spreizung des normierten Massenstroms möglich. Insbesondere, wenn der Turbolader für den dynamischen Betrieb vorgesehen und in einem weiten Bereich atmosphärischer Randbedingungen (Druck und Temperatur) eingesetzt wird, wie dies bei Motoren für Fahrzeuge der Fall ist.

Die nachfolgende **Formel (8.2)** wird zur Bestimmung des Turboladerwirkungsgrades verwendet. In dieser Gleichung ist die Abhängigkeit des erreichbaren Turboladerwirkungsgrades von den Druckverhältnissen, Temperaturen und den Massenströmen ersichtlich. Ist eine Steigerung des Ladedrucks notwendig, ist die notwendige Energie an der Turboladerwelle durch ein größeres Turbinendruckverhältnis oder eine Erhöhung der Eintrittstemperatur bereitzustellen.

$$\eta_{TL} = \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_T} * \frac{c_{pV}}{c_{pT}} * \frac{T_1^+}{T_3^+} * \frac{\left(\frac{p_2^+}{p_1^+}\right)^{\frac{\kappa_V-1}{\kappa_V}} - 1}{1 - \left(\frac{p_4^+}{p_3^+}\right)^{\frac{\kappa_T-1}{\kappa_T}}} \quad [-] \quad (8.2)$$

Die Sicherstellung eines hohen Turbinendruckverhältnisses begrenzt die mögliche Spreizung des Abgasmassenstromes. [12]

#### 8.4.1.1. Anforderungen an die Spreizung

Die typische Spreizung des Luft- und Abgasmassenstroms ist bei Dieselmotoren typischer Weise gering. Bei Verwendung einer HD-AGR auch an der Vollast reduziert deutlich die notwendige Spreizung des normierten Massenstroms. Dadurch können hohe Druckverhältnisse auf der Turbinenseite zur Staudruckerzeugung genutzt werden. Das Verdichterdruckverhältnis nach **Formel (11.8)** ist ebenfalls größer und erlaubt die Darstellung hoher Ladedrücke von mehr als 3 bar.

Bei Dieselmotoren ist damit eine deutlich höhere Spreizung des Ladedrucks als bei Ottomotoren zu verzeichnen. Verdichterdruckverhältnisse von  $\pi_v > 2,5$  sind bei Ottomotoren eher untypisch und selten bei Serienmotoren realisiert. Grund ist hier auch die Begrenzung des maximal möglichen Ladedrucks durch den Kraftstoff. Die niedrige Klopfgrenze von Ottokraftstoff (z.B. ROZ 95) bei hohen Motordrehmomenten und kleinen Motordrehzahlen limitiert die Verdichterdruckverhältnis auf  $\pi_v < 2$  für in Serie ausgeführte Fahrzeugmotoren. Für die Darstellung einer hohen spez. Motorleistung wird bei Ottomotoren eine höhere Motordrehzahl verwendet.

Ein zweistufiges Aufladesystem erhöht die mögliche Luftmassen- und gleichzeitige Druckspreizung. Zusätzlich wird ein hoher Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr in allen Kennfeldbereichen sichergestellt. Eine weitere Möglichkeit zur Darstellung einer hohen Ladedruckspreizung mit einem ausreichenden Differenzdruck (für die HD-AGR) in allen Kennfeldbereichen bietet die Verwendung einer VTG-Turbine.

Bei der Abschaltung von Zylindern kommt es zur Reduktion der Luftmassen- und damit auch der Abgasmassenströme. Der notwendige Ladedruck zur Darstellung eine hohe Zylinderfüllung bei gleichzeitig hohen AGR-Raten wird daher auch im Abschaltbetrieb benötigt. Zumindest bei mittleren bis hohen spez. Drehmomenten. Vgl. dazu auch die Ausführung in Kapitel 8.2..

Eine Halbierung der Zylinderanzahl führt in etwa zu einem halbierten Turbinenmassenstrom, wenn die gleiche AGR-Rate notwendig ist bzw. einzustellen ist. Typischer Weise muss diese in Folge der steigende Zylinderspitzen drücke gesteigert werden. Somit ergibt sich ein technischer Zielkonflikt. Die notwendige

bzw. auszuregende Spreizung der normierten Massenströme steigt, in Folge der reduzierten minimalen Massenströme und zusätzlich muss der Vorhalt für die zyklische Beaufschlagung erhöht werden.

#### **8.4.1.2. Auswirkungen der zyklischen Druckschwankungen im Abgassammler**

Wenn die Schluckkennlinie der Turbine unverändert angenommen wird, ändert sich der Druck im Abgassammler zyklisch im einem Arbeitstakt ( $\varphi = 720^\circ \text{KW}$ ). Durch größere Zündabstände, z.B.  $ZA = 180^\circ \text{KW}$  auf  $ZA = 360^\circ \text{KW}$ , wird das Volumen des Abgassammlers in größeren zeitlichen Abständen gefüllt. Dadurch sinkt der mittlere Druck im Abgassammler. Zyklisch erhöht sich der Druck im Abgassammler durch den Ausschiettakt der aktiven Zylinder.

Die einen höhere Arbeitsfähigkeit des Abgasmassenstroms aufgrund der gestiegenen Einzelzylinderdrehmomente d.h. niedriger Verbrennungslambdas und damit höhere Temperaturen des Abgasmassenstroms erhöhen die Enthalpie ( $h$ ). Da der effektive Turbinenquerschnitt (bei fester Turbinengeometrie) konstant bleibt, kommt es bei der Zylinderabschaltung verbunden mit einem größeren  $ZA$  zu einem deutlich stärkerem zyklischen Absinken des Drucks im Abgassammler. Der Druck zwischen zwei aufeinanderfolgenden Ausschietbetakten sinkt teilweise, insbesondere bei kleinen Motordrehzahlen, zyklisch fast bis auf den Druck nach Turbine ab.

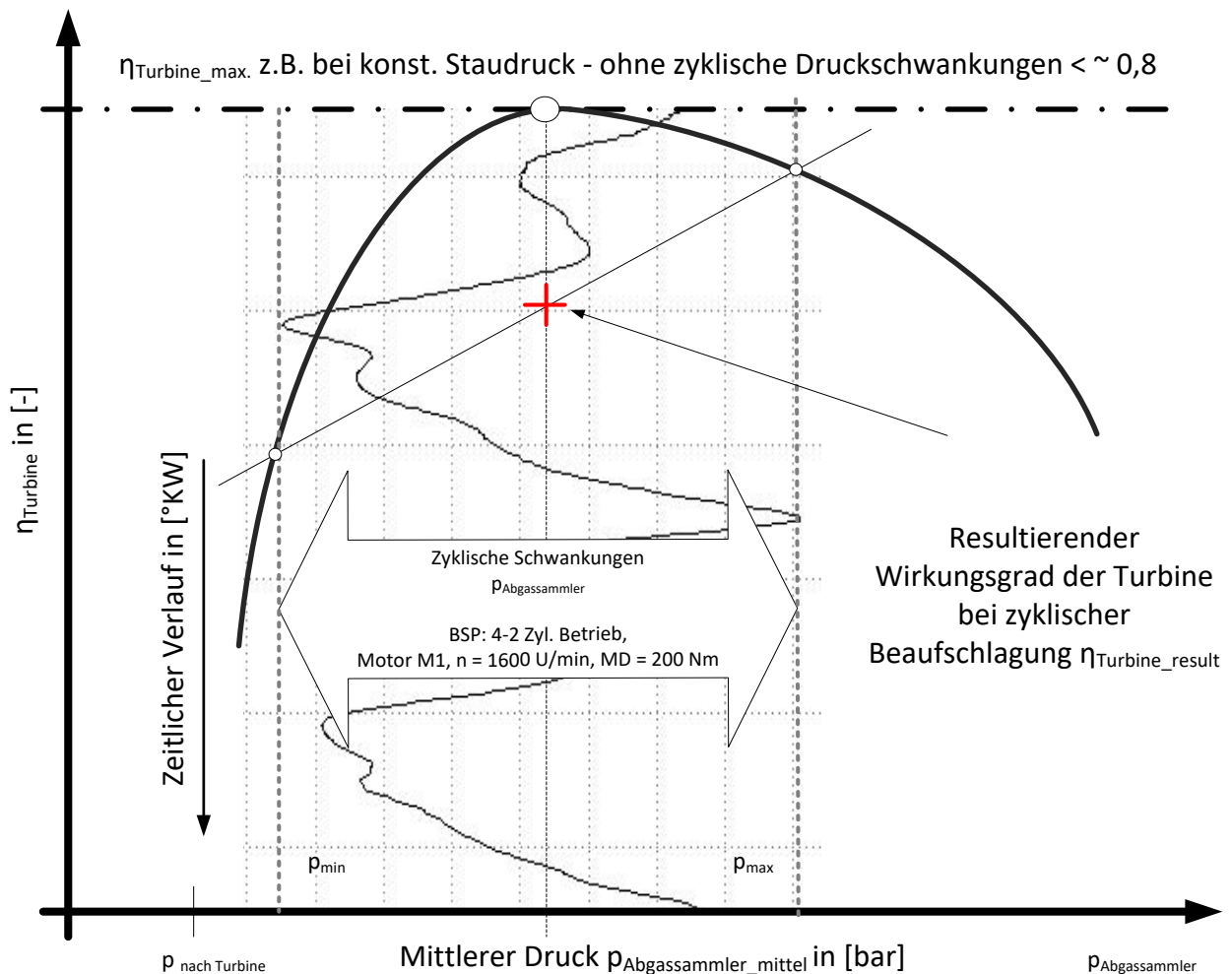
Die Differenz zwischen dem minimalen und maximalen Druck (Amplitude) im Abgassammler, steigt bei Vergrößerung des Zündabstandes oder einer ungleichmäßigen Beaufschlagung durch Zyl.-Abschaltung (34 / 3 - Zyl. - Betrieb), gegenüber dem Basismotor an. Der mittlere Druck im Abgassammler sinkt dadurch.

#### **8.4.1.3. Einfluss auf die Turbinenarbeit und den Wirkungsgrad des Turboladers**

Die beschriebenen zyklischen Druckschwankungen im Abgassammler beeinflussen den erreichbaren Turbinenwirkungsgrad. Besonders bei Stauaufladesystemen reduzieren zyklische Druckschwankungen die mittlere zur Verfügung stehende Arbeitsfähigkeit des Abgases und damit die Wellenleistung die für den Antrieb des Verdichterrades zur Verfügung steht. Insgesamt wird somit der theoretisch erreichbare Turboladerwirkungsgrad reduziert. Mögliche Unterschiede der zyklischen Schwankungen des Drucks vor Turbine im Vollmotor- und Abschaltbetrieb, sind bei der Auslegung der Turbinen und der Auswahl der Verdichterraddurchmesser zu berücksichtigen.

Die nachfolgende **Abbildung 8.18** zeigt in Anlehnung an die Ausführungen bei Pucher und Zinner et. al [12] die prinzipiellen Auswirkungen der zyklischen Druckschwankungen (quasi symmetrischer Verlauf) auf den erreichbaren Turbinenwirkungsgrad. Angenommen ist hierbei, dass bei einer idealen Stauaufladung keine nennenswerte zyklische Druckschwankung vor Turbine auftreten. Somit wird in

dieser beispielhaften Darstellung ein idealer bzw. theoretischer maximaler Turbinenwirkungsgrad von  $\eta_{\text{Turbine, maximal}} \sim 0,8$  erreicht.



**Abbildung 8.18: Qualitative Darstellung der Auswirkungen von zyklischen Druckschwankungen vor Turbine auf den Turbinenwirkungsgrad, anhand des Beispiels im 4-2 - Zyl. - Betrieb.**

Der mittlere Druck im Abgassammler sinkt durch den reduzierten Abgasmassenstrom und mit steigenden AGR-Raten. Wie **Abbildung 8.18** zu entnehmen ist, hat das zyklische Absinken des Drucks vor Turbine im Abgassammler nach Zinner und Pucher et al. [12] einen größeren Einfluss auf den Turbinenwirkungsgrad als die zyklische Druckerhöhung.

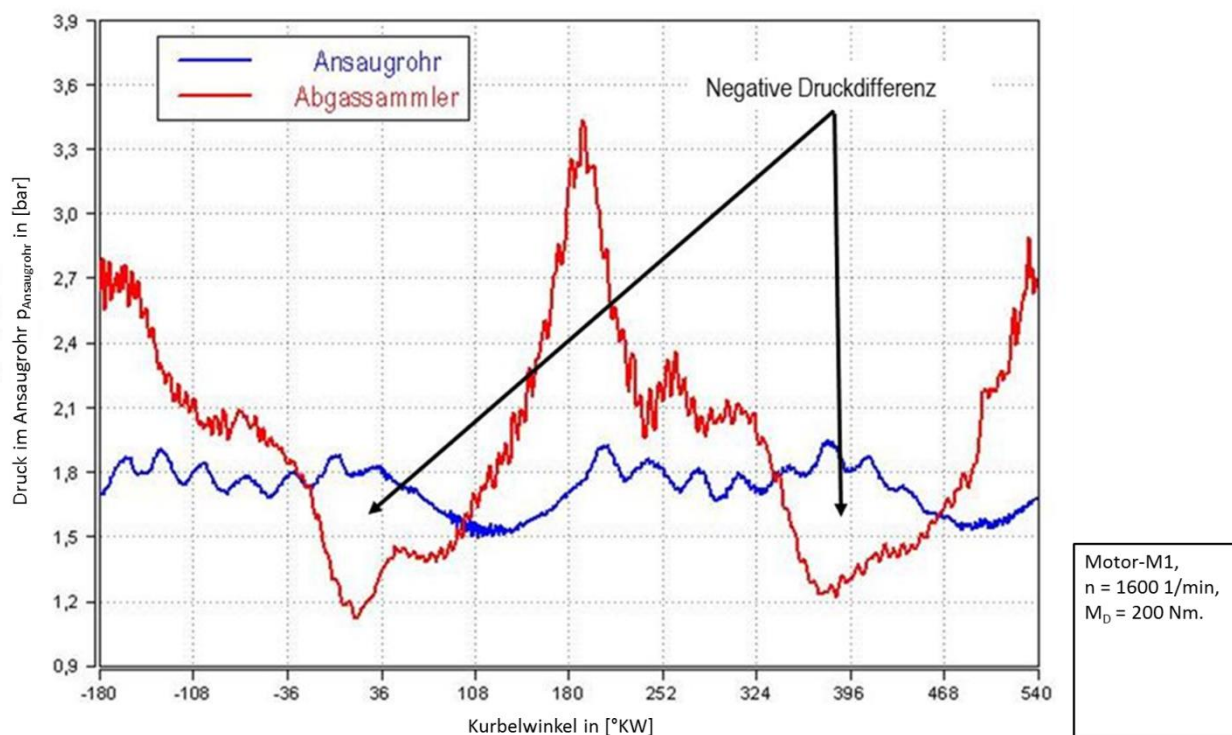
In den durchgeführten Messungen wurden speziell im 4-2 - Zyl. - Betrieb signifikant niedrigere mittleren Drücke im Abgassammler und gleichzeitig niedrigere Turboladerwirkungsgrade beobachtet. Dabei erreicht der Druck im Abgassammler bei Motordrehzahlen  $n < 1400$  1/min zyklisch das Druckniveau nach Turbolader.

#### 8.4.1.4. Rückwirkung auf den AGR-Massenstrom

Durch die zyklischen Druckänderungen im Abgassammler unterliegt die Druckdifferenz zum Ansaugrohr ebenfalls zyklischen Schwankungen. Wie bei den Messungen beobachtet, variiert der AGR-Massenstrom

über einen Arbeitstakt von  $\varphi = 720$  °KW. Im Vergleich des Druckverlaufs zwischen Abgassammler und Ansaugrohr können je nach Betriebspunkt, im symmetrischen Abschaltbetrieb (z.B. 4-2 - Zyl. - Betrieb) zyklisch ein negative Differenzdruck auftreten. Dies ist auf die nicht erfolgte Anpassung der Druckverhältnisse am Turbolader insbesondere der Turbine (Massenstromspreizung) im Abschaltbetrieb zurückzuführen.

In **Abbildung 8.19** ist das zyklische Auftreten eine negativen Druckgefälles, beispielhaft für Motor M1 dargestellt. Da Motor M1 mit einem zweistufigen Aufladesystem mit fester Turboladergeometrie ausgerüstet ist, können negative Differenzdrücke nicht durch Anpassung der Schluckkennlinien vermieden werden. Die Verwendung eines VTG Laders, wie z.B. bei Motor M2, bietet die Möglichkeit negative Differenzdrücke durch Anpassung der Druckdifferenz zusätzlich zur Regelung des Ladedrucks vorzunehmen.



**Abbildung 8.19: Negativer Druckgefälle im Druckverlauf zwischen Abgassammler und Ansaugrohr bei Zylinderabschaltung.**

Die flexible Anpassung mittels VTG ist nur bei ausreichend kleinen effektiven Turbinenquerschnitten möglich. Werden die benötigten Querschnitte zu groß, ist ein zyklisches Absinken des Drucks im Abgassammler, wie beim Turbolader mit fester Turbinengeometrie zu erwarten. Bei abgeschalteter HD-AGR werden nur bei niedrigen Motordrehzahlen negative Druckdifferenzen festgestellt. Die Anpassung der Turboaufladung ist somit Voraussetzung zur Erreichung ausreichender und gleichmäßiger AGR-Raten.



### **8.4.2. Diskussion möglicher Abstellmaßnahmen**

Aus der Analyse der zuvor aufgezeigten Auswirkungen aus dem Abschaltbetrieb auf die Auslegung ist eine Anpassung einzelner System und Komponenten unter Berücksichtigung der Bedingungen und Anforderungen im Zylinderabschalt- und Vollmotorbetrieb vorzunehmen. Durch die enge Verknüpfung des AGR-Systems und der Turboaufladung ist die gleichzeitige Anpassung beider Systeme sinnvoll.

#### **8.4.2.1. Anpassung der HD- AGR**

Die Anpassung des HD-AGR Systems ist durch die sich ändernden Massenströme d.h. Druckverhältnisse vor Turbine bei dyn. Zylinderabschaltung erforderlich. Wenn keine Flutentrennung möglich ist, führt die Anpassung stets zu einem Kompromiss bei der Auslegung. Die Anpassung und Optimierung der Turbinenkennfelder für den Abschaltbetrieb u.a. bei 4-2 - Zyl. - Betrieb führt zu einem Anstieg des mittleren Drucks im Abgassammler im Vollmotorbetrieb, insbesondere bei hohen Motordrehzahlen. Bei einer zweistufigen Aufladung mit einem Bypassventil an der Hochdruckturbine ist der Druckanstieg begrenzt. Der Anstieg des Drucks im Abgassammler erhöht den Turbinenwirkungsgrad auch bei kleinen Motordrehzahlen im Vollmotorbetrieb bzw. wird zur Steigerung der AGR-Rate verwendet.

Eine weitere Möglichkeit ist mit der Kombination oder der ausschließlichen Verwendung einer ND-AGR im Abschaltbetrieb, zur Angleichung des Luftaufwands zwischen beiden Betriebsarten, gegeben.

#### **8.4.2.2. Einsatz eine ND-AGR**

Durch den Einsatz der ND-AGR anstelle der HD-AGR wird der Abgasmassenstrom zur Turbine erhöht. Die ND-AGR bedarf einer zusätzlichen Drosselung z.B. auf der Einlassseite vor Verdichter. Dadurch wird die notwendige Druckdifferenz zum Einstellen einer ausreichenden AGR-Rate im ND-AGR System bereitgestellt. Die für die Verdichtung des höheren Massenstroms auf der Niederdruckseite zurückgeführtem Abgas und Frischluft erforderliche Antriebsleistung des Verdichterrades, wird im Vollmotorbetrieb durch den höheren Massenstrom teilweise kompensiert. Bei Zylinderabschaltung reduziert sich der Massenstrom und die Auslegung zwischen Abschalt- und Vollmotorbetrieb wird ebenfalls nur ein Kompromiss zwischen den Betriebsarten darstellen.

Eine Kombination der HD- und ND-AGR und nach der Betriebsart differenzierten Aufteilung und die Möglichkeiten zur Optimierung bei der Anpassung der Systemkomponenten für den Zylinderabschalt- und Vollmotorbetrieb sind zu prüfen.

Die Vor- und Nachteile einer ND-AGR insbesondere beim Betrieb bei niedrigen Motordrehmomenten ist u.a. bei Reif et al. [2] oder Mollenhauer et al. [1] beschrieben. Insbesondere die Gefahr der Kondensation von Abgas in der Zuleitung zum Verdichter schränkt die Verfügbarkeit dieser Maßnahme

zur Absenkung der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen bei niedrigen Motordrehmomenten und -drehzahlen, sowie bei niedrigen Ansauglufttemperaturen ein. Durch den Anstieg der Temperatur des Abgasmassenstroms ergeben sich geänderte Randbedingungen und die Verfügbarkeit der ND-AGR wird erhöht.

#### **8.4.2.3. Verwendung einer inneren Abgasrückführung**

Die Verwendung einer inneren AGR, z.B. durch Abgaszurückhaltung oder erneutes Öffnen des Auslassventils im Saughub („2nd event“), reduziert den Abgasmassenstrom im Abschaltbetrieb. Beim Einsatz des „2nd events“ sind ein ausreichender Differenzdruck zwischen Abgassammler und Zylinder zur Darstellung Voraussetzung für eine hohen AGR-Rate bei innerer AGR. Somit sind die Anforderungen an die Druckverhältnisse vergleichbar mit denen bei der HD-AGR.

#### **8.4.3. Anpassung der Betriebsstrategie**

Durch Anpassung der Massenströme werden die Druckverhältnisse d.h. die zyklischen Druckamplituden im Abgassammler und Ansaugrohr reduziert und insgesamt ein Kompromiss zwischen den Betriebsarten möglich. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit auf die AGR im Abschaltbetrieb generell zu verzichten.

##### **8.4.3.1. Betrieb mit abgeschalteter AGR**

Bei niedrigen Motordrehmomenten ist es möglich, zur Steigerung des Abgasmassenstroms die AGR-Rate zu reduzieren oder ganz auf die AGR zu verzichten. Dadurch erhöht sich der Abgasmassenstrom d.h. auch die Enthalpie des Massenstroms zur Turbine. Das Turbinendruckverhältnis wird signifikant verbessert und der mittlere Druck im Abgassammler steigt an.

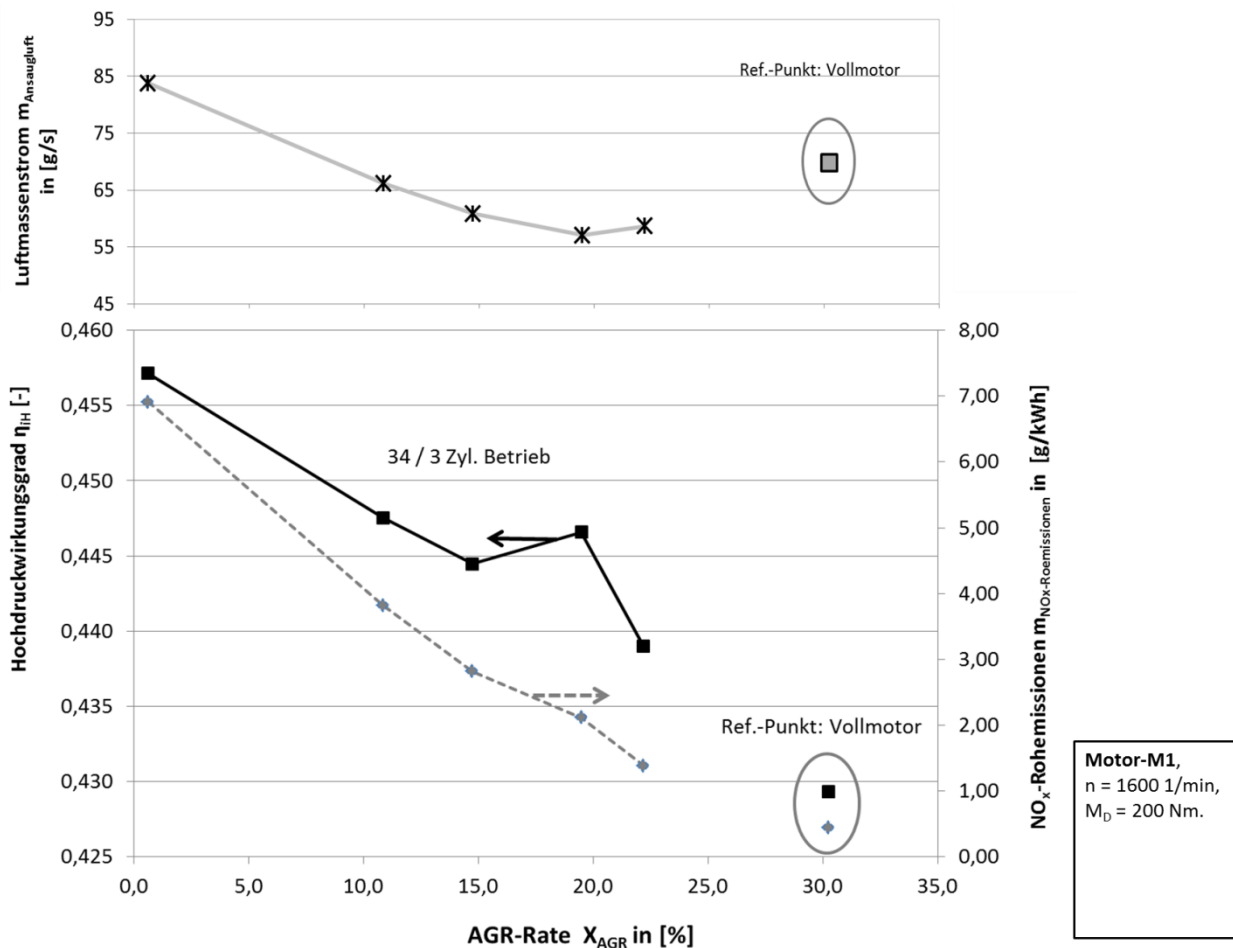
Bei abgeschalteter AGR steigt allerdings auch der LdW-Verlust signifikant an. Mit dyn. LPV bzw. Zylinderabschaltung wird durch Anpassung der Massenströme eine Reduktion der LdW-Verlust reduziert. Beispielsweise wird bei Motor M1 und abgeschalteter AGR ein LdW-Mitteldruck von  $p_{iL} = 0,729$  bar im Ref.-Punkt ( $n = 1600$  1/min,  $M_D = 200$  Nm) gemessen. Im gleichen Arbeitspunkt wird im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb ein LdW-Mitteldruck von  $p_{iL} = 0,634$  bar bei ausgeschalteter AGR erreicht.

Bei Konzepten ohne externe AGR (sogenannte „SCR-only Systemen“) erfolgt die Senkung der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen u.a. durch Spätverstellung der Spitzbeginne. Zum Teil werden auch höhere  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen im Vergleich zu HD-AGR-Systemen zugelassen. Bei einer schnellen Einsatzbereitschaft der AGR nach Motorstart und hohen Wirkungsgraden im Betrieb, wird bei SCR-only System ein erhöhter Verbrauch des Reduktionsmittels AdBlue© in Kauf genommen. Durch das höhere Verbrennungslambda in Folge des Betriebs ohne rückgeführtes Abgas wird bei mittleren Motordrehmomenten und in der Vollast ein reduzierter spez. Kraftstoffverbrauch erreicht. Dies gilt für Motoren mit einem spez. Hubvolumen  $V_h \geq 2$  l .

Da SCR-only-Systemen typischer Weise höhere Verbrennungslambda als Systeme mit AGR aufweisen, ist die Abgastemperatur geringer. Dadurch sind motorische Maßnahmen zur Anhebung der Temperatur des Abgasmassenstroms notwendig. Insbesondere im Leerlauf oder dem Betrieb bei niedrigen Motordrehmomente werden ggü. System mit HD-AGR höhere Abgastemperaturen durch Androsselung der Ansaugluft eingestellt. Dabei wird die Verschlechterung des inneren Wirkungsgrades bewusst in Kauf genommen.

Hier bietet sich die Nutzung der dyn. LPV an, um die Temperatur des Abgasmassenstrom signifikant zu steigern und den Anstieg des spez. Kraftstoffverbrauchs durch die Androsselung zu begrenzen. Gleichzeitig bietet die Abschaltung der AGR die Möglichkeit zur Angleichung der Schluckkennlinien von Motor und Turbolader im Zylinderabschaltbetrieb.

Wie in der nachfolgenden **Abbildung 8.20** dargestellt, werden bei Zylinderabschaltung durch Reduktion (auch kurzzeitige) der AGR-Rate der Luftmassenstrom und der Massenstrom zur Turbine erhöht. Dies erfordert wie zuvor beschrieben Maßnahmen bezüglich der Prozessführung d.h. Anpassung der Einspritzstrategie, um die signifikant ansteigenden  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen, analog zu den SCR-only Systemen wieder zu senken.



**Abbildung 8.20: Änderung des Luftmassenstroms, der  $NO_x$ -Rohemissionen und des inneren Wirkungsgrades bei Variation der AGR-Rate beim 34 / 3 - Zyl. - Betrieb und Vergleich mit dem Basismotor.**

Diese Vorgehensweise setzt niedrige  $NO_x$ -Rohemissionen bzw. Massenströme voraus. Ggfs. ist der zusätzliche Einsatz motorischer Maßnahmen (z.B. Drosselung) oder einen ausreichenden Wirkungsgrad der  $NO_x$ -AGN notwendig, um die Emissionsgrenzwerte einzuhalten. Da die spezifischen Drehmomente bei Zylinderabschaltung ansteigen, ist bei Anpassung des Einspritzregimes ein Kompromiss zwischen einem niedrigen spez. Kraftstoffverbrauch, Temperatur des Abgasmassenstroms und einem niedrigen AdBlue© Verbrauch zu finden.

#### 8.4.3.2. Anpassung der Turboladeraufladung

Die Anpassung der Turboaufladung zur Erreichung hoher innerer Wirkungsgrade und niedriger  $NO_x$ -Rohemissionen ist Voraussetzung für die Realisierung dyn. LPV mittels Zylinderabschaltung. Mit steigender Anzahl von abgeschalteten Zylindern im Verhältnis zur Gesamtzylinderanzahl des Motors, wird die notwendige Spreizung der Luftmasse größer. Um in etwa gleiche Ladedruckverhältnisse zu erhalten, ist die Anpassung der Turboaufladung notwendig.

Da neben diesem Nachteil der Zylinderabschaltung im Ansaugsystem auch Rückwirkungen in der Maschinendynamik bzw. im Drehkraftverlauf d.h. Komfort und Fahrbarkeit durch größere Zündabstände entstehen, fokussieren sich Konzepte die zur dyn. LPV auf Motoren mit  $z > 4$  und einer geraden Zylinderanzahl. Bei diesen Motoren wird durch Abschaltung der Zündabstand verdoppelt. Beispielsweise besitzt ein 6-Zylindermotor bei dem drei Zylinder abgeschaltet werden, einen gleichmäßigen aber verdoppelten ZA im Vergleich zum Basismotor. Dieser abschaltsymmetrische Betrieb mit einem symmetrischen Zündabstand ist dann beim Abschalt- und Vollmotorbetrieb vorteilhaft umsetzbar, wenn dies durch Abschaltung einer Zylinderbank erfolgt. Durch Trennung der Aufladung werden für beide Betriebsarten in etwa gleiche Massenströme und Druckverhältnisse bei gleichem ZA je Bank realisiert.

Ohne eine Anpassung der Schluckkennlinien des Turboladers auf die unterschiedlichen Schluckkennlinien des Motors (bei Vollmotor- und Abschaltbetrieb), ist die Auslegung bei Motoren die einem ZA-Sprung bei Abschaltung besitzen, nur als Kompromiss zwischen den Betriebsarten möglich. Alternativ dazu stehen verschiedene Technologien und Ansätze zur Verfügung.

#### 8.4.3.3. Konzept der Banktrennung

Zur Lösung des Zielkonfliktes werden im optimalen Fall nach Zylinderbänken getrennte Aufladesysteme verwendet. Werden mehrstufige Aufladesysteme verwendet, kann u.a. die Trennung der Zylinderbänke durch den Einsatz einer getrennten Turbine in der ersten Laderstufe erfolgen. Dadurch entstehen jeweils bzgl. der Zündabstände symmetrische Teilsysteme. Diese können jeweils für sich an die Massenströme angepasst und optimiert werden. Dadurch verändern sich die Druckverhältnisse an der aktiven Turbine durch Zylinderabschaltung nicht und die den Turbolader Wirkungsgrad bestimmenden Kennwerte entsprechen weitgehend denen des Basismotors. Nachteilig ist die Tatsache, dass bei Abschaltung einer Bank der Turbolader der abgeschalteten Zylinderbank keine Drehzahl besitzt. Bei Zuschaltung der Zylinderbank muss der Turbolader schnell hochdrehen, was in der Praxis im Bereich mehrerer Sekunden erfolgt. Zur Umgehung dieses Nachteils können elektrische Zusatzverdichter, elektrisch angetriebene Turbolader oder Turbolader mit geteilten Turbinen verwendet werden.

Beispiel für die Realisierung mit Banktrennung bei einem Reihensechszylinder NfZ Dieselmotor ist bei Ernst et al. [27] beschrieben. In der vorgestellten Motorbaureihe kommt das **Konzept einer geteilten Turbine** zum Einsatz. An der Zylinderbank Nr. 1 bzw. Flut 1 ausgestattet mit dem kleineren Turbinendurchmesser, wird die HD-AGR entnommen. Der reduzierte Massenstrom zur Turbine wird durch einen kleineren Turbinendurchmesser kompensiert.

Dieses vorgestellte Konzept ermöglicht auch eine dyn. LPV bei einem ein- oder zweistufig aufgeladenen Reihensechszylindermotor. Die wahlweise Stilllegung einer Zylinderbank d.h. die Abschaltung der Einspritzung, führt zu einer LPV auf Bank 2. Dadurch reduziert sich das Verbrennungslambda und die

Enthalpie des Abgasmassenstroms der aktiven Zylinderbank erhöht sich. Der Massenstrom zur Turbine der stillgelegten Bank Nr. 1 ist niedrig. Die AGR-Leitung wird zum Umleiten des Abgasmassenstrom (erwärmtes Frischgas da keine Einspritzung / Verbrennung auf Bank eins erfolgt) sozusagen als AGR-Massenstrom geringer Temperatur ins Ansaugrohr zurückgeführt. Die AGR-Rate der aktiven Bank reduziert sich, im Gegenzug steigt der LdW-Mitteldruck des Motors an. Die Abgastemperatur vor dem gemeinsamen DOC steigt durch die größere aufzuwendende Kraftstoffmenge an.

Die bei dieser Vorgehensweise verbundene Steigerung der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen ist bei niedrigen Drehmomenten gering. Bei steigender Zylinderlast ist die zusätzliche Realisierung einer ND-AGR oder innere AGR durch ein „2nd Event“ auf Bank 2, grundsätzlich möglich. Zukünftig wird dadurch der heute kleine Kennfeldbereich zur Steigerung der Enthalpie des Abgasmassenstroms mit Hilfe z.B. der ND-AGR erweitert. Durch die Trennung auf der Turbinenseite ist auch eine vollständige Abschaltung der Zylinder denkbar. Der dadurch entstehende Kompressionsverlust und der vollständige Abriss des Massenstroms zur Turbine von Zylinderbank Nr. 1 werden beim Konzept der Umblasung des Motors vermieden. [27]

Bei Motoren mit  $z > 4$  und mit nach Zylinderbänken getrennten Aufladesystemen, ist bei zweistufiger Aufladung die Umschaltung der Turbolader durch Flutentrennung auf der Auslasseite (4 Ventil Motor) möglich. Beispielsweise wird durch das Umschalten des Nockenprofils beim einem V8 Dieselmotor, wie bei Heiduk et al. [23] beschrieben, die wahlweise Beaufschlagung einer oder zweier Turbinen realisiert. Auch hier steht die Darstellung gleicher bzw. hoher Druckverhältnisse im Abgassammler bei niedrigen und hohen Drehmomenten im Mittelpunkt der Bemühungen. Die bei Heiduk beschriebene Strategie ist potentiell geeignet auch zur Zylinderabschaltung verwendet bzw. funktional erweitert zu werden. [23]

#### **8.4.3.4. Teilmotorabschaltung**

Optional, wenn die Anpassung der Aufladung nicht möglich ist, ist mit der Realisierung eines Motorkonzeptes mit Teilmotorzuschaltung bei Vierzylinder Dieselmotoren eine weitere Möglichkeit zur dyn. LPV. gegeben. Das Konzept der Teilmotorabschaltung ist aufwendig in der Realisierung. Vorteile bietet die Teilmotorabschaltung in der Auslegung. So können die Systeme, z.B. das Aufladesystem je Teilmotor, auf einen hohen Wirkungsgrad ausgelegt werden. U.a. ist es möglich die Spreizung des Luftmassenstroms je Teilmotor gering zu halten. Durch die getrennte Ausführung der Aufladung, des AGR-Systems und des Ansaug- und der Abgassammlers werden die AGR-Raten des Basismotors auch bei Abschaltung erreicht. Dem hohen baulichen und regelungstechnischen Aufwand stehen ein Betrieb bei hohen Wirkungsgraden in beiden Betriebsarten d.h. ein optimierter Teil- und Vollmotorbetrieb gegenüber.

In der Literatur sind Abschaltkonzepte mit geteilten bzw. schaltbaren Teilmotoren bzw. Kurbelwellen zu finden. U.a. in einer Veröffentlichung von Doller et al. [21] für Ottomotoren und Bergmaier et al. [20]

werden Konzepte für Dieselmotoren vorgestellt bzw. untersucht. Die dynamische Zu- oder Abschaltung der Teilmotoren unter Last / Drehmomentenanforderung ist bisher in Fahrzeugen nicht realisiert<sup>11</sup> und muss noch entwickelt werden.

Maschinendynamisch bietet das Aufteilen des Motors in Teilmotoren bzw. Kurbelwellen die Möglichkeit, konzeptionell Schwingungsanregungen und Drehschwingungen je Teilmotor zu optimieren. Der benötigte Bauraum, sowie zusätzliche Anregungen durch die begrenzte Drehsteifigkeit des Kopplungselementes erfordern konstruktive Eingriffe und sind noch zu entwickeln.

#### **8.4.3.5. Konzept zur Steuerung des Umschaltvorgangs bei Zylinderabschaltung**

Das dynamische Ab- und wieder Zuschalten von Zylindern, d.h. Ab- und Zuschalten des Ladungswechsels, ist bei Dieselmotoren noch nicht in Serienprodukten realisiert bzw. noch wenig untersucht. In der zugänglichen Literatur finden sich dazu keine Strategien und Konzepte. Bei den durchgeführten Untersuchungen wurde auf die Untersuchung der Vorgänge beim aktiven Umschalten zwischen den Betriebsarten verzichtet.

Aus vorliegenden Ergebnissen resultieren allerdings spezielle Anforderungen, die bei der Umschaltung der Betriebsarten, z.B. zur der Anpassung der Schluckkennlinien zwischen Turbolader und Verbrennungsmotor, für die Realisierung der Umschaltstrategie zu berücksichtigen sind. Der Luftmassenstrom beim Zuschalten des Ladungswechsels einzelner Zylinder oder Zylinderbänke, erfordert eine schnelle Anpassung der Turboladerdrehzahl bzw. Arbeitspunkte. Werden, z.B. bei Banktrennung, separate Turbolader verwendet, bestimmen die Totzeiten die zur Beschleunigung des Laufzeugs bzw. zum Hochdrehen des Turboladers zur Bereitstellung der Ladedrücke notwendig sind, die mögliche Umschaltzeiten. Dies wirkt sich auf die Fahrbarkeit, die Rohemissionen und den spezifischen Kraftstoffverbrauch im transienten Betrieb aus. Aus der Literatur sind Technologien und Komponenten zur Unterstützung des schnellen Ladedruckaufbaus bei Dieselmotoren bekannt, die auch bei dyn. LPV d.h. Zylinderabschaltung eine Lösung des Zielkonfliktes ermöglichen. Dazu zählen, z.B. die bei Heiduk et al. [23] dargestellten, elektrischen Zusatzverdichter, sowie die bei Fleiß et al. [28] vorgestellten Druckluftspeicher.

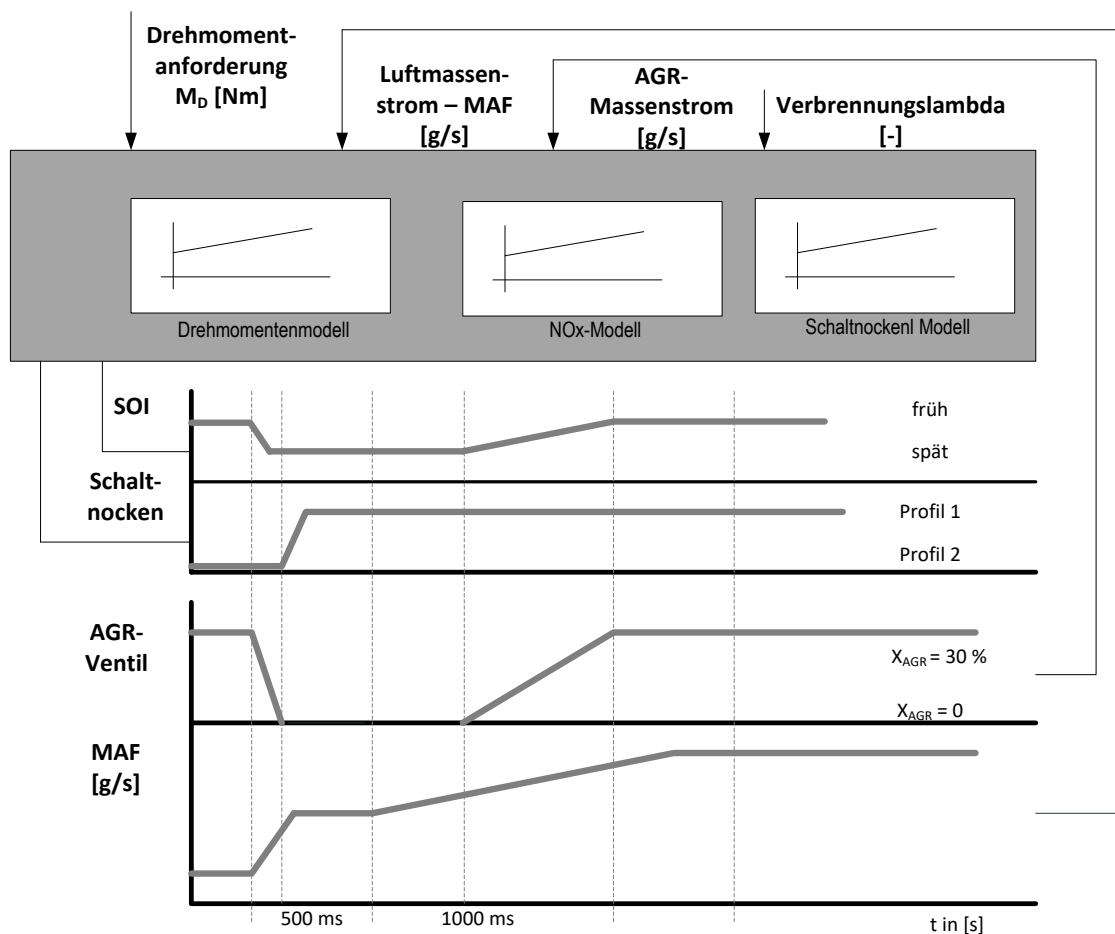
Lediglich die AGR-Rate und der Spritzbeginn, stehen motorisch zur schnellen Anpassung des Drehmomentes des Motors an das Schluckverhalten des Turboladers zur Verfügung. Eine eventuell vorhandene VTG ermöglicht die Anpassung bei einzelnen Systemen und steht optional als Regel- oder Stellglied zur Verfügung. Die Regelgeschwindigkeit der Stellgrößen, z.B. Turboladerdrehzahl oder der VTG-Versteller, liegt im Bereich von mehreren Sekunden.

---

<sup>11</sup> Anmerk.: nach Kenntnis des Autors sind Fahrzeugrealisierungen bisher nicht erfolgt bzw. in der Literatur dokumentiert

Mit der Stellgröße AGR-Rate und Spritzbeginn können dagegen schnelle Anpassungen erfolgen. Die Randbedingungen und Anforderungen zum Betrieb beim Dieselmotor stellen besondere Anforderungen für die schnelle Umschaltung dar. Zur Vermeidung zusätzlicher Emissionen wird eine betriebsbereite AGN vorausgesetzt u.a. beim Betrieb mit hohen spez. Drehmomenten im Umschaltvorgang. Die zu wählende Umschaltstrategie zielt auf eine Reduktion der Zeitanteile mit niedrigen Wirkungsgraden und Emissionsnachteilen, die durch große Totzeiten entstehen.

Die nachfolgende **Abbildung 8.21** zeigt ein erstes Konzept zur Umschaltung bzw. einen Vorschlag zur Realisierung der Funktion zur Zylinderzuschaltung. Im zeitlichen Verlauf der Steuersignale ist zu erkennen, dass die Totzeiten der AGR Ventilsteuerung, der Nockenprofilumschaltung und das Hochdrehen des Turboladers in einer zeitlichen Abfolge bzw. sequentiell ablaufen.



**Abbildung 8.21:** Prinzipielle schematische Darstellung des funktionalen Konzepts zur Umschaltvorgang und abgeschätzter zeitlicher Verlauf der Zylinderzuschaltung.

Nur durch eine möglichst schnelle Anpassung der Schluckkennlinien werden für den Fahrer wahrnehmbare Drehmomentensprünge- bzw. Änderungen vermieden. Die Darstellung zeigt dabei die Addition mit abgeschätzten Totzeiten der Stellglieder und der Änderungsgeschwindigkeiten der Turboladerdrehzahl im Bereich von mehreren Sekunden, z.B. eine Umschaltzeit von  $t_{Umschalt} < 2$  s, für den



Motor M1. Der gewählte Betriebspunkt ist dabei im 4-2 - Zyl. - Betrieb, bei  $n = 1400$  1/min und  $M_D = 300$  d.h.  $M_d = 150$  Nm im 2 - Zyl. - Betrieb typisch für die Beschleunigung (schnelle Laststeigerung).

Die Zuschaltung der abgeschalteten Zylinder ist zeitkritisch, da das Laufzeug des Turboladers und der Luftmassenstrom beschleunigt, sowie ein genügend hoher Massenstrom bzw. Ladedruck erreicht werden muss. Die Zuschaltung einer großen Zylinderanzahl d.h. großer Spreizung der Luftmassenströme führt zu längeren Umschaltzeiten. Die Zylinderbanktrennung bei Reihensechszylindermotoren und vollständige Abschaltung einer Zylinderbank mit getrennt wirksamen Aufladesystemen (stehender Turbolader) erfordert die Entwicklung und Optimierung einer gezielten Umschaltstrategie, um die Fahrbarkeit sicherzustellen.

Hier bietet die Zuschaltung lediglich eines Zylinders, wie beim 3 up Motorkonzept Vorteile aufgrund der geringeren Luftmassenspreizung. Eine mögliche Unterstützung der Umschaltstrategie ist durch elektrische oder elektrisch unterstützte Aufladekomponenten, die eine schnellen Ladedruckaufbau ermöglichen, bereits verfügbar.

### **8.5. 3up-Motorkonzept, Zylinderzuschaltung**

Aus den vorliegenden Ergebnissen zur Zylinderabschaltung lässt sich eine Abhängigkeit der Turboladerwirkungsgrade und der Druckverhältnisse vom Zündabstand ableiten. Nachfolgend werden die Ergebnisse des asymmetrischen Betriebs analysiert und diskutiert. Das 3up-Motorkonzept weist im Abschaltbetrieb einen gleichmäßigen Zündabstand von  $ZA = 240$  °KW auf. Damit wird (wie im Kapitel 8.2 beschrieben) eine Anpassung der Turbine für den optimierten 34 / 3 - Zyl. - Betrieb notwendig. Beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb d.h. zwei Zylinder mit gleicher Kröpfung und einen gewählten Zündabstand von  $ZA = 0$  °KW, entsteht ein asymmetrischer Zündabstand.

Die Ergebnisse aus den Messungen an zwei Vierzylindermotoren mit unterschiedlichen Hubvolumen ( $V_H$ ), zum 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb d.h. mit asymmetrischer Zylinderzuschaltung, sind in **Kapitel 7.5.** dargestellt. Nachfolgend werden einzelne Aspekte und Beobachtungen weitergehend analysiert. Außerdem werden Ansätze für die Optimierung in dieser Betriebsart diskutiert.

#### **8.5.1. Auswirkung des ungleichmäßigen Zündabstandes**

Da der Zuschaltbetrieb bei einem Motor mit vier Zylindern keine vollständige Banktrennung ohne ein Aufstauen d.h. einer zyklischen Erhöhung des Drucks vor Turbine ermöglicht, ergeben sich teils gegenläufige Effekte. Der Zuschaltbetrieb, mit dem gleichzeitigen Arbeiten zweier Zylinder, reduziert die Nachteile, die bei der konventionellen Zylinderabschaltung bzgl. der Änderung des Zündabstandes, z.B. durch Änderung der Spreizung des Massenstroms, auftreten. Auch die Zuschaltvorgang selbst bietet Vorteile durch eine niedrigeren Änderung der Schluckkennlinie des Motors bei Zuschaltung im

34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb, gegenüber dem beim 4-2 - Zyl. - Betrieb mit notwendigem Zuschalten von zwei Zylindern. Auch werden höhere Differenzdrücke zwischen Abgassammler und Ansaugrohr gemessen. Dies ermöglicht eine Steigerung der AGR-Raten auch in der Volllast, wie in den Messergebnissen gezeigt wird.

Der asymmetrische Betrieb d.h. der Betrieb mit einem ungleichmäßigem Zündabstand bei Zuschaltung eines Zylinders erhöht durch das Ausschieben zweier Zylinder, den LdW-Mitteldruck. Die Amplituden der zyklischen Druckschwankungen im Abgassammler und Ansaugrohr steigen im Vergleich zum Basismotor. Sie erreichen dabei Amplituden die vergleichbar zum Abschaltbetrieb im 4-2 - Zyl. - Betrieb sind, was den Wirkungsgrad des Turboladers bei asymmetrischer Zuschaltung ebenfalls reduziert.

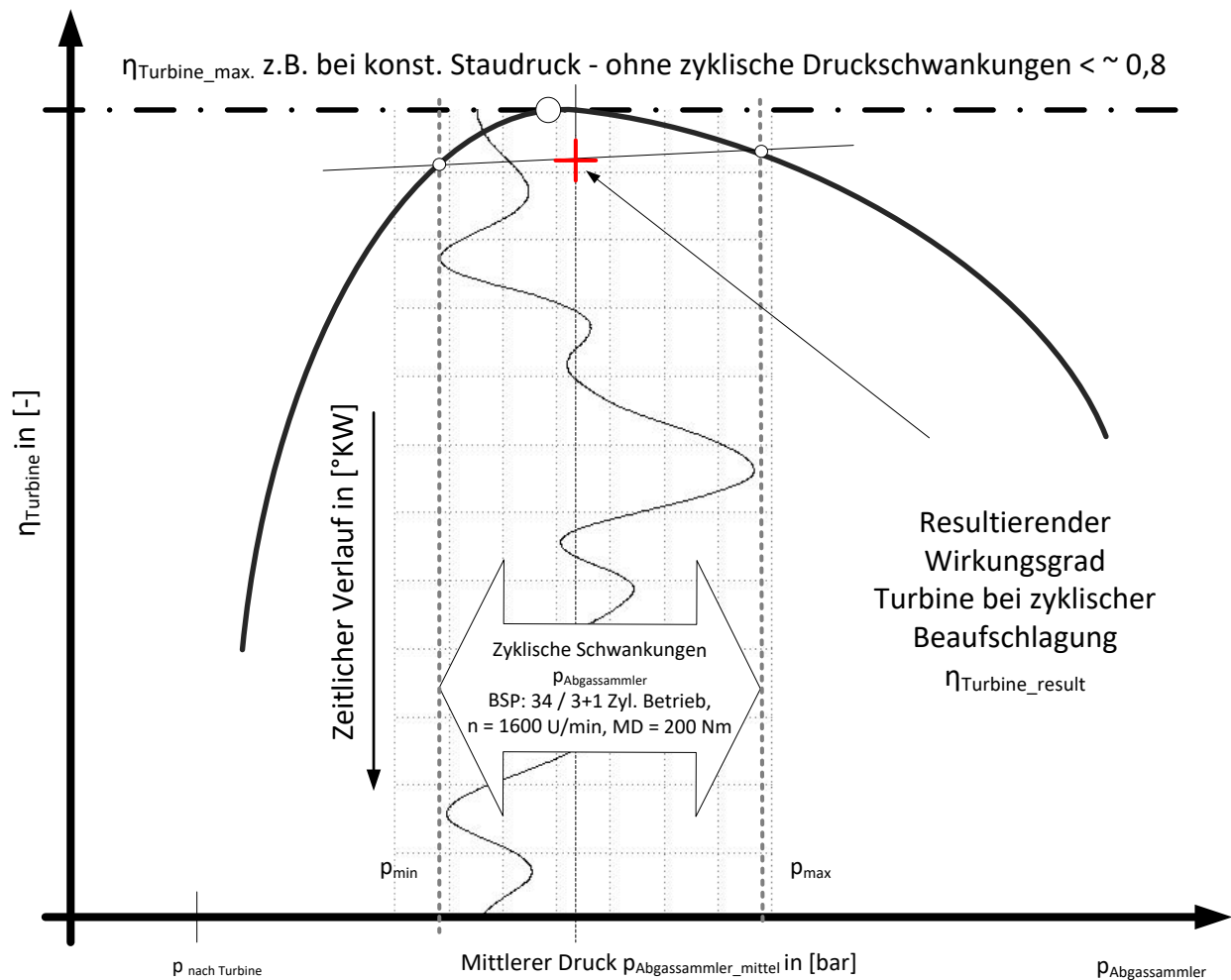
### **Anforderungen an die Auslegung des Turboladers und der Abgasführung**

Beim gleichzeitigen Ausschieben zweier Zylinder kommt es zu einem Aufstauen vor der Turbine. Dies erhöht den Druck im Abgassammler für ein Segment des Arbeitstaktes von ca.  $\varphi = 240$  bis  $280$  °KW. In den folgenden Segmenten (ca.  $\varphi > 440$  °KW) füllt jeweils nur ein Zylinder den Abgassammler und der Druck im Abgasrohr reduziert sich auf die Druckamplitude bzw. mittleren Druck, wie diese auch im 34 / 3 Zylinder- oder im Vollmotorbetrieb beobachtet wird. Die Amplituden der zyklischen Druckschwankung von bis zu  $\Delta p_{\text{Abgassammler}} = 1,15$  bar in den unteren Kennfeldpunkten steigt mit der Drehzahl und dem Motordrehmoment bis auf ca.  $\Delta p_{\text{Abgassammler}} > 2,5$  bar an. Anzumerken ist hierbei, dass die vorgesehenen Volllast Motordrehmomente jedoch noch nicht erreicht wurden.

Wie bei der Diskussion der Zylinderabschaltung (34 / 3 - Zyl. - Betrieb) bereits dargestellt, reduzieren die zyklischen Druckschwankungen im Abgassammler die maximal möglichen Turbinenwirkungsgrade. Bei der Zylinderzuschaltung werden Druckamplituden, die im Gegensatz zu einer Abschaltung, zu einer zyklischen Druckerhöhung führen, beobachtet. Dadurch reduziert sich der maximal erreichbare Wirkungsgrad in einem geringeren Maße als beim zyklischen Absinken des Drucks vor Turbine. Grund dafür ist die charakteristische Kennlinie zum theoretischen Wirkungsgrad an der Turbine. Wie in der nachfolgenden **Abbildung 8.22** dargestellt, besitzt diese eine geringere Steigung bei Druckerhöhung. Der mittlere Druck im Abgassammler steigt beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb gegenüber Vollmotorbetrieb an. Bei den Messungen wird sogar teilweise eine Erhöhung der mittleren Turboladerdrehzahl ( $\Delta n_{\text{Turbolader}} < +4000$  1/min) beobachtet.

Der Turboladerwirkungsgrad reduziert sich allerdings in vielen gemessenen Lastpunkten, wie z.B. im Ref.-Punkt ( $n = 1600$  1/min,  $M_D = 200$  Nm) beim Motor M1, auf ca.  $\eta_{\text{Turbolader}} = 66,2$  [-] beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb gegenüber dem Vollmotorbetrieb, bei dem ein Turboladerwirkungsgrad von  $\eta_{\text{Turbolader}} = 69,2$  [-] festgestellt wird. Die nachfolgende **Abbildung 8.22** zeigt vergleichbar zur Darstellung

beim Abschaltbetrieb (4-2 - Zyl. - Betrieb) den theoretisch erreichbaren Turbinenwirkungsgrad im Zuschaltbetrieb.



**Abbildung 8.22: Prinzipielle Darstellung zum Einfluss der zyklischen Druckschwankungen auf den theoretisch erreichbaren Turbinenwirkungsgrad beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb anhand Druckverlaufs im Abgassammler.**

Im Vergleich zur Darstellung beim Abschaltbetrieb, wird in dieser Darstellung und aufgrund der vorliegenden Meßwerte festgestellt, dass die Reduktion des Turboladerwirkungsgrades  $\eta_{\text{Turbolader}}$  niedriger ausfällt als im 4-2 - Zyl. - oder im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb.

Eine Anpassung der Turbine auf die geänderten zyklischen Druckschwankungen ist allerdings auch im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb notwendig. Mit steigendem Motordrehmoment wird allerdings auch bei dieser Betriebsart stets ein Kompromiss zwischen Zuschaltbetrieb (34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb) und dem Abschaltbetrieb (34 / 3 - Zyl. - Betrieb) benötigt.

Vergleichbar mit der Zylinderabschaltung sind die vorgesehene AGR-Rate und die Spreizung des angestrebten Ladedrucks bei unterschiedlichen Drehzahlen in der Auslegung zu berücksichtigen. Zur Reduktion der zyklischen Schwankung des Drucks im Abgassammler werden im nachfolgenden Abschnitt verschiedene Möglichkeiten zur Anpassung aufgezeigt.

## 8.5.2. Diskussion möglicher Anpassungen

### Wahl des Turbinentyps und Turbinenauslegung

Durch Anpassung der Turbinengeometrie und Querschnitte, d.h. zur Ausnutzung eines Druckpulses und schnellem Druckabbau, wird ein zyklisches Aufstauen vor Turbine grundsätzlich verhindert. Dies steht im Widerspruch zum bei Dieselmotoren verwendeten Prinzip der Stauaufladung. Trotzdem wird die Möglichkeit des Einsatzes eines angepassten Turbinentyps betrachtet.

Zu nennen sind hierbei die Axialturbine und spezielle Turbinenauslegungen und Typen wie z.B. die sogenannte Raax-Turbine<sup>12</sup>. Diese Turbine stellt eine Kombination aus **Axial und Radialturbine** für Ottomotoren dar. Nachfolgende **Abbildung 8.23** zeigt das Prinzip und die spezielle Ausformung des RAX-Turbinenquerschnitts.



**Abbildung 8.23: Beispieldarstellung Raax-Turbine – Radial / Axial Turbine. [34]**

Das dargestellte Prinzip einer Raax-Turbine<sup>©</sup> ermöglicht lt. Herstellerangaben, durch das spezielle Turbinendesign, hohe zyklische Schwankungen der Massen zur Erhöhung der Verdichterleistung zu nutzen. Der Verlust an Turbinenwirkungsgrad durch zyklische Druckschwankungen nimmt gegenüber konventionellen Radialturbinen ab, da ein Aufstauen weitestgehend vermieden wird. Diese Radial-Axial-Turbinen Technologie steht am Anfang der Entwicklung. Die Umsetzbarkeit in Zusammenhang mit dem bei Dieselmotoren erforderlichen hohen AGR-Raten und den bei HD-AGR notwendigen Differenzdrücken bedarf einer Untersuchung.

<sup>12</sup> Raax ist ein geschützter Markenname der Fa. Continental

Axialturbinen zeigen lt. Zinner und Pucher et al. [12] eine niedrigere Empfindlichkeit gegenüber zyklischen Druckschwankungen als Radialturbinen. Doch sind für den effizienten Betrieb stetig hohe Massenströme notwendig und ein hoher Wirkungsgrad im Motorbetrieb bei  $p_{me} < 18$  bar nicht möglich.

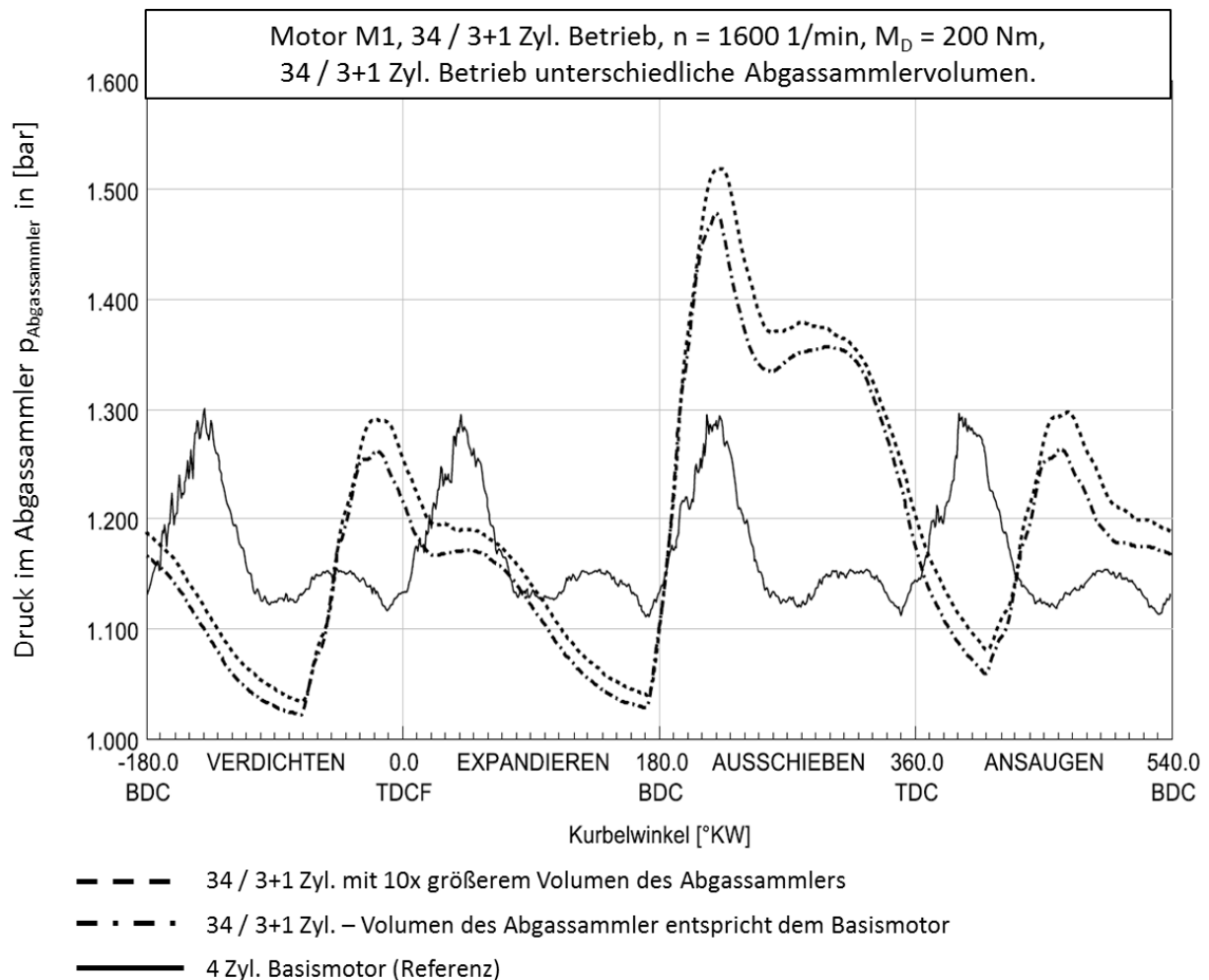
Durch den asymmetrischen Betrieb beim 3up-Motorenkonzept (34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb), wird, ein ungleichmäßiger Massenstrom bzw. Druckverlauf (über einen Arbeitsspiel (720 °KW)) im Abgassammler beobachtet. Die asymmetrische zyklische Beaufschlagung einer Turbine, die ein Aufstauen bei hohen Druckamplituden verhindert, führt zu einem reduzierten absoluten Druck bei den Ausschleibtakten die keine Drucküberhöhung aufweisen. Das Potential eines geänderten Turbinentyps für die Reduktion des zyklischen Druckpulses im Abgassammler mit jedem dritten Ausschleibevorgang, reduziert sich mit der Höhe der Amplitude der Druckänderung im Abgassammler. Ein erster Ansatz ist die Reduktion der maximalen Amplituden des Druckpulses durch Anpassung.

### Auslegung der Sammlervolumen

Mit der Anpassung der Sammlervolumen und insbesondere des Abgassammlers wird die Amplitude des Druckverlaufs beeinflusst. Dabei ist die Auslegung des Abgassammlervolumens stets kompromissbehaftet. Große Volumen ergeben Nachteile beim nicht stationären Betrieb.

Bei kleinen Motordrehzahlen und -drehmomenten wird ein ausreichend hoher Druck zum Abgassammler benötigt, um eine hohe AGR-Rate zu erzielen. So werden die vom mittleren Druck im Abgassammler ausgehend negativen Druckamplituden d.h. das zyklische Absinken des Drucks vor Turbine unterhalb des mittleren Druck im Ansaugrohr zwischen zwei Ausschleibvorgängen, durch Anpassung der Turbinenquerschnitte bei der Auslegung minimiert.

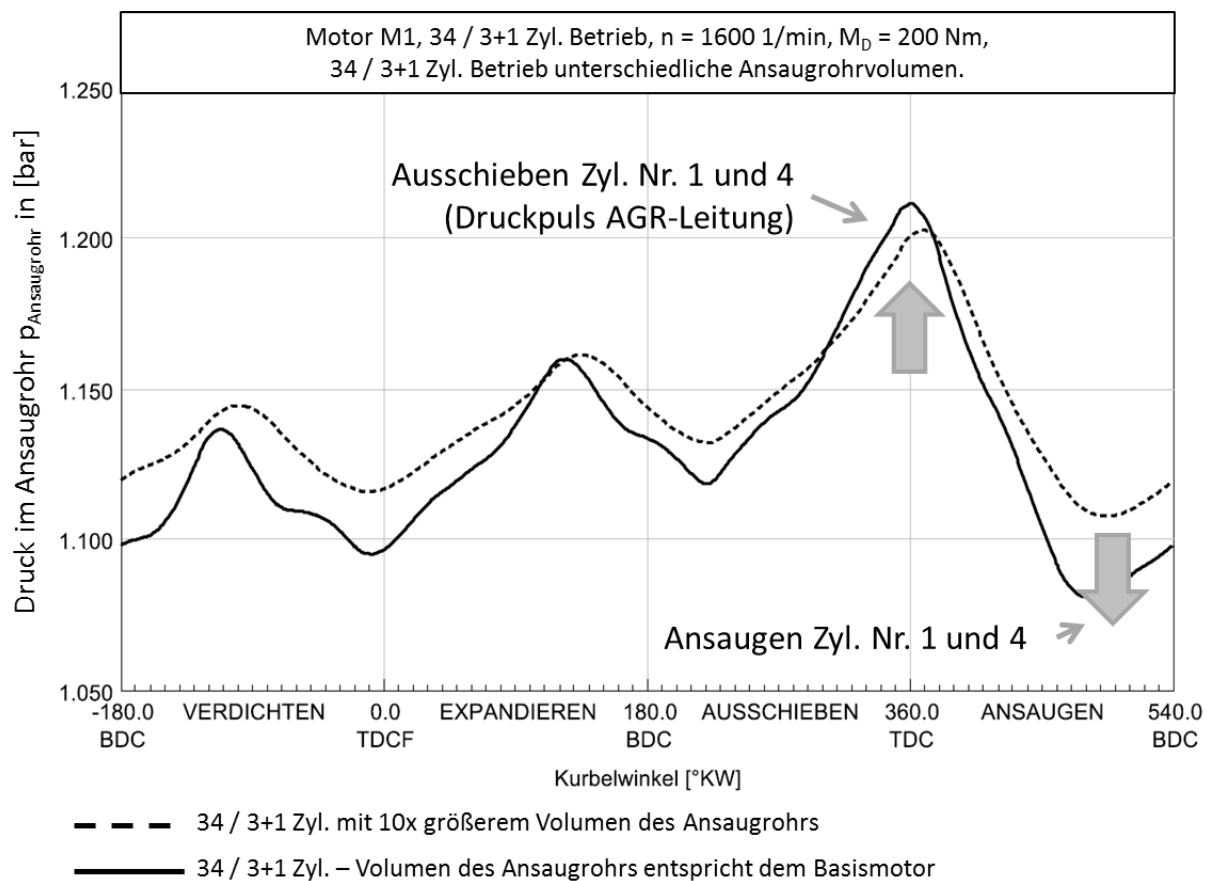
Umgekehrt werden bei hohen Motordrehmomenten und im Nennleistungspunkt kurze Druckspitzen (kurzzeitige Druckerhöhung) akzeptiert bzw. sind typisch für Stauaufladesysteme. Durch die asymmetrische Beaufschlagung d.h. gleichzeitiges Ausschleiben zweier Zylinder steigt die Amplitude der Druckspitze bei einem von drei aufeinanderfolgenden Ausschleibevorgänge (34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb) zusätzlich an. Wie die nachfolgende **Abbildung 8.24** zeigt, werden die Spitzenwerte der Druckamplituden im Druckverlauf über einen Arbeitstakt nur geringfügig durch Anpassung des Sammlervolumens reduziert. Die Darstellung zeigt den Druckverlauf im Abgassammler bei einer 10-fachen Vergrößerung des Volumens des Abgassammlers. Grund für die geringe Änderung der Druckamplitude ist der verwendete Turbinentyp. In der Simulationsrechnung wird durch Volumen Anpassungen bzw. der im Bauraum umsetzbare Anpassung, keine Annäherung an einen idealen d.h. gleichmäßigen Druckverlauf im Abgassammler erreicht. Dieser ist als Referenz für den Lastpunkt im Vollmotorbetrieb dargestellt.



**Abbildung 8.24: Ergebnis der Simulationsrechnung zur Anpassung des Volumens des Abgassammlers zur Optimierung des zyklischen Druckverlaufs.**

Mit der Vergrößerung des Volumens des Abgassammlers werden Nachteile bei der Dynamik bzw. dem nicht stationären Verhalten z.B. bei Lastaufschaltung in Kauf genommen.

Eine Verbesserung der zyklischen Druckschwankungen im Ansaugrohr, die durch das gleichzeitige Ansaugen zweier Zylinder und durch die zyklischen AGR-Massenströme entsteht, wird nachfolgend eine Anpassung des Volumens des Ansaugrohrs untersucht. Die nachfolgende **Abbildung 8.25** zeigt das Ergebnis der Simulationsrechnung bei 10fach größerem Volumen des Ansaugrohrs. Der mittlere Druck in diesem beispielhaft dargestellten Lastpunkt steigt an. Nachteile ergeben sich durch das zeitverzögerte Füllen des Ansaugrohrs bei schnellem Drehmomentenaufbau.



**Abbildung 8.25: Ergebnis der Simulationsrechnung zur Anpassung des Volumens des Ansaugrohrs zur Optimierung des zyklischen Druckverlaufs.**

Die Anpassung der Sammlervolumen erbringt keine zufriedenstellende Reduktion der Amplitude des Druckverlaufs im Abgassammler und im Ansaugrohr. Die Anpassung der Sammlervolumen wird in Kombination mit weiteren Anpassungen z.B. der Aufladung einen Beitrag zur Gesamtoptimierung erbringen.

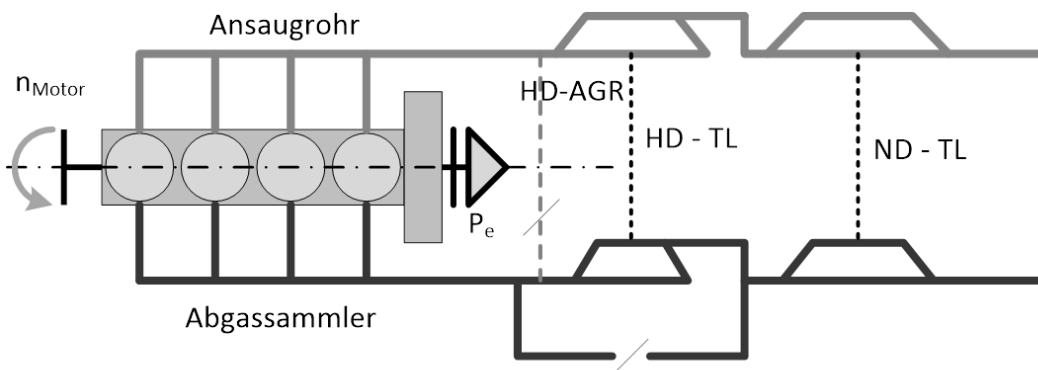
#### Anpassung der Konfiguration der Turbolader bei mehrstufigen Systemen

Die Anpassung der Konfiguration und Anordnung der Turbolader z.B. bei zweistufiger Aufladung und der gemischte Verbau unterschiedlicher Turbinentypen, wird mittels 1D-Simulationsrechnung untersucht. Im **Abbildung 8.26** befindet sich eine erste Ideensammlung und Bewertung verschiedenen Varianten zur Anordnung und Konfiguration der Turbolader. Nachfolgend wird auf die Vor- und Nachteile einer Auswahl geeigneter Varianten eingegangen.

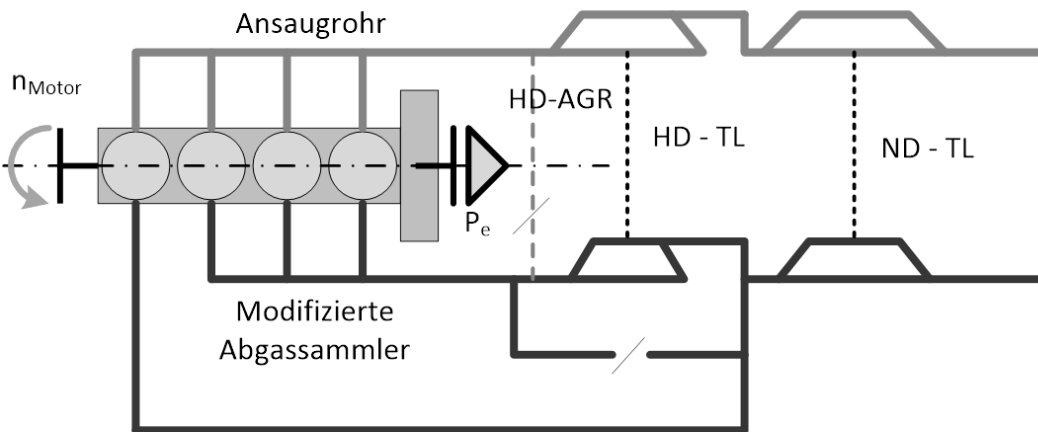
Durch die Anpassung der gewählten Turbinentypen bzw. der gemischte Verbau in den Turboladerstufen mit geänderter Abgasführung, wird eine Adaption des geänderten Schluckverhaltens des Motors untersucht. Bei Zylinderzuschaltung werden zur Optimierung des Druckverlaufs im Abgassammler ohne Banktrennung, verschiedene Varianten und Ideen analysiert. Die nachfolgende **Abbildung 8.26** zeigt

beispielhaft ausgewählte Möglichkeiten zur Adaption der Turboaufladung für ein zweistufiges Aufladesystem.

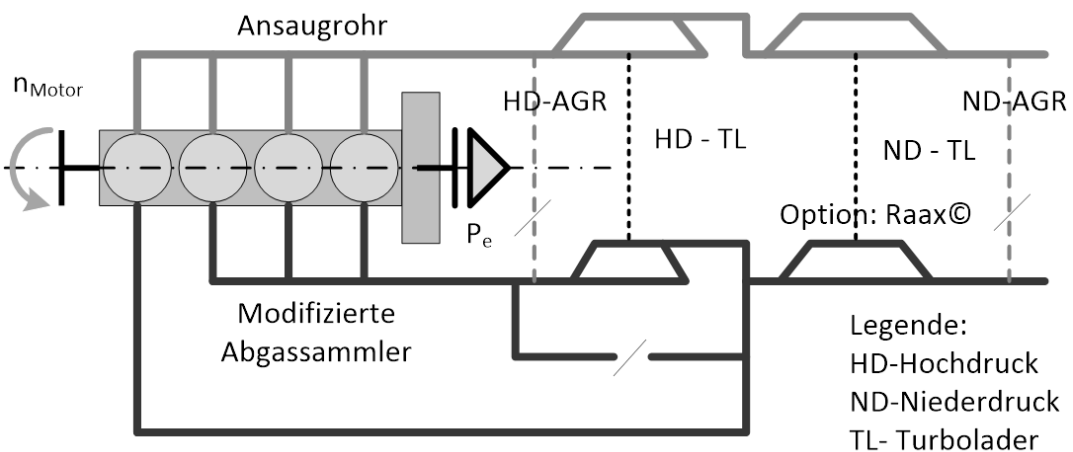
### Basismotor – Var. # 1.1.



### Ausführung – Var. # 2.1.



### Ausführung - Var. # 2.2.



**Abbildung 8.26: Beispiels einer möglichen Adaption des geänderten Schluckverhaltens des Motors durch Anpassung der Abgasturboaufladung und Abgasführung bei zweistufiger Aufladung. (Prinzipdarstellung)**



In der nachfolgenden **Tabelle 8.1** wird eine Bewertung der möglichen Maßnahmen zur Anpassungen der Aufladung und Abgasführung dargestellt. Dabei wird eine Auswahl von Parameter bzw. Entwicklungszielen zur Bewertung verwendet.

**Tabelle 8.1: Beispiele für die Bewertung der möglichen Maßnahmen zur Anpassung bzw. Vermeidung der zyklischen Beaufschlagung der Turbine (Auszug)**

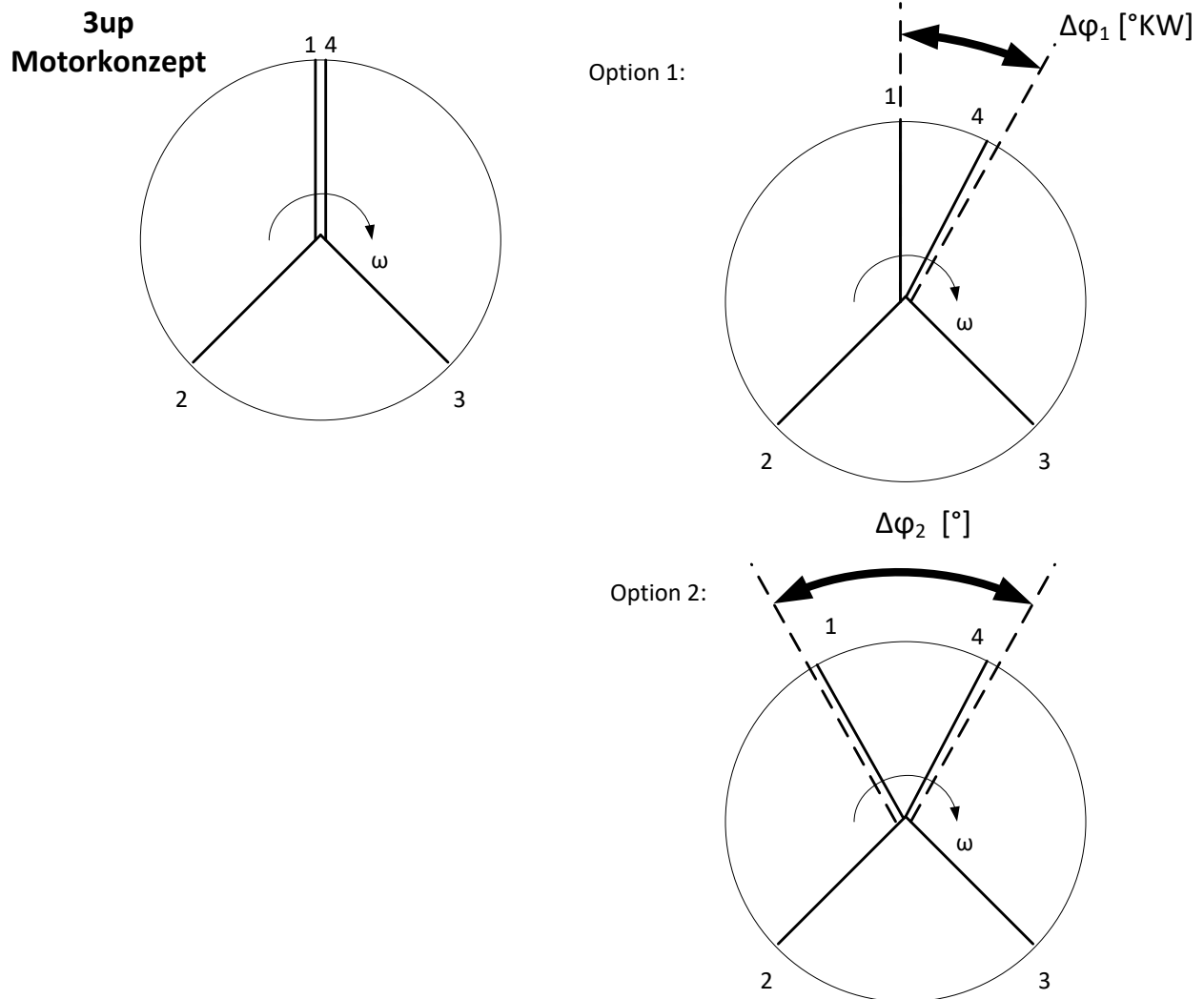
Var. #	Anpassung durch	AGR-Typ	Turbinentyp		zyklisches Aufstauen vor Turbine		
			HD - TL	ND - TL	Volllast	AGR -Rate	Ladedruck @ niedrige n / max. $M_D$
1.1.	Basismotor	HD-AGR	Staudruck	Staudruck	Basis	Basis	Basis
1.2.	Bypass Zyl. 1 am HD-Turbolader (TL)	HD-AGR	Staudruck	Raax	red. Amplituden	möglich / zu prüfen	zu prüfen
2.1.	Flutentrennung und getrennte Zuführung ND-TL	HD-AGR	Staudruck	Staudruck	Basis	möglich	möglich
2.2.	Flutentrennung und getrennte Zuführung ND-TL	HD-AGR	Staudruck	Raax	red. Amplituden	zu prüfen	zu prüfen

Die Auswertung einer durchgeführten 1D-Simulationrechnung ergibt, dass die zyklischen Massenströme, der in **Abbildung 8.26** dargestellten Variante # 2.1., im Abgassammler vor dem zweiten Turbolader auch zu einem zyklischen Aufstauen und damit zu einem reduzierten Turboladerwirkungsgrad beim zweiten Turbolader (ND-Turbolader) führen wird. Wird das Bypassventil der HD-Turboladerstufe geöffnet und der Zyl. Nr. 1 zugeschaltet zeigt die Ladungswechselsimulation am ND-Turbolader ebenfalls ein Aufstauen und damit eine zyklischen Druckverlauf. D.h. die zyklische Druckschwankung wird bei Verwendung des gleichen Turbinentyps (Staudruck) für die ND-Turboladerstufe keine Verbesserung ergeben. Die in **Tabelle 8.1** dargestellte Variante # 1.2. und # 2.2. verwendet einen Turbolader mit einem geänderten Turbinentyp. Wird eine Turbine z.B. nach dem Raax© Prinzip verwendet, bietet dies die Möglichkeit das zyklische Aufstauen zu reduzieren und den Anstieg des LdW-Verlustes im asymmetrischen Betrieb zu verhindern.

#### **Optimierung durch Anpassung der Kröpfung an Zylinder 1 und 4**

Weitere Möglichkeiten den asymmetrischen Betrieb durch Anpassung zu optimieren, ist mit der Anpassung der Kröpfung gegeben. Durch die Verschiebung der Kröpfungswinkel zwischen Zylinder Nr. 1 und Nr. 4 und damit einer Verschiebung der Ansaug- und Ausschleibtakte, wird das zyklische Aufstauen vor Turbine im Zuschaltbetrieb reduziert.

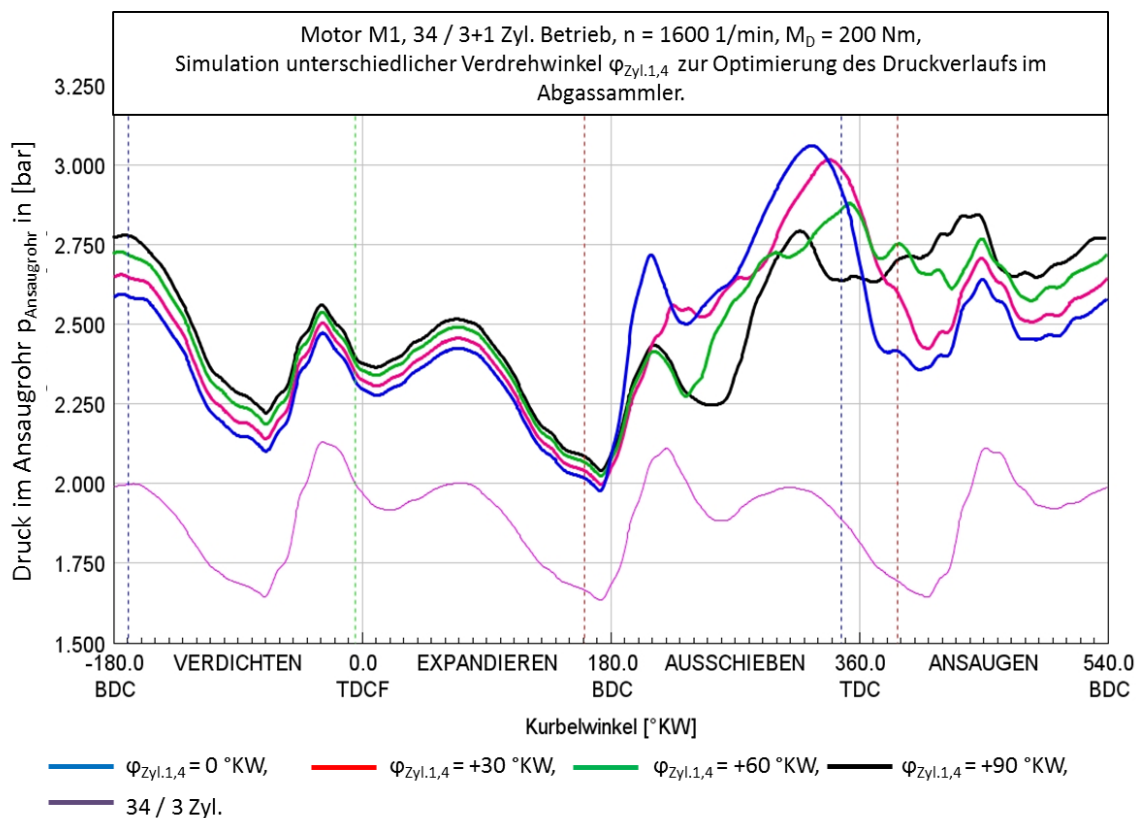
Die nachfolgende **Abbildung 8.27** zeigt zwei möglichen Optionen zur Gestaltung der Änderung der Kröpfung. Die Verschiebung der Kröpfung ist optional durch die Verwendung unterschiedlicher Kröpfungswinkel ( $\varphi$ ) als Option 1 und durch Verschiebung gegeneinander als Option 2 möglich.



**Abbildung 8.27: Prinzipielle Möglichkeiten zur Änderung der Kröpfung an Zyl. Nr. 1 und 4 zur Optimierung der zyklischen Druckschwankungen im Abgassammler.**

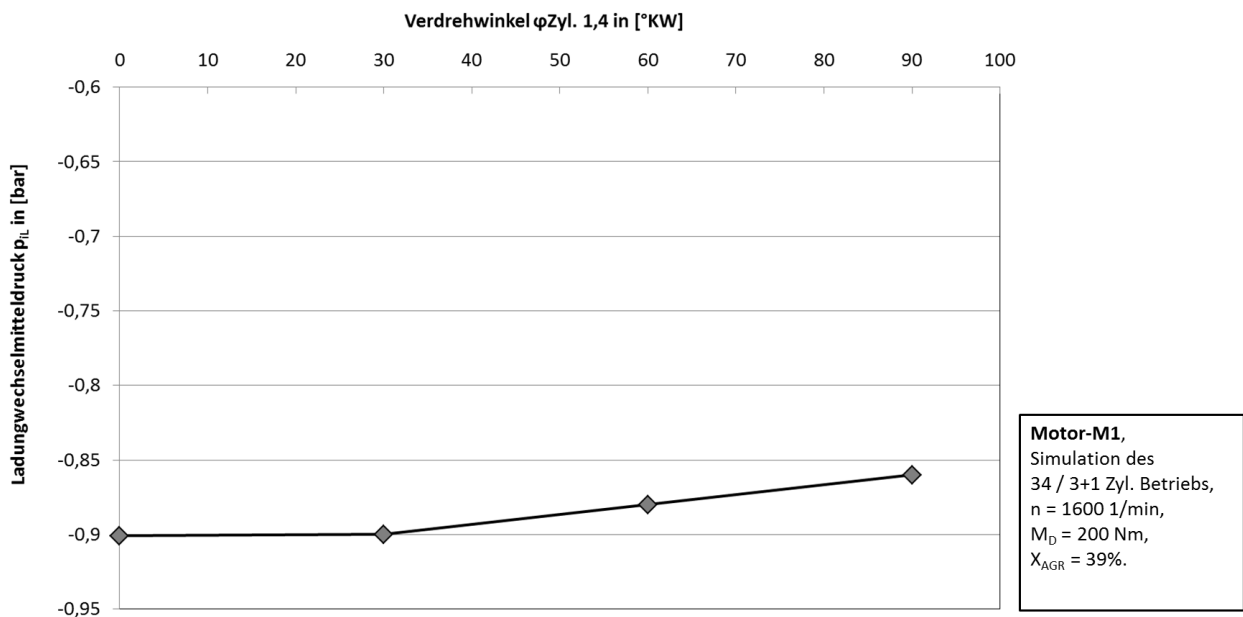
Die LdW-Simulation zeigt einen deutlichen Einfluß auf den zyklischen Druckverlauf im Abgassammler, wenn ein Differenzwinkel von mindestens  $\Delta\varphi_{Zyl} \geq 60^\circ KW$  verwendet wird. Die nachfolgende **Abbildung 8.28** zeigt den zyklischen Druckverlauf im Abgassammler beispielhaft für einen Differenzwinkel der Kröpfung zwischen Zyl. 1 und 4 von  $\Delta\varphi_{Zyl.1,4} \pm 30^\circ KW$  bis  $\Delta\varphi_{Zyl.1,4} \pm 90^\circ KW$ . Zum Vergleich ist der Druckverlauf des 34 / 3 Zylinder Betriebes mit in die Darstellung aufgenommen.

Die LdW-Mitteldrücke der Zylinder Nr. 1 und 4 nimmt mit zunehmendem Verdrehwinkel der Kröpfung zwischen Zylinder Nr. 1 und 4 ( $\Delta\varphi_{Zyl.1,4}$ ) ab. Die LdW-Mitteldrücke reduzieren sich im Bereich von  $30^\circ KW < \Delta\varphi_{Zyl.1,4} < 90^\circ KW$ . Dabei wird nicht das niedrige Niveau des LdW-Mitteldrucks des Vollmotorbetriebs erreicht.



**Abbildung 8.28:** Ergebnisse der LdW-Simulation bei der Variation der Kröpfung zwischen Zyl. 1 und 4 und Einfluss auf den Druckverlauf im Abgassammler.

Die nachfolgende **Abbildung 8.29** zeigt die Veränderung des LdW-Mitteldruck für den Bereich von  $\Delta\varphi_{Zyl.1,4} = 0 \text{ }^{\circ}KW$  bis  $\Delta\varphi_{Zyl.1,4} < 90 \text{ }^{\circ}KW$ .



**Abbildung 8.29:** Änderung des LdW-Mitteldrucks mit Variation des Verdrehwinkels ( $\Delta\varphi_{Zyl.1,4}$ ), Ergebnis der Simulationsrechnung.

Der Betrieb der Zylinder Nr. 1 und 4 mit unterschiedlichen Verbrennungslambdas und ggfs. auch ein möglicher alternierender Betrieb, reduziert außerhalb der motorischen Vollast ebenfalls potentiell die zyklischen Druckschwankungen im Abgassammler, sowie die Drehungleichförmigkeiten.

Wird ein Vollvariabler Ventiltrieb (variable Ventilhubverstellung) verwendet für die Zuschaltung verwendet, bietet sich die Möglichkeit durch ein früheres Einlass schließen an Zylinder Nr. 1 und 4 die Füllung zu reduzieren. Dadurch stellt sich ein unterschiedliches Verbrennungslambda an diesen Zylinder im Vergleich Zylinder Nr. 2 und 3 ein. Wird dabei die Ruß-Lambdagrenze nicht erreicht bzw. überschritten, führt ein geringer Abgasmassenstrom außerhalb der Motorvollast ebenfalls zu einem reduzierten zyklischen Aufstauen vor der Turbine.

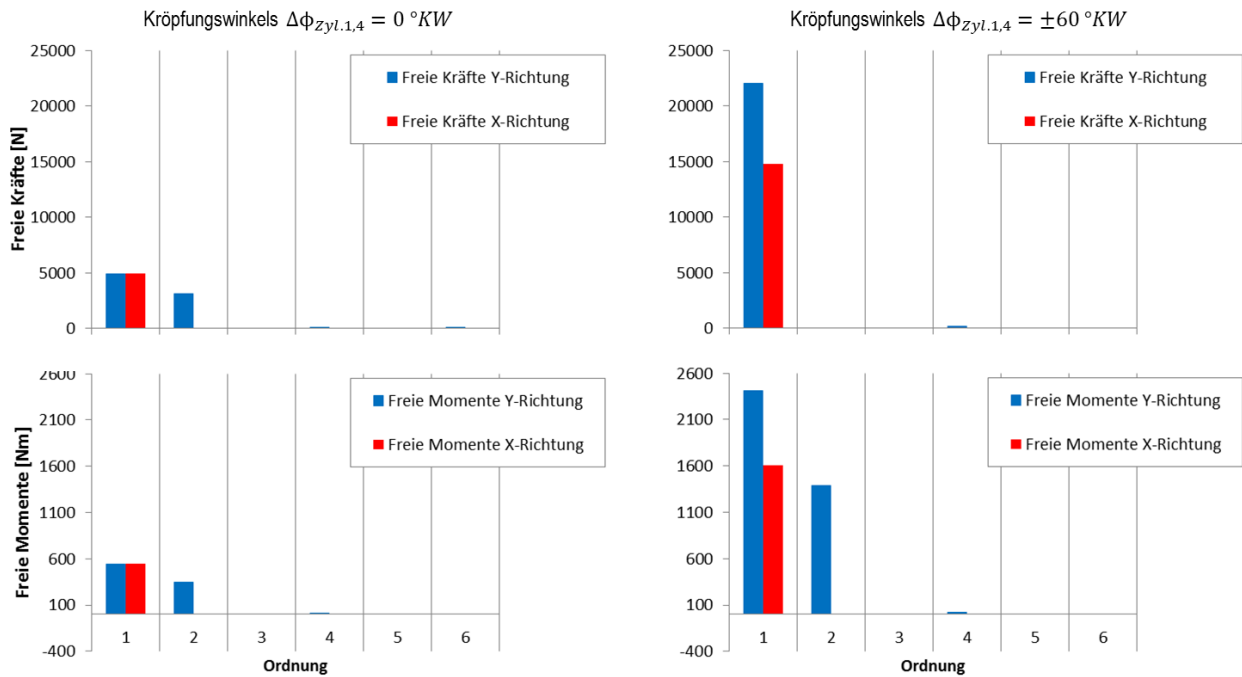
### 8.5.3. Drehkraftverlauf und Drehungleichförmigkeiten

Der Einfluß auf den Drehkraftverlauf durch die Veränderung der Kröpfung auf Zylinder Nr. 1 und Nr. 4 führt zu einer zusätzlichen Massenkraft und ist bei der Auslegung der Kurbelwelle zu berücksichtigen. Der Ausgleich der Kräfte und Momente 1sten Ordnung erfolgt als Kompromiss und ggfs. unter Verwendung von Ausgleichwellen, die mit Motordrehzahl drehen. Teilweise zeigen verschiedene Verdrehwinkel bei der Verdrehung der Kröpfung sogar die Möglichkeit der vollständigen Reduktion der Kräfte oder Momente. Z.B. die Verdrehung um  $\Delta\varphi_{Zyl.1,4} \pm 60^\circ KW$  ergibt eine vollständige Reduktion der freien Kräfte 2ter Ordnung. Die nachfolgende **Abbildung 8.30** zeigt die Massenkraft und Momente aus der Berechnung für die Verdrehung von  $\Delta\varphi_{Zyl.1,4} = \pm 60^\circ KW$  im Vergleich ohne Verdrehung beim 3up-Motorkonzept.

Die Optimierung des Drehkraftverlaufs durch die Verdrehung der Kröpfung erfolgt entsprechend mit Erhöhung des Verdrehwinkels. Die verbleibenden Anregungen aus den Gaskräften und die Reduktion des zyklischen Verlaufs erfolgt durch die Erhöhung der Massenträgheit des Schwungrades. Zu beachten ist dabei, dass die Masse des Motors erhöht wird und das dynamische Verhalten beeinflusst wird.

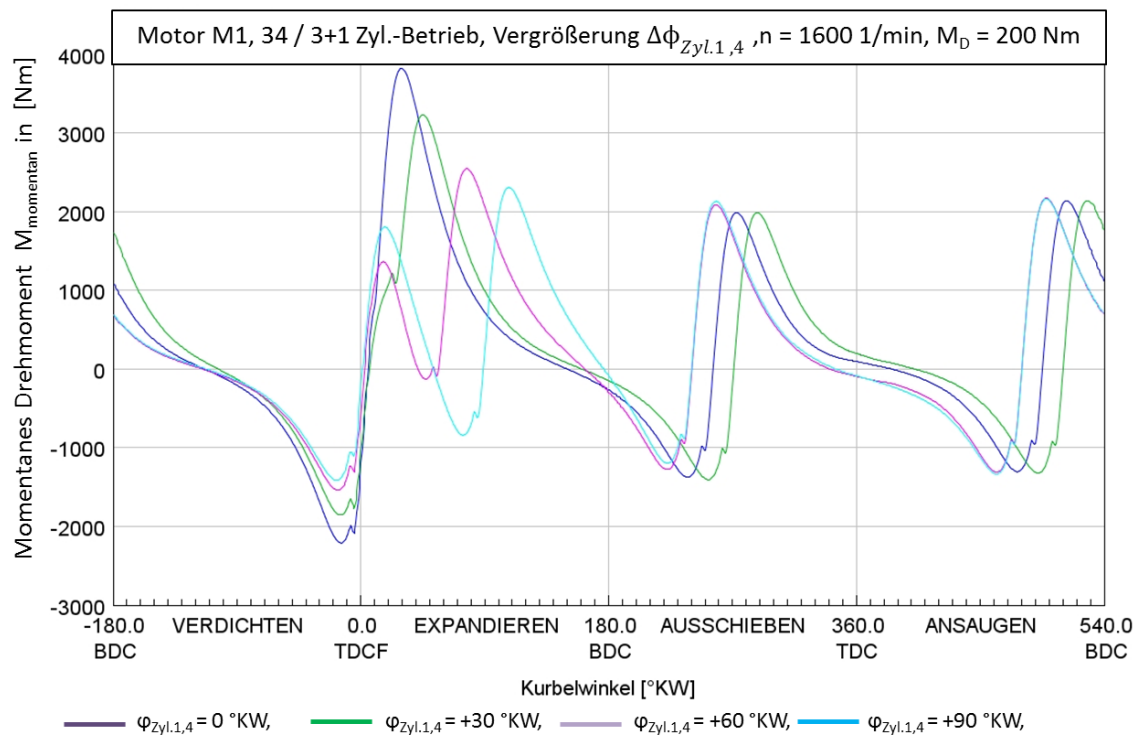
Bei verbleibenden Anregungen ist optional der Einsatz von Zweimassenschwungrädern oder Fliehkraftpendel möglich. Die ohnehin bei verschiedenen Applikationen vorhandenen Dämpfer reduzieren die Drehschwingungen und damit die Materialbelastung der Kurbelwelle zusätzlich.

Motor M1 – Auslegung 3up – Variation des Kröpfungswinkels



**Abbildung 8.30: Freie Massenkräfte um Momente im Vergleich mit 3up-Kröpfung und verdrehter Kröpfung für Zylinder Nr. 1 und Nr. 4.**

Mit der Änderung der Kröpfung an Zylinder Nr. 1 und 4 wird eine Reduktion der Spitzendrehmomente durch Drehungleichförmigkeiten im Drehmomentverlauf erreicht. Wie die nachfolgende **Abbildung 8.31** zeigt reduziert sich die zyklische Drehmomentenüberhöhung mit Vergrößerung des Differenzwinkels  $\Delta\phi_{Zyl.1,4}$  zwischen Zyl. 1 u. 4.



**Abbildung 8.31: Reduktion der zyklischen Drehmomentüberhöhung bei Vergrößerung des Differenzwinkels der Kröpfung zwischen Zylinder Nr. 1 und 4 beim 3up-Motorenkonzept.**

Durch die Gaskräfte werden bei den unterschiedlichen Betriebsarten Drehungleichförmigkeiten d.h. Abweichungen von der mittleren Motordrehzahl, wie in der **Tabelle 8.2** dargestellt ermittelt. Im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb ist der Betriebsbereich auf ca.  $M_D < 500$  Nm durch die Limitierung des Zylinderspitzen drucks begrenzt. Daher eine Aussage zum Drehkraftverlauf bei sehr kleinen Motordrehzahlen z.B. 1000 1/min und maximalen Motormoment  $M_D > 500$  Nm bisher noch nicht möglich.

**Tabelle 8.2: Vergleich der Drehungleichförmigkeit für Motor M1 bei unterschiedlichen Betriebsarten**

M1	Vollmotor	4-2 Zyl.	34 / 3 Zyl.	34 / 3+1 Zyl.
$\Delta n$ [U/min] min.	18	88	38	62
$\Delta n$ [U/min] max.	45	175*	68	297**

\* nicht alle Drehzahlen können eingestellt werden  $n > 1250$  U/min

\*\*  $M_{D,max} = 500$  Nm @ 1600 U/min

Die Optimierung der Drehmomentverläufe durch die Verdrehung der Kröpfung zwischen Zyl. 1 und 4 beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb führt zu einer Reduktion der Drehungleichförmigkeit. Die gemessenen Drehungleichförmigkeiten ergeben sich auch aus der Regelung der verwendeten Bremseinrichtung bei der Messung der Motor. Für den Einsatz der Motoren in Fahrzeugen ist die Drehungleichförmigkeit von Bedeutung für die erreichbare Fahrbarkeit (bei langsamer Fahrt mit niedrigen Motordrehzahlen) und

Komfort. Ggfs. erfordert die Unterdrückung von Geräuschen im Antriebstrang (z.B. Getrieberasseln) eine Anpassung.

### 8.3.4. Einfluss auf die AGR- Rate und Verteilung

Durch das zyklische Aufstauen vor der Turbine kommt es zu einem ungleichmäßigen (asymmetrischen) Verlauf des Differenzdrucks zwischen Abgassammler und Ansaugrohr. Die mittlere AGR-Rate wird durch die höhere Druckdifferenz  $p_{AGR}$  erhöht. Das zyklische Absinken der Druckdifferenz und das Auftreten teilweise negativer Druckdifferenzen  $p_{AGR}$  (in einigen Lastpunkten) zwischen zwei Ausschiebevorgängen einzelner Zylinder bewirkt eine ungleichmäßige Verteilung der AGR zwischen den Zylindern. D.h. nicht nur die Füllung einzelner Zylinder wird durch das zyklische Absinken des Drucks im Ansaugrohr reduziert (z.B. Ansaugvorgang zweier Zylinder parallel), sondern auch die AGR-Rate der Zylinder unterscheidet sich. Da die Ausschiebetakte über die AGR-Strecke mit dem Ansaugrohr d.h. dem Ansaugen einzelner Zylinder gekoppelt sind, kommt es zu einer ungleichmäßigen Verteilung der AGR zwischen den Zylindern in Abhängigkeit vom Arbeitspunkt d.h. der Motordrehzahl. Beispielsweise saugen Zylinder Nr. 1 und 4 im Referenzpunkt ein AGR-Frischlufthgemisch an, das niedrigere AGR Anteile enthält. Dieser Effekt tritt im Kennfeld je nach Motordrehzahl (Einfluß auf die Druckverhältnisse) unterschiedlich stark hervor.

Bei kurzen AGR-Strecken führt die zyklische Druckschwankung zu einer zyklischen Erhöhung des AGR-Massenstroms bzw. der AGR-Versorgung einzelner Zylinder. In den vorliegenden Messreihen wird die ungleiche AGR-Rate und Verteilung zwischen den Zylinder in den Brennverläufen (Brenndauer und Zündverzug) bzw. die Füllungsunterschiede in den abweichenden Verdichtungsendrücken ersichtlich. Der abweichende Kompressionsverlauf zwischen den Zylindern, ist ein weiterer Beleg für das Auftreten unterschiedlicher AGR-Raten.

Die optionale zylinderindividuelle Zuführung der AGR, unter der Voraussetzung einer Gleichverteilung bei unterschiedlichen Motordrehzahlen, reduziert den Einfluss der ungleichen AGR-Verteilung auf den Hochdruckwirkungsgrad und die Emissionen einzelner Zylinder.

### 8.3.5. Innerer Wirkungsgrad

#### Hochdruck-Arbeit

Die erreichbaren mittleren Hochdruckwirkungsgrade (über alle Zylinder) sind beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb höher. Eine Analyse der Wirkungsgrade einzelner Zylinder ergibt höhere Unterschiede, verglichen mit dem Basismotor, zwischen den Zylindern. Einzelne Zylinder besitzen einen hohen Hochdruckwirkungsgrad in Folge einer niedrigeren AGR-Raten. Dies wird auch durch Füllungsunterschiede aufgrund der zyklische Druckschwankungen im Ansaugrohr hervorgerufen. Andere

Zylinder werden nahe der Rußgrenze betrieben und weisen in Folge der hohen AGR-Anteile einen niedrigen Hochdruckwirkungsgrad auf.

Die höheren gemessenen mittleren Verbrennungslambdas können somit nicht für alle Zylinder gleich angenommen werden. So werden auch höhere mittlere  $\text{NO}_x$ - und Ruß-Massenströme gegenüber dem Basismotor gemessen. Eine Simulationsrechnung zum Ladungswechsel zeigt neben den unterschiedlichen AGR-Raten unterschiedliche Spülraten durch höhere Gegendrücke beim Ausschieben einzelner Zylinder. Die Verbrennungsrandbedingungen der einzelnen Zylinder weichen somit signifikant voneinander ab und ergeben insgesamt einen gleichzeitigen Anstieg des mittleren Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Rohemissionsmassenstroms.

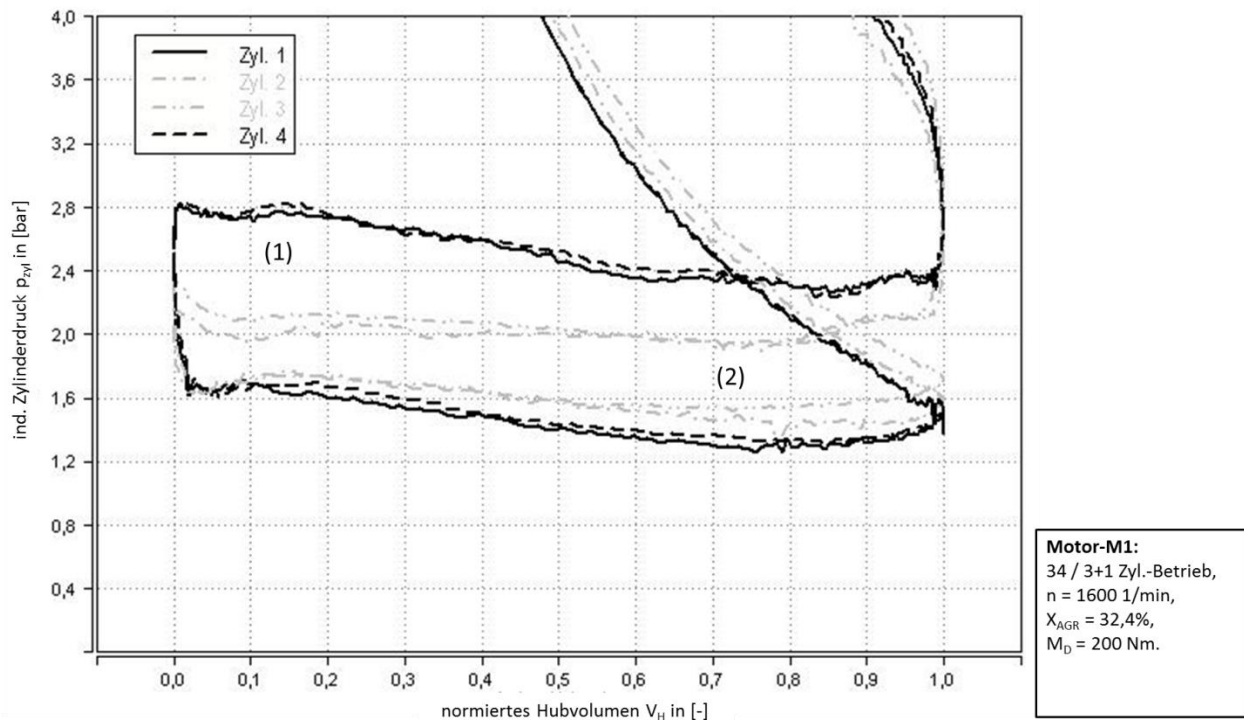
### **LdW-Arbeit**

Der Betrieb mit einem asymmetrischen Zündabstand und gleichzeitig arbeitenden Zylindern bewirkt einen deutlichen Anstieg des LdW-Mitteldrucks. Der Anstieg des Drucks im Abgassammler (Aufstauen vor Turbine) bewirkt einen signifikanten Anstieg der Ausschiebearbeit von Zylinder N1 und 4. (mit „(1)“ in **Abbildung 8.32** gekennzeichnet) Zusätzlich wird im Ansaugvorgang ein Absinken des Drucks im Ansaugrohr beobachtet. (mit „(2)“ in der **Abbildung 8.32** gekennzeichnet) Insgesamt führt dies zum Anstieg des LdW-Mitteldrucks um ca. 200 %.

In Folge des gleichzeitigen Ausschiebens von Zyl. Nr. 1 und 4, steigt auch der über ein Arbeitsspiel gemittelte Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr. Dadurch werden der AGR-Massenstrom und dessen Verlauf über ein Arbeitsspiel beeinflusst. Insgesamt steigt der AGR-Massenstrom an. Allerdings führen die zyklischen Druckschwankungen im Abgassammler zu einem stark zyklischen Verlauf. Die Fördermenge variiert im Vergleich zum Vollmotorbetrieb deutlich stärker und führt zu einer ungleichen AGR-Verteilung zwischen den Zylindern.

Ein Beispiel für den Zylinderdruckverlauf für den Bereich des Ladungswechsels ist in der nachfolgenden **Abbildung 8.32** dargestellt. Zu erkennen ist, dass das Ausschieben an Zylinder Nr. 1 und 4 bei einem deutlich höheren Druck erfolgt und somit ein Ausschiebverlust entsteht. Dies ist in dem mit „(1)“ gekennzeichneten Bereich der Abbildung zu erkennen.





**Abbildung 8.32: Beispiel Zylinderdruckverlauf für den LdW beim 34 / 3+ 1 Zyl. Betrieb.**

Weiterhin bewirkt der hohe Abgasgedruck im Bereich der Überschneidung bei Zylinder Nr. 3 ein Ansteigen des Zylinderdrucks vor dem Schließen der Auslassventile. Beim Betrieb im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb wird der Anstieg des Zylinderdrucks im Bereich der Überschneidung nicht beobachtet. Durch Anpassung der Ventilsteuerzeiten ist es möglich ein negatives Spülgefälle zu vermeiden.

### Anpassung der Betriebsstrategie

Bei Auslegung des 34 / 3+1 - Zyl. - Betriebs ist die Häufigkeit des Betriebes des Motors in der Anwendung bzw. im realen Fahrprofil und der Applikationstyp (Fahrzeugtyp) zu berücksichtigen. Werden geringer zeitliche Anteile in der motorischen Volllast angenommen, können spez. Kraftstoffverbrauchsnachteile in der Volllast in Kauf genommen werden. Die Anpassung der Aufladung zur Optimierung des 34 / 3 - Zyl. - Betriebs (Abschaltbetrieb) in einen großen Kennfeldbereich, bei optimierten  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen, ermöglicht durch steigende Wirkungsgrade der AGN (Erhöhung der Temperatur des Abgasmassenstroms) eine reale Reduktion des spez. Kraftstoffverbrauchs. Der Motor wird nur in einem geringen Umfang d.h. kleinen zeitlichen Anteilen z.B. beim Beschleunigen im 34 / 3+1 - Zyl. -Betrieb genutzt.

## 8.6. Wechselwirkungen und Abhängigkeiten

Bei Dieselmotoren sind verschiedene Wechselwirkungen und Abhängigkeiten (hier nur Auszüge) bekannt. Dazu zählen u.a. die bekannten Abhängigkeiten von:

- der  $\text{NO}_x$  zu Ruß- Rohemissionen,
- des Zylinderspitzen drucks ( $p_{\max}$ ) zu den  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen,
- der  $\text{NO}_x$ - und Ruß-Rohemissionen vom Spritzbeginn (SOI),
- der Einfluss der AGR-Rate auf den notwendigen Spritzbeginn (SOI) zum Erreichen eines wirkungsgradoptimalen Brennverlaufs.

Zum Stand der Technik zählen bzw. nennt die Literatur beispielsweise weiterhin die Abhängigkeit:

- des Ladedrucks von der AGR-Rate,
- des Turbinendruckverhältnis und dem erreichbaren Ladedruck,
- des Differenzdrucks zwischen Abgassammler und Ansaugrohr ( $p_{\text{AGR}}$ ) und der erreichbaren AGR-Rate,
- der Abhängigkeit des Zylinderspitzen drucks ( $p_{\max}$ ) von der AGR-Rate und der Dichte ( $\rho$ ) im Ansaugrohr,
- des Wirkungsgrades von Ladeluft- und AGR-Kühler auf Dichte  $\rho$  im Ansaugrohr und damit den Verdichtungs enddruck,
- sowie der AGR-Rate auf die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen und die Temperatur des Abgasmassenstroms.

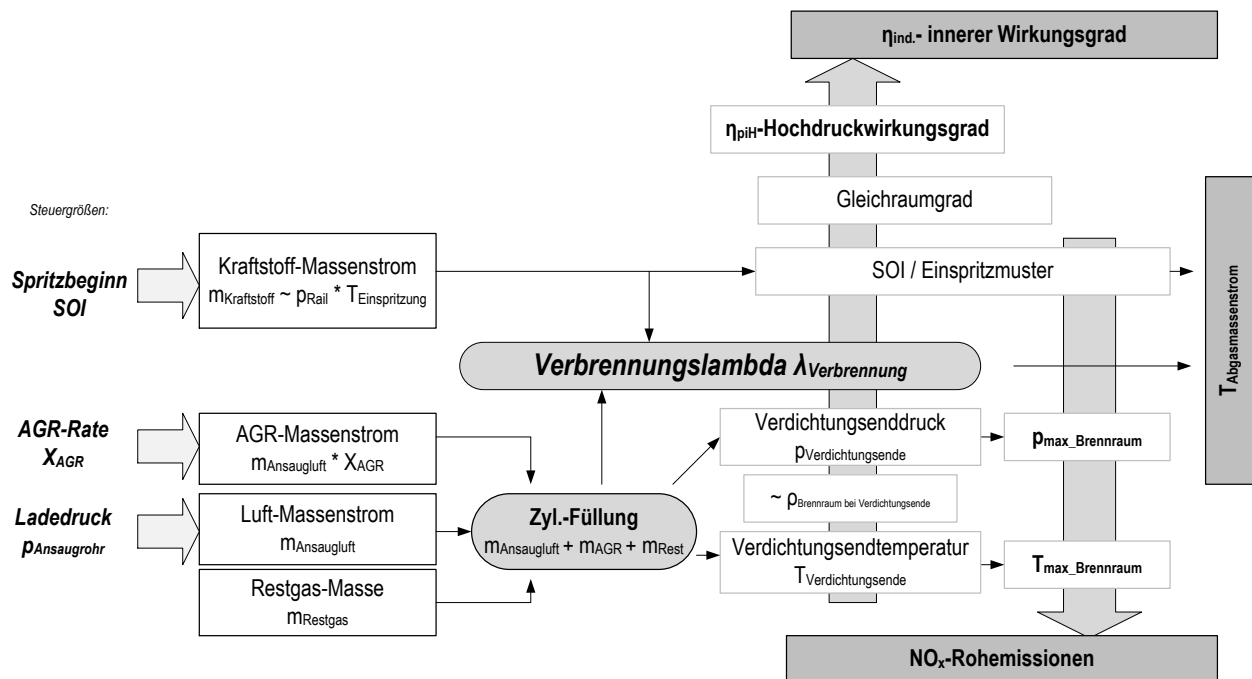
Aus den vorliegenden Untersuchungen und u.a. den bei McCarthy et al. [16] dargestellten Ergebnissen können eine Abhängigkeit des Verbrennungslambdas und der Temperatur des Abgasmassenstroms, was u.a. von Bedeutung für das Erreichen der Mindestfunktionstemperatur der AGN ist, ergänzt werden.

So wird bei den Untersuchungen deutlich, dass die Notwendigkeit die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen durch Erhöhung der AGR-Rate motorisch abzusenken, den inneren Wirkungsgrad reduziert. Das Verbrennungslambda sinkt und die Temperatur des Abgasmassenstroms steigt an.

Wird das Verbrennungslambda durch Anhebung des Ladedrucks wieder erhöht, sinkt der innere Wirkungsgrad trotzdem. Grund dafür ist der Ladedruckanstieg und die damit verbundene Steigerung des Verdichtungs enddrucks. Der Ladedruck folgt dem in **Formel (8.3)** dargestellten Zusammenhang und bedingt zur Begrenzung des Spitzen drucks oder der Brennraumspitzentemperaturen eine isobare Energiezufuhr durch Verlagerung des SOI hin zu späten Spritzbeginnen.

$$p_{\text{Verdichtungsende}} = p_{\text{Ansaugrohr}} * \left( \frac{v_{\text{Kompression}}}{v_{\text{spez.Hubvolumen}}} \right)^{\kappa} = p_{\text{Ansaugrohr}} * (\varepsilon)^{\kappa} \text{ [bar]} \quad (8.3)$$

Zusammengefasst bedeutet dies, daß Maßnahmen zur Senkung der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen und zum Erreichen der Funktionstemperatur der AGN mit einer Reduktion des ind. Kraftstoffverbrauchs verbunden sind. Die nachfolgende **Abbildung 8.32** zeigt die Abhängigkeit bzw. die Wirkungskette im Überblick.



**Abbildung 8.32: Abhängigkeiten des inneren und Hochdruckwirkungsgrades, den  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen zur Zylinderfüllung, dem Einspritz-Regime und zum Verbrennungslambda.**

Bei der Untersuchung der Betriebsarten zur Zylinderabschaltung und aus den Betrachtungen zum 3up-Motorenkonzept ist eine Abhängigkeit des zyklischen Verlauf bzw. Schwankung des Druckverlaufs im Abgassammler und Ansaugrohr, sowie der Drehkraftverläufe vom Zündabstand erkennbar. Gemeint sind hiermit, die zwischen den Betriebsarten wechselnden zyklischen Druckschwankungen mit zykl. Drucküberhöhung oder Senkung. Dadurch wird:

- der Wirkungsgrad des Turboladers (insbesondere der Turbine), die Höhe des erreichbaren Ladedrucks,
- das zyklische Füllungsverhalten der einzelnen Zylinder und die Verteilung der Füllung untereinander bzgl.:
  - o Füllung mit Frischluft,
  - o rückgeführten Abgases

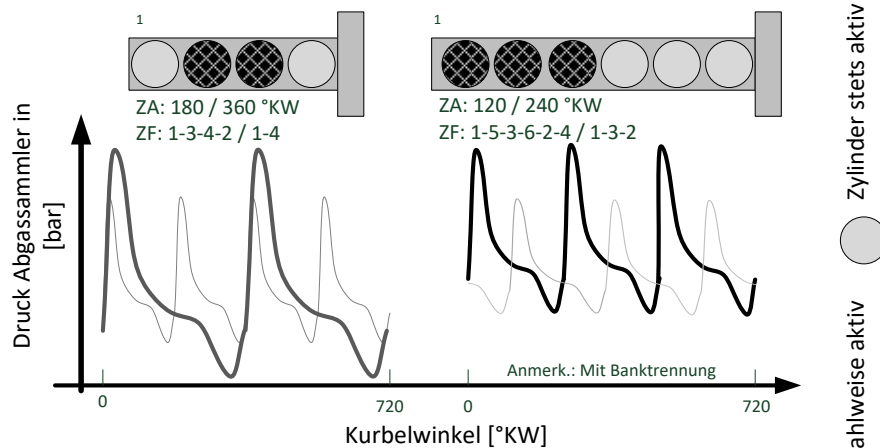
beeinflusst.

Aus der festgestellten Abhängigkeit vom Zündabstand, für den Betrieb bei **Zu-** oder **Abschaltung** von Zylindern ergibt sich ein zyklischer Verlauf des Drucks im Abgassammler bzw. im Ansaugrohr. So werden für die Unterscheidung der Betriebsarten die Begriffe der **symmetrischen** und **asymmetrischen** Ab- bzw.

Zuschaltung vorgeschlagen. Damit ergibt sich eine Beschreibung der Veränderung der Zündabstände und des jeweiligen Einflusses auf den Druckverlauf im Abgas- und Ansaugrohr bei den unterschiedlichen Betriebsarten. Charakterisiert wird damit, z.B. die gleichmäßige oder ungleichmäßige Beaufschlagung der Turbine und dem typischen zyklischen Verlauf der HD-AGR-Massenströme. Die nachfolgende **Abbildung 8.33** zeigt die prinzipielle Unterscheidung anhand der vorgeschlagenen Begriffe und anhand zwei gewählter Beispiele.

Beispiele für symmetrische Zylinder-**Abschaltung**

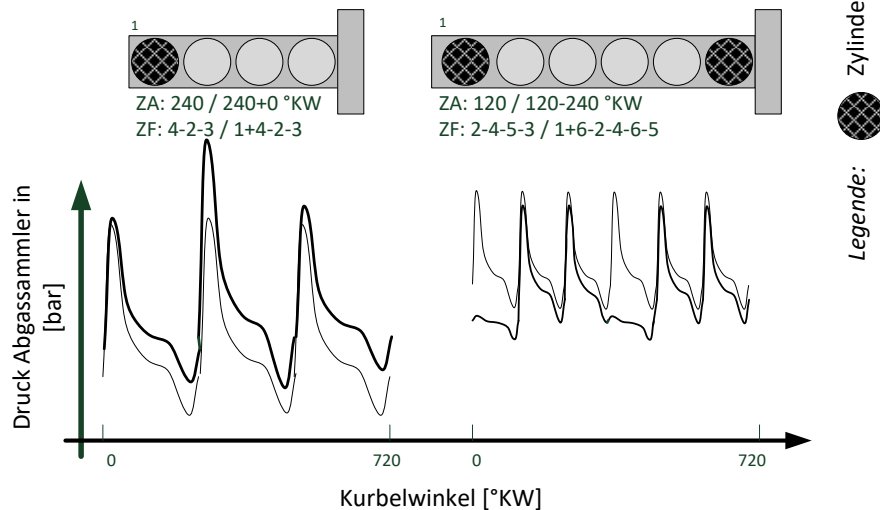
ZA = 720 °KW / z (Vollmotor) bzw. ZA = 720 ° KW / z - ZAbschaltung



**3up Motorenkonzept:**

Beispiele für ein asymmetrisches Zylinder-**Zuschalten**

ZA = 720 °KW / z (Vollmotor) bzw. ZA = 0 °KW bei Zuschaltung

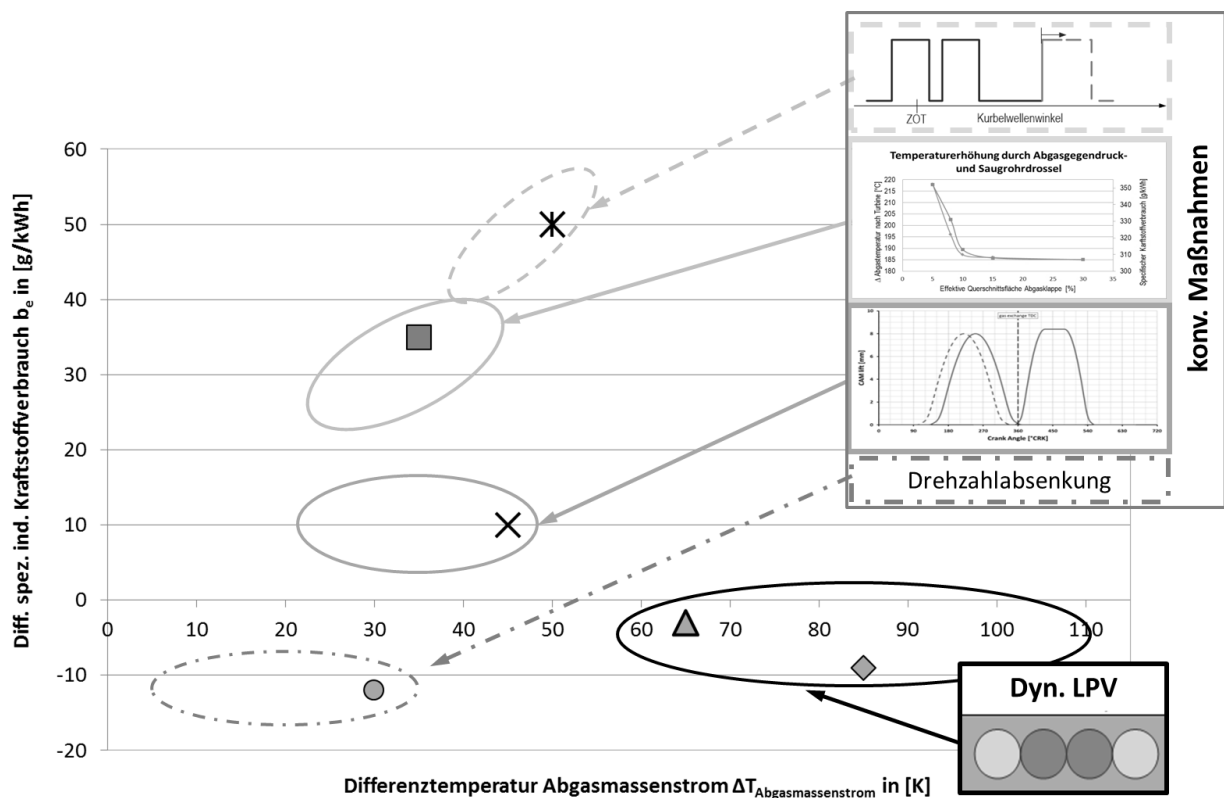


**Abbildung 8.33: Beispielhafte Darstellung der Unterscheidung in symmetrische und asymmetrische Zylinder Ab- bzw. Zuschaltung anhand gewählter Beispiele für Reihenmotoren.**

### 9. Zusammenfassung

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten ausführlichen thermodynamischen Analysen führen zu einem besseren Verständnis der Wechselwirkungen bei Nutzfahrzeugmotoren mit innerer Lastpunktverschiebung. Die vorliegenden Untersuchungen zeigen an real ausgeführten Motoren eine mögliche Steigerung der Temperatur des Abgasmassenstroms durch dyn. LPV um bis zu  $\Delta T_{\text{Abgasmassenstrom}} = +110 \text{ K}$  in einem großen Kennfeldbereich. Insbesondere ermöglicht das 3up-Motorenkonzept durch die symmetrische Zündfolge (gleichmäßige Zündabstände im Abschaltbetrieb) und den nur um  $+60 \text{ °KW}$  vergrößerten Zündabstand die Anhebung der Temperatur und der Enthalpie des Abgasmassenstroms im Leerlauf bzw. nahe der Leerlaufdrehzahl (ggü. dem Vollmotorbetrieb als Vierzylinder) umzusetzen.

Die nachfolgende Darstellung zeigt die mögliche Steigerung der Temperatur des Abgasmassenstroms im Vergleich bei unterschiedlichen Betriebsarten mit dyn. LPV. In der nachfolgenden **Abbildung 9.1** sind den konv. Maßnahmen (z.B. die Drosselung und die späte Einspritzung als Sonderbetriebsarten), sowie einer Phasenverstellung der Ventilsteuerzeiten im Vollmotorbetrieb der dyn. LPV gegenübergestellt.



**Abbildung 9.1: Vergleich verschiedenen motorischer Maßnahmen zur Anhebung der Temperatur des Abgasmassenstroms und der Differenz des erreichbaren ind. Kraftstoffverbrauchs bei einem ausgeführten Vierzylindermotor.**

Gegenüber dem Vollmotorbetrieb, z.B. mit Abgasdrosselung zur Steigerung der Temperatur des Abgasmassenstroms, wird durch dyn. LPV eine Verbesserung des eff. Kraftstoffverbrauchs von  $b_e > 40 \text{ g/kWh}$  bei niedrigen Motordrehmomenten erreicht.

Die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen steigen mit der LPV erwartungsgemäß an. Durch die Anpassung der Turboaufladung und damit der Druckverhältnisse werden im Abschaltbetrieb mit dem Basismotor vergleichbare  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen erreicht. Bei niedrigen Motordrehmomenten und -drehzahlen sinken zudem die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen durch eine reduzierte Zylinderfüllung bzw. Druck und Temperatur im Ansaugrohr. Wenn die Wirkungsgrade der LLK- und AGR-Kühler bei reduzierten Massenströmen steigen, reduzieren sich der Verdichtungsenddruck- und Temperatur und damit die für die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen bestimmenden Brennraumspitzentemperaturen. Gleichzeitig wird durch die höhere Temperatur des Abgasmassenstroms die Funktionstemperatur der AGN bereits bei niedrigeren Motordrehmomenten als im Vollmotorbetrieb erreicht. Der erreichbare Wirkungsgrad der AGN beim Betrieb mit kleinen Motordrehmomenten steigt ebenfalls an.

Der ind. Kraftstoffverbrauch  $b_i$  wird bei Dieselmotoren durch die AGR-Rate und das Verbrennungslambda definiert. Zusätzlich steigt die AGR-Verträglichkeit mit dem Verbrennungslambda und dem spez. Zylinderdrehmoment an. Bei Zylinderabschaltbetrieb werden trotz niedriger AGR-Raten teilweise vergleichbare  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen erreicht. Daher reduziert sich die notwendige AGR-Rate und der ind. Kraftstoffverbrauch  $b_i$  reduziert sich. Die spez. Ruß-Rohemissionen sinken mit der AGR-Rate und dem spez. Drehmoment. Der LdW-Mitteldruck sinkt bei eingeschalteter HD-AGR und variiert nur geringfügig mit der AGR-Rate und dem Motordrehmoment. Die maximal mögliche Reduktion des ind. Kraftstoffverbrauchs gegenüber dem Vollmotorbetrieb, wird bei niedrigen Motordrehmomenten mit  $\Delta b_i < -10$  bis  $15 \text{ g/kWh}$  außerhalb der Sonderbetriebsarten festgestellt.

Der Schwerpunkt der vorliegenden Untersuchungen ist die Analyse der thermodynamischen Verhältnisse im Betrieb mit niedrigen Motordrehmomenten. Die mögliche Verbesserung des spez. eff. Kraftstoffverbrauchs bei Zylinderabschaltung wird durch die Kompressionsarbeit die im abgeschalteten Zylinder und die Reibung der wahlweise abgeschalteten Zylinder reduziert. Der Reibmitteldruck  $p_{mr}$  wird durch die Kompressionsmitteldruck ( $p_{\text{Kompression}}$ ) im abgeschalteten Zylinder abhängig von der Motordrehzahl um bis zu  $\Delta p_{mr} < 0,25 \text{ bar}$  und durch die an die LPV gekoppelte Erhöhung des Raildrucks um zirka  $\Delta p_{mr} < 0,1 \text{ bar}$  erhöht.

Das untersuchte 3up-Motorkonzept, bietet durch die geringe Änderung des Zündabstandes (ZA) bei Abschaltbetrieb (ggü. Vollmotorbetrieb beim 4 - Zyl. - Betrieb) Vorteile bei der Auslegung der Spreizung der Turbinenmassenströme. Die zyklischen Druckschwankungen, die den Wirkungsgrad des Turboladers durch dessen zyklische Beaufschlagung bestimmen, reduzieren sich gegenüber konventioneller Abschaltkonzepte (d.h. 4-2 - Zyl. - Betrieb). Die Nachteile durch reduzierte Massenströme des symmetrischen Abschaltens mit einem  $\text{ZA} \geq 360^\circ \text{KW}$  werden beim 3up-Motorkonzept damit vermieden.

Durch den möglichen Abschaltbetrieb im Leerlauf und bei kleinen Drehzahlen wird eine effektive Anhebung der Abgastemperatur und des ind. Kraftstoffverbrauchs ggü. den konv. motorischen Maßnahmen im Vollmotorbetrieb gesenkt. Dadurch wird beim realen Fahrbetrieb eine Reduktion des spez. Kraftstoffverbrauch um bis zu 20 % für die Sonderbetriebsart zur Steigerung der Abgastemperatur erreicht. Weil das 3up-Motorenkonzept die Kombination bzw. parallelen Einsatz der konv. Maßnahmen zur Steigerung der Abgastemperatur ermöglichen, wird der Kennfeldbereich mit für die Abgasnachbehandlung ausreichenden Abgastemperaturen erweitert. Dadurch wird auch die Einhaltung sehr kleiner Grenzwerte bei niedrigen Drehmomenten ermöglicht. Da damit die Wirksamkeit der Abgasnachbehandlung ansteigt, werden die durch Nutzfahrzeuge innerstädtisch verursachten NO<sub>x</sub>-Emissionen und die für die für das Weltklima schädlichen CO<sub>2</sub>-Emissionen gesenkt.

Beim asymmetrischen Zuschalten eines Zylinders an der Vollast kommt es ohne Anpassung der Turboaufladung zur Verschlechterung des inneren Wirkungsgrades. Die optimale Auslegung bzgl. ind. Kraftstoffverbrauchs bei niedrigen Motordrehmomenten und Motordrehzahlen (Abschaltbetrieb) führt ohne Anpassung der Abgasführung und Turbinentypen zum signifikanten Anstieg der LdW-Mitteldrücke bei asymmetrischer Zuschaltung von Zylindern. Das asymmetrische Zuschalten führt ohne Anpassung der Abgasführung bzw. Flutentrennung zu einer zyklischen und von der Motordrehzahl abhängigen Zylinderfüllung. Über einen Arbeitstakt resultieren die zyklischen Druckschwankungen in Abgassammler und Ansaugrohr in Füllungsunterschieden zwischen den Zylindern.

Bei erfolgter Anpassung der Auslegung der Turboaufladung führt die Zylinderzuschaltung zur Absenkung der NO<sub>x</sub>-Rohemissionen, da das spez. Drehmoment (Beitrag je Zylinder bzw. Einzelzylinderlast) in der Teillast niedriger ist. Wird der zur Verfügung stehende hohe Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb zur weiteren Steigerung der AGR-Rate in der Vollast genutzt, ist zusätzlich eine Reduktion der NO<sub>x</sub>-Rohemissionen auch in der Motorvollast möglich. Damit ist eine Reduktion des Verbrauchs des Reduktionsmittels AdBlue© im Betrieb mit hohen Motordrehmomenten möglich.

Durch die aufgezeigte wechselseitige Abhängigkeit der AGR-Raten und der Dichte des Massenstroms im Ansaugrohr, d.h. des Verbrennungslambdas (rel. Verbrennungsluftverhältnis) zum Hochdruckwirkungsgrad, ermöglicht die dyn. LPV das Erreichen eines niedrigen Verbrennungslambdas bei einem hohen inneren Wirkungsgrad im gesamten Kennfeldbereich. Als Technologiebaustein zur Auslegung zukünftiger Dieselmotoren ermöglicht bzw. unterstützt die dyn. LPV die Reduktion der realen NO<sub>x</sub>-Emissionen bei gleichzeitig reduziertem realen Kraftstoffverbrauch.

## 10.Fazit und Ausblick

Bei Anpassung der Turboaufladung auf den Abschaltbetrieb bietet das 3up-Motorkonzept eine Reduktion des ind. Kraftstoffverbrauchs im Betrieb bei niedrigen Motordrehmomenten. So ist es möglich, den Leerlauf sowie den Betrieb bei leerlaufnahen Motordrehzahlen im Abschaltbetrieb umzusetzen. Grund dafür ist die gleichmäßige Zündfolge (ZF) und der geringfügig größere Zündabstand (ZA) von  $ZA = 240^\circ KW$  im Abschaltbetrieb. Gegenüber dem  $ZA = 180^\circ KW$  beim Basismotor ist dies mit einer geringeren Zunahme der Drehungleichförmigkeiten als bei konventionelle Zylinderabschaltung (4-2 - Zyl. - Betrieb) verbunden. Bei Verwendung der Motoren mit dynamischer Lastpunktverschiebung (mittels Zylinderabschaltung) in Fahrzeugen, die Fahrprofile mit hohem Leerlaufanteil, z.B. im innerstädtischen Lieferverkehr aufweisen, wird dadurch der indizierte Kraftstoffverbrauch bei gleichzeitig gesteigener Temperatur des Abgasmassenstroms ermöglicht. Zur Sicherstellung der Funktion der  $NO_x$ -Abgasnachbehandlung, d.h. ein schnelleres Erreichen der Funktionstemperatur nach Motorstart bei niedrigen Motordrehmomenten, sowie die Steigerung der Wirkungsgrade der AGN, ist eine nachhaltige Steigerung der Temperatur und Enthalpie des Abgasmassenstroms notwendig. Die dyn. LPV ermöglicht eine Erhöhung der Temperatur des Abgasmassenstroms bei niedrigeren spez. ind. Kraftstoffverbrauch im Vergleich zu konv. Maßnahmen im Vollmotorbetrieb. Zusätzlich ist die Kombination der Abschaltung beim 3up-Motorkonzept mit den konv. Maßnahmen zur Temperaturanhebung möglich. Somit werden die  $NO_x$ -Emissionen im realen Fahrbetrieb insbesondere im urbanen Verkehr nachhaltig gesenkt.

Durch Anpassung der Betriebsstrategie wird beim 3up-Motorenkonzept der hohe Motordrehmomenten-bedarf bei leichten Nutzfahrzeugen beim Anfahrvorgang zusätzlich unterstützt. Die Möglichkeit der schnellen Zuschaltung und der große Kennfeldbereich im Abschaltbetrieb minimieren die Umschaltverluste und verbessern die Fahrbarkeit.

Grundvoraussetzung für die Umsetzung dyn. LPV ist die Umsetzung einer variablen Ventilsteuerung. Diese Funktionalität ist bei der Mehrzahl der heute gebauten Dieselmotoren nicht vorhanden. Beim Dieselmotor sind die Funktionen zur Steuerung der Ventilsteuerzeit (Eventlänge bzw. Zeitpunkt des schließens der Einlassventile) und der Hubumschaltung vielversprechend, um eine Senkung des spez. Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen zu erreichen. Durch Limitierung der Zylinderfüllung mittels einer variablen Steuerung des Einlassventil Öffnungsdauer (z.B. variable Miller Steuerzeiten) ist eine Reduktion der  $NO_x$ -Rohemissionen beim Betrieb mit niedrigen bis mittleren Motordrehmomenten möglich. [22]

Verbunden mit der Reduktion der Frischluftmasse ist die Absenkung des Verbrennungslambdas. Zur Einhaltung der sinkenden  $NO_x$ -Emissionsgrenzwerte, z.B. spez.  $NO_x$ -Rohemissionen  $\dot{m}_{NO_x} < 0,025 \text{ g/kWh}$  bei der Ultra Low  $NO_x$  Gesetzgebung, wird zukünftig der bei Dieselmotoren große zur Verfügung



stehenden Bereich des Verbrennungslambdas ( $1,3 < \lambda_{\text{Verbrennung}} < 8$ ) im realen Fahrbetrieb deutlich reduziert. Eine Einschränkung des maximal möglichen Verbrennungslambdas (z.B.  $\lambda_{\text{Verbrennung}} < 2,4$ ) bei niedrigen Motordrehmomenten durch die notwendige Anhebung der Abgastemperatur, ist somit durch die vorgeschriebenen Emissionsgrenzwerte vorgegeben. Um zukünftig eine weitere Reduktion der NO<sub>x</sub>-Rohemissionen auch im realen Fahrbetrieb zu gewährleisten, wie dies bereits in allen relevanten Regionen der Welt beschlossen ist, wird der Betrieb bei einem hohen Verbrennungslambda, verbunden mit einem hohen inneren Wirkungsgrad, nur bei gleichzeitiger Sicherstellung der Funktions-temperatur der AGN möglich sein.

Das Erreichen der NO<sub>x</sub>-Emissionsgrenzwerte ausschließlich durch konventionellen motorische Maßnahmen (z.B. AGR) beim Betrieb mit kleinen Motordrehmomenten verschlechtert den inneren Wirkungsgrad. Damit steigen der spezifische Kraftstoffverbrauch bzw. die CO<sub>2</sub>-Emissionen an. Neue Technologien, Konzepte und Ansätze, wie das 3up-Motorenkonzept zur dyn. Lastpunktverschiebung, sind notwendig, um die gleichzeitige Anhebung der Temperatur bzw. Enthalpie des Abgasmassenstroms bei sinkenden oder zumindest nicht weiter ansteigenden CO<sub>2</sub>-Emissionen im Realfahrbetrieb zu ermöglichen.

Aus den vorliegenden Untersuchungen geht hervor, dass die Weiterentwicklung des 3up-Motorenkonzeptes eng mit der Optimierung der Turboaufladung verbunden ist. Gegenüber dem konventionellen Abschaltbetrieb beim Vierzylinder Dieselmotor reduzieren sich die Anforderungen beim 3up-Motorkonzept an die Spreizung des Luftmassenstroms. Trotzdem ist ein Kompromiss in der Auslegung zwischen dem asymmetrischen Zylinderzuschaltung und Vollmotorbetrieb zu finden. Gegenüber dem symmetrischen Abschaltbetrieb ist beim Zuschaltbetrieb für das zyklische Aufstauen vor Turbine ein Kompromiss bei der Auslegung der Turboaufladung zu entwickeln. Nachfolgende Arbeiten werden an dieser Stelle ansetzen und u.a. die Möglichkeiten elektrisch unterstützter Aufladesysteme, sowie die Optionen einer geänderten Konfiguration der Abgasführung prüfen.

Die fortschreitende Elektrifizierung der Antriebsstränge erhöht dabei die Anforderungen an die Bereitschaft und den Wirkungsgrad der AGN. Somit ergeben sich neben den Vorteilen durch elektrische Fahranteile auch zusätzliche Anforderungen, die mittels dyn. LPV beim Verbrennungsmotor vorteilhaft kombiniert werden können.

## 11. Anhang

### 11.1. Ausgewählte Motorkenndaten der Basismotoren

Tabelle 11.1: Ausgewählte Daten und Kennwerte zu den verwendet Basismotoren

Detail	Formel-zeichen	Einheit	MOTOR-M1	Motor-M2
Zertifizierung / Abgasnorm			TIER 4 final / stage 4	Euro 5b+
Hubvolumen		[ccm]	4498	2989
Motorbauform			Reihe 4 Zylinder	Reihe 4 Zylinder
Nockenwellenanordnung			OHV	DOHC
Ventilanordnung			4 Ventil	4 Ventil
Leistung (bei $n_{\text{nenn}}$ U/min)	$P_{\text{Nenn}}$	[kW]	149	85
Motordrehzahl bei Nennleistung	$n_{\text{Nenn}}$	[U/min]	2100	3800
Drehmoment (bei $MD_{\text{n\_max\_MD}}$ )	$M_{\text{Dmax}}$	[Nm]	725	315
Motordrehzahl bei max. Drehmoment	$n_{\text{M}_{\text{Dmax}}}$	[U/min]	1600	1500-3400
maximale Motordrehzahl	$n_{\text{max}}$	[U/min]	2400	3950
maximal zulässiger Zylinderdruck	$p_{\text{max}}$	[bar]	150	145
spez. Drehmoment maximal	$M_{\text{D\_spez}}$	[Nm/l]	161,1	105,0
spez. Leistung maximal	$P_{\text{e\_spez}}$	[kW/l]	33,11	28,33
Kolbenleistung	$P_{\text{e\_Ak}}$	[W/cm <sup>2</sup> ]	420,51	297,21
Mittlere Kolbengeschwindigkeit	$c_{\text{m}}$	[m/s]	4,5508	6,29
Ausgleichswellen 2ter Ordnung	-	-	ja	nein
Kolbendruck bei Nennleistung	$p_{\text{Ak, n\_Nenn}}$	[bar]	17,14	8,95
Eff. Verdichtungsverhältnis	$\epsilon_{\text{eff}}$	[-]	17,1 : 1	17,3:1
Typischer Verlustwinkel	$\alpha_{\text{Verlust}}$	[°KW]	0,9	0,75
Kolbenhub	s	[mm]	127	104,9
Bohrungsdurchmesser	D	[mm]	106,5	95,4
Hub/Bohrungsverhältnis	s/D	[-]	1,19	1,10

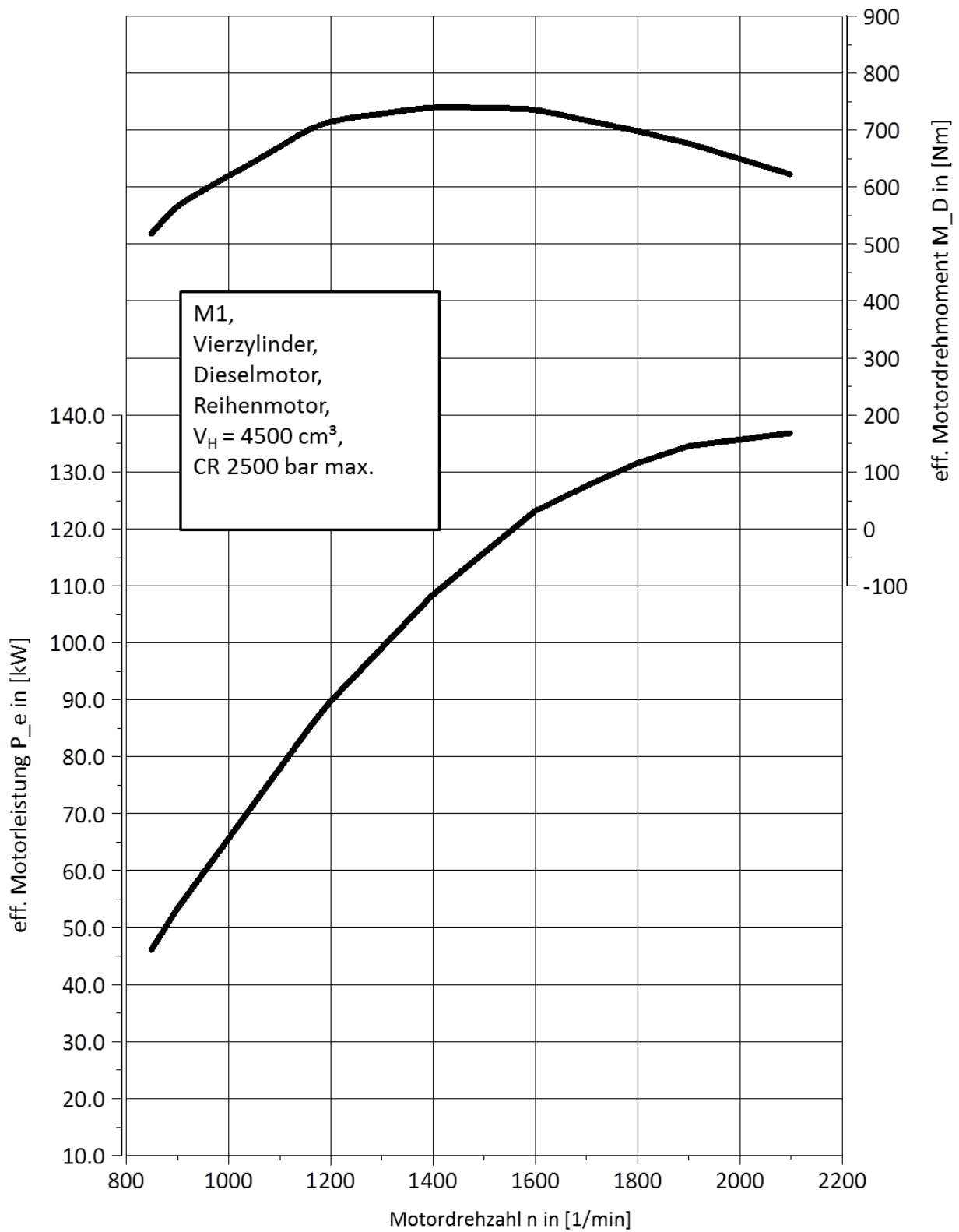


Abbildung 11.1: Eff. max. Motorleistung und Motordrehmoment – Basismotor, Motor M1.

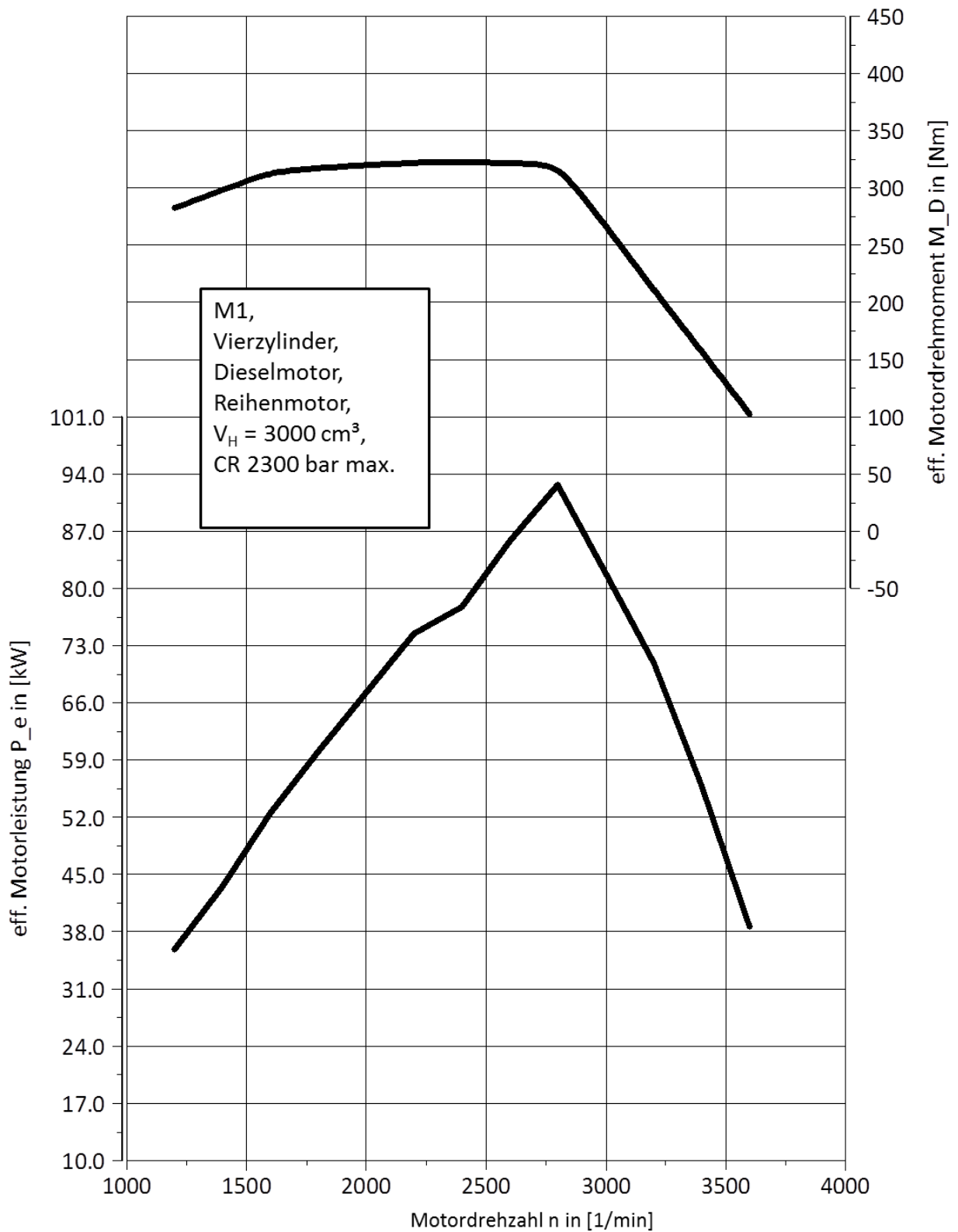


Abbildung 11.2: Eff. max. Motorleistung und Motordrehmoment – Basismotor, Motor M2.

## 11.2. Verwendete Indiziersensoren

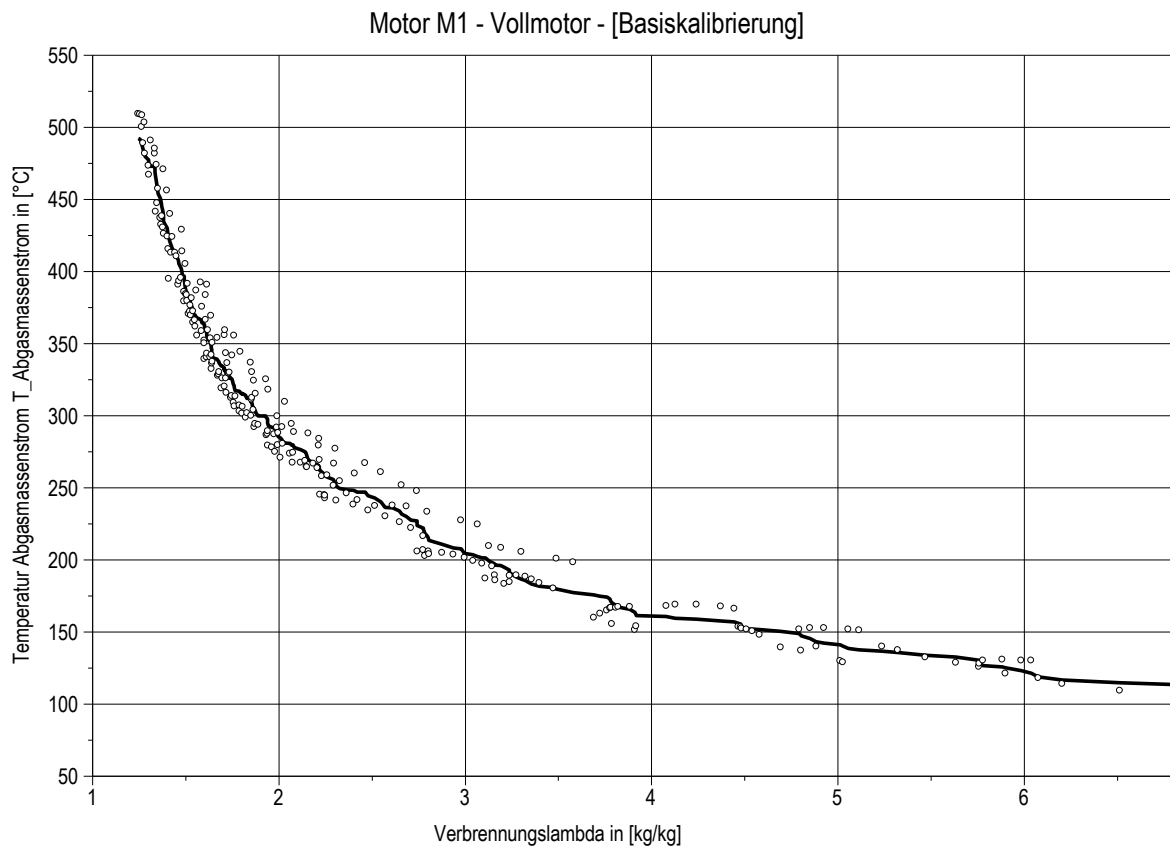
In der nachfolgenden Tabelle 11.2 sind die verwendeten Sensoren zu schnellen Druckindizierung im Zylinder bzw. im Ansaugrohr und Abgassammler aufgelistet.

**Tabelle 11.2: Verwendete Typen der Indizier Quarze**

Typ	Hersteller	Anzahl	Einsatz, Erfassung von	Adapter	Anmerkung
Indizierdrucksensor - Motor M1					
6056A42	Kistler	4	Zylinderdruck	Typ 6542Q534	auf Motor/Glühstift angepasster Kühladapter
4075A10	Kistler	2	Druck Ansaugrohr, Abgassammler	Typ 7533B	
Indizierdrucksensor - Motor M2					
GH13P	AVL	4	Zylinderdruck	Typ AG03/AG04	auf Motor/Glühstift angepasster Kühladapter
4075A10	Kistler	2	Druck Ansaugrohr, Abgassammler	Typ 7533B	

## 11.3. Zusammenhang zwischen Verbrennungslambda und Abgastemperatur

Die nachfolgende Darstellung Abbildung 11.3 zeigt die grundsätzlich Abhängigkeit der Temperatur des Abgasmassenstroms vom Verbrennungslambda anhand von realen Messwerten.



**Abbildung 11.3: Abhängigkeit der Temperatur des Abgasmassenstroms vom Verbrennungslambda.**

### 11.4. Tabellarische Darstellung der Meßwerte in ausgewählten Meßpunkten

**Tabelle 11.3: Zusammenfassung zu Messwerte im Ref.-Punkt zu den unterschiedlichen Betriebsarten**

Motor M1, n = 1600 U/min, M <sub>D</sub> = 200 Nm			Vollmotor	34 / 3 Zyl.	34 / 3+1 Zyl.
Spez. eff. Kraftstoffverbrauch	b <sub>e</sub>	[g/kWh]	231,42	235,50	247,00
Spez. ind. Kraftstoffverbrauch	b <sub>i</sub>	[g/kWh]	199,50	195,50	201,46
Spezifische NO <sub>x</sub> -Rohemissionsmassenstrom	m <sub>spez_NOx</sub>	[g/kWh]	1,624	2,074	1,565
Spezifische Ruß-Rohemissionsmassenstrom	m <sub>spez_Ruß</sub>	[mg/kWh]	15,01	7,29	25,65
<b>maximaler Zylinderdruck</b>	p <sub>max</sub>	[bar]	<b>82,3</b>	<b>85,0</b>	<b>81,9</b>
Mittlerer Druck Hochdruckschleife (aktive Zyl.)	p <sub>ih</sub>	[bar]	6,9667	9,1497	7,4399
Hochdruckwirkungsgrad (aktive Zyl.)	η <sub>pih</sub>	[-]	44,67	44,35	45,40
Mittlerer Druck LdW-Schleife (aktive Zyl.)	p <sub>il</sub>	[bar]	-0,4032	<b>-0,4380</b>	<b>-0,7042</b>
Mitteldruck (aktive Zyl.)	p <sub>mi</sub>	[bar]	6,440	<b>9,150</b>	<b>6,736</b>
<b>Innerer Wirkungsgrad</b>	η <sub>ind.</sub>	[-]	<b>41,4</b>	<b>42,7</b>	<b>41,1</b>
Turboladerdrehzahl HD-Turbolader	n <sub>TL_HD</sub>	[U/min]	105936	102090	106959
Turboladerdrehzahl ND-Turbolader	n <sub>TL_ND</sub>	[U/min]	45804	42636	48122
Turboladerwirkungsgrad	η <sub>TL</sub>	[-]	69,22	66,43	68,94
<b>Reibmitteldruck</b>	p <sub>mr</sub>	[bar]	-0,870	<b>-1,090</b>	<b>-1,226</b>
<b>Effektiver Wirkungsgrad</b>	η <sub>eff.</sub>	[-]	<b>35,80</b>	<b>35,62</b>	<b>33,64</b>
<b>Verbrennungslambda</b>	λ <sub>v</sub>	[-]	<b>2,156</b>	<b>1,800</b>	<b>2,009</b>
Abgastemperatur nach Turbolader	T <sub>Abgasmassenstrom</sub>	[°C]	263,8	323,4	277,2
<b>Luftmassenstrom</b>	m <sub>Ansaugluft</sub>	[kg/h]	<b>250,9</b>	<b>209,6</b>	<b>262,6</b>
Luftmassenstrom (aktive Zyl.)	m <sub>ansaugluft</sub>	[g/s]	17,421	14,554	<b>18,236</b>
<b>AGR-Rate</b>	X <sub>AGR</sub>	[%]	<b>29,3</b>	<b>18,2</b>	<b>32,6</b>
AGR Massenstrom	m <sub>AGR</sub>	[kg/h]	73,49	39,11	87,68
AGR Massenstrom (aktive Zyl.)	m <sub>agr</sub>	[g/s]	5,103	3,621	6,089
<b>Mittlerer Differenzdruck HD-AGR</b>	p <sub>AGR</sub>	[bar]	<b>0,272</b>	<b>0,131</b>	<b>0,275</b>
Mittlerer Druck im Ansaugrohr	p <sub>Ansaugrohr</sub>	[bar]	1,709	1,590	<b>1,691</b>
Mittlerer Druck im Abgassammler	p <sub>Abgassammler</sub>	[bar]	<b>1,981</b>	<b>1,721</b>	<b>1,966</b>
Druck Kraftstoffrail	p <sub>Rail</sub>	[bar]	1458	1615	1456

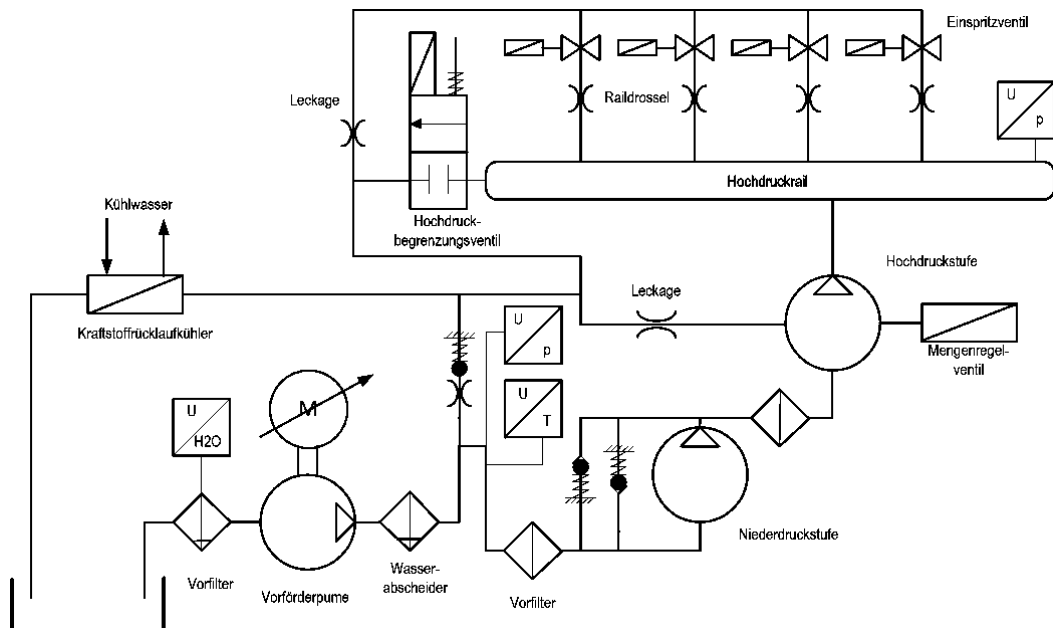
## 11.5. Tabellarische Zusammenfassung der Meßwerte bei Drehzahlvariation am Basismotor

**Tabelle 11.4: Zusammenfassung der Messwerte zur Drehzahlvariation beim Basismotor**

Motor M1, n = 1600 1/min, M <sub>D</sub> = 200 Nm			Vollmotor	34 / 3 Zyl.	34 / 3+1 Zyl.
Spez. eff. Kraftstoffverbrauch	b <sub>e</sub>	[g/kWh]	<b>231,42</b>	<b>235,50</b>	<b>247,00</b>
Spez. ind. Kraftstoffverbrauch	b <sub>i</sub>	[g/kWh]	<b>199,50</b>	<b>195,50</b>	<b>201,46</b>
Spezifische NO <sub>x</sub> -Rohemissionsmassenstrom	m <sub>spez_NOx</sub>	[g/kWh]	1,624	2,074	1,565
Spezifische Ruß-Rohemissionsmassenstrom	m <sub>spez_Ruß</sub>	[mg/kWh]	15,01	7,29	25,65
<b>maximaler Zylinderdruck</b>	p <sub>max</sub>	[bar]	<b>82,3</b>	<b>85,0</b>	<b>81,9</b>
Mittlerer Druck Hochdruckschleife (aktive Zyl.)	p <sub>ih</sub>	[bar]	6,9667	9,1497	7,4399
Hochdruckwirkungsgrad (aktive Zyl.)	η <sub>pih</sub>	[-]	44,67	44,35	45,40
Mittlerer Druck LdW-Schleife (aktive Zyl.)	p <sub>il</sub>	[bar]	-0,4032	<b>-0,4380</b>	<b>-0,7042</b>
Mitteldruck (aktive Zyl.)	p <sub>mi</sub>	[bar]	6,440	<b>9,150</b>	<b>6,736</b>
<b>Innerer Wirkungsgrad</b>	η <sub>ind.</sub>	[-]	<b>41,4</b>	<b>42,7</b>	<b>41,1</b>
Turboladerdrehzahl HD-Turbolader	n <sub>TL_HD</sub>	[U/min]	105936	102090	106959
Turboladerdrehzahl ND-Turbolader	n <sub>TL_ND</sub>	[U/min]	45804	42636	48122
Turboladerwirkungsgrad	η <sub>TL</sub>	[-]	69,22	66,43	68,94
<b>Reibmitteldruck</b>	p <sub>mr</sub>	[bar]	-0,870	<b>-1,090</b>	<b>-1,226</b>
<b>Effektiver Wirkungsgrad</b>	η <sub>eff.</sub>	[-]	<b>35,80</b>	<b>35,62</b>	<b>33,64</b>
<b>Verbrennungslambda</b>	λ <sub>v</sub>	[-]	<b>2,156</b>	<b>1,800</b>	<b>2,009</b>
Abgastemperatur nach Turbolader	T <sub>Abgasmassenstrom</sub>	[°C]	263,8	323,4	277,2
<b>Luftmassenstrom</b>	m <sub>Ansaugluft</sub>	[kg/h]	<b>250,9</b>	<b>209,6</b>	<b>262,6</b>
Luftmassenstrom (aktive Zyl.)	m <sub>ansaugluft</sub>	[g/s]	17,421	14,554	<b>18,236</b>
<b>AGR-Rate</b>	X <sub>AGR</sub>	[%]	<b>29,3</b>	<b>18,2</b>	<b>32,6</b>
AGR Massenstrom	m <sub>AGR</sub>	[kg/h]	73,49	39,11	87,68
AGR Massenstrom (aktive Zyl.)	m <sub>agr</sub>	[g/s]	5,103	3,621	6,089
<b>Mittlerer Differenzdruck HD-AGR</b>	p <sub>AGR</sub>	[bar]	<b>0,272</b>	<b>0,131</b>	<b>0,275</b>
Mittlerer Druck im Ansaugrohr	p <sub>Ansaugrohr</sub>	[bar]	1,709	1,590	<b>1,691</b>
Mittlerer Druck im Abgassammler	p <sub>Abgassammler</sub>	[bar]	<b>1,981</b>	<b>1,721</b>	<b>1,966</b>
Druck Kraftstoffrail	p <sub>Rail</sub>	[bar]	1458	1615	1456

### 11.6. Aufbau Hochdruckkraftstoffsystem der Basismotoren

Die achfolgende **Abbildung 11.4** zeigt den Aufbau des HD-Kraftstoffsystem als hydraulisches Flussdiagramm bzw. Schaltbild. Da bei beiden Basismotoren HD-Einspritzsystem der gleichen Systemgeneration und Zuliefers zum Einsatz kommen, ist der hydraulische Aufbau als weitgehend identisch zu betrachten.



**Abbildung 11.4: Übersicht zum Aufbau der Einspritzsysteme – Diesel Hochdruck Common Rail  
Einspritzung mit max.  $p_{\text{Rail}} < 2200$  bar.**



### 11.7. Verwendet Meßtechnik zur Emissionsbestimmung

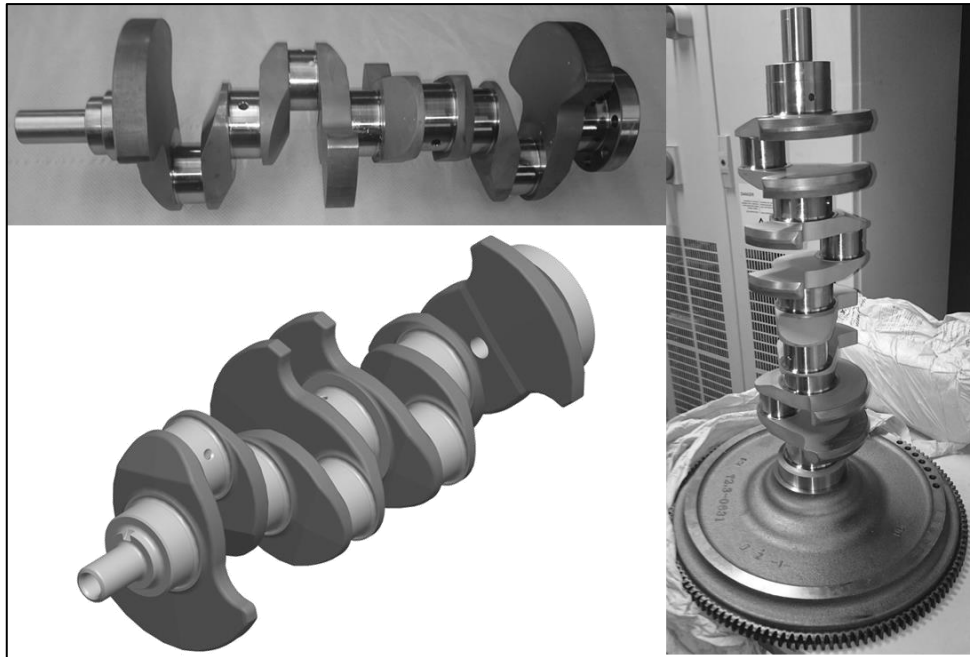
Die nachfolgende **Tabelle 11.5** der verwendete Messtechnik zur Erfassung der Emissionen bzw. Schadstoffe die drei verwendeten Messsysteme und deren Meßgrößen.

**Tabelle 11.5: Übersicht zu den die verwendeten Messsystemen zur Schadstoffmessung im Abgas**

#	Bezeichnung	Hersteller	zu erfassende Messgröße	Messverfahren/Typ	Messbereich	Einheit	Mess-unsicherheit	Reproduzierbarkeit	Anerm.:
1	Fourier Transformation InfraRotspektrometer (FTIR - SESAM) Typ: SESAM i60 AT3771D08	AVL	Volumenanteile von						
			NO <sub>x</sub>	Spectrometer	0 - 100000	[ppm]	< 100 ppm	< 50 ppm	
			NO	Spectrometer	0 - 100000	[ppm]	< 100 ppm	< 50 ppm	
			N <sub>2</sub> O	Spectrometer	0 - 100000	[ppm]	< 100 ppm	< 50 ppm	
			NO <sub>2</sub>	Spectrometer	0 - 100000	[ppm]	< 100 ppm	< 50 ppm	
			NH <sub>3</sub>	Spectrometer	0 - 500000	[ppm]	< 100 ppm	< 50 ppm	
			NMHC	Spectrometer	0 - 100000	[ppm]	< 100 ppm	< 50 ppm	
			CO <sub>2</sub>	Spectrometer	0 - 100000	[ppm]	< 100 ppm	< 50 ppm	
			CO	Spectrometer	0 - 100000	[ppm]	< 100 ppm	< 50 ppm	
			CH <sub>4</sub>	Spectrometer	0 - 100000	[ppm]	< 100 ppm	< 50 ppm	
			C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	Spectrometer	0 - 100000	[ppm]	< 100 ppm	< 50 ppm	
			C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Spectrometer	0 - 100000	[ppm]	< 100 ppm	< 50 ppm	
			C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	Spectrometer	0 - 100000	[ppm]	< 100 ppm	< 50 ppm	
			C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Spectrometer	0 - 100000	[ppm]	< 100 ppm	< 50 ppm	
			H <sub>2</sub> O	Spectrometer	0 - 100000	[ppm]	< 100 ppm	< 50 ppm	
O <sub>2</sub>	Paramagnetischer Detektor (PMD)	0 - 0,5	[%]	< 1% FS	< 0,5%				
2	AbgasMessAnlage (AMA) i60Typ: i60 AT2519D Mexa-ONE-FT	AVL horiba	CO <sub>2</sub> im Ansaugrohr	InfraRot Detector (IRD)	0 - 0,5	[%]	< 1% FS	< 0,5%	
			CO <sub>2</sub>	InfraRot Detector (IRD)	0 - 100000	[ppm]	< 1% FS	< 0,5%	alternativ
					0 - 8250	[ppm]	< 1% FS	< 0,5%	
			NO <sub>x</sub>	Chemilumineszen Detektor (CLD)	0 - 1000	[ppm]	< 1% FS	< 0,5%	alternativ
					0 - 2250	[ppm]	< 1% FS	< 0,5%	
			NO	Chemilumineszen Detektor (CLD)	0 - 1000	[ppm]	< 1% FS	< 0,5%	alternativ
					0 - 2250	[ppm]	< 1% FS	< 0,5%	
			NMHC	Flammenionisationsdetektor (FID)	1 - 10000	[ppm]	< 1% FS	< 0,5%	alternativ
			CO	InfraRot Detector (IRD)	0 - 8250	[ppm]	< 1% FS	< 0,5%	alternativ
					0 - 0,1	[%]	< 1% FS	< 0,5%	
			O <sub>2</sub>	Paramagnetischer Detektor (PMD)	0 - 1,8	[%]	<1% FS	< 0,5%	alternativ
		0 - 25	[%]	<1% FS	< 0,5%				
CH <sub>4</sub>	Flammenionisationsdetektor (FID)	0 - 9250	[ppm]	<1% FS	< 0,5%	alternativ			
THC	Flammenionisationsdetektor (FID) - HH (HH - High concentration, Heated)	0 - 100	[ppm]	<1% FS	< 0,5%	alternativ			
		0 - 10000	[ppm]	<1% FS	< 0,5%				
3	Micro Soot Sensor (MSS) Mexa-200SPC S	AVL horiba	Partikelmassenkonzentration	Photoakustischer Sensor	1 - 1000	[mg/m <sup>3</sup> ]	1 mg	< 0,5mg	

### 11.8. Prototypenteile für den Aufbau der Konzeptmotoren

Die nachfolgende **Abbildung 11.5** zeigt die im Wirbelfräsverfahren gefertigten Prototypenkurbelwellen für die den Aufbau der Konzeptmotoren zur Untersuchung des 3up-Motorkonzepts.



**Abbildung 11.5: 3up-Kurbelwelle – Skizze und Bilder Prototypenteile für den Aufbau der Konzeptmotoren (links Motor M1, rechts Motor M2).**

Neben der Änderung der Kröpfung der Kurbelwelle werden für den Aufbau der Konzeptmotoren Nockenwellen benötigt, die eine geänderte Zündfolge und Zündabstand ermöglichen. Nachfolgende **Abbildung 11.6** zeigt exemplarisch die Nockenwellen der Prototypen.



**Abbildung 11.6: Beispiele für die neu erstellten Nockenwelle für den 3up-Konzeptmotor**

### 11.9. Alternativer Konfigurationen des Turboladers und der Abgasanlage

Die nachfolgende **Tabelle 11.6** zeigt die Übersicht zu einer ersten Bewertung möglicher alternativer Konfigurationen der Turbolader und Abgasführung zu Reduktion des Phenomäns des Aufstauens im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb d.h. dem gleichzeitigen Ausschleiben zweier Zylinder.

**Tabelle 11.6: Mögliche Änderung der Konfiguration zur Reduktion des Phenomäns das Aufstauens vor Turbine im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb**

Var. #	Anpassung durch	AGR-Typ	Regelung durch	Turbinetyp		zyklisches Aufstauen vor Turbine		
				HD - TL	ND - TL	Volllast	AGR -Rate	Ladedruck @ niedrige n / max. M <sub>b</sub>
1.1.	Basismotor	HD-AGR	Bypass Klappe	Staudruck	Staudruck	Basis	Basis	Basis
1.2.	Bypass Zyl. 1 am HD-Turbolader (TL)	HD-AGR	Bypass Klappe	Staudruck	Raax	red. Amplituden	möglich / zu prüfen	zu prüfen
2.1.	Flutentrennung und getrennte Zuführung ND-TL	HD-AGR	Bypass Klappe	Staudruck	Staudruck	Basis	möglich	möglich
2.2.	Flutentrennung und getrennte Zuführung ND-TL	HD-AGR	Bypass Klappe	Staudruck	Raax	red. Amplituden	zu prüfen	zu prüfen
3.1.	Flutentrennung und getrennte Zuführung ND-TL	ND+HD-AGR	Bypass Klappe	Staudruck	Raax	red. Amplituden	möglich	möglich
3.2.	Flutentrennung und getrennte Zuführung ND-TL	ND-AGR	Bypass Klappe	Staudruck	Raax	red. Amplituden	möglich	zu prüfen
4.1.	Anpassung der Ventilsteuerzeiten	HD-AGR	Bypass Klappe	Staudruck	Raax	red. Amplituden	möglich	möglich
4.2.	Anpassung der Ventilsteuerzeiten	HD-AGR	Voll. Var. Ventiltrieb	Staudruck	Raax	red. Amplituden	möglich	zu prüfen
5.1.	Anpassung der Ventilsteuerzeiten	ND-AGR	Bypass Klappe	Staudruck	Raax	red. Amplituden	möglich	möglich
5.2.	Anpassung der Ventilsteuerzeiten	ND-AGR	Voll. Var. Ventiltrieb	Staudruck	Raax	red. Amplituden	möglich	zu prüfen
6.1.	Anpassung der Ventilsteuerzeiten	ND+HD-AGR	Bypass Klappe	Staudruck	Raax	red. Amplituden	möglich	möglich
6.2.	Anpassung der Ventilsteuerzeiten	ND+HD-AGR	Voll. Var. Ventiltrieb	Staudruck	Raax	red. Amplituden	möglich	zu prüfen

Anmerk: weitere Kombinationen werden nicht erfasst

## 11.10. Mess- und Kenngrößen

### Effektive Motorleistung

Die effektive Leistung ( $P_{eff.}$  oder  $P_e$ ) und das vom Motor abgegebene eff. Motordrehmoment  $M_D$  sind die wesentlichen Größen zur Beschreibung eines Motors. Über die Winkelgeschwindigkeit  $\omega = 2 \pi * f$  ( $f$  - Umlauffrequenz) sind beide Größen miteinander verbunden.

$$P_{eff.} = M_D * \omega \quad [kW] \quad (11.1)$$

Das vom Motor abgegebene eff. Motordrehmoment ist als Messgröße an der Bremsvorrichtung des Motors am Motorprüfstand direkt ablesbar.

### Zylinder und Motorhubvolumen

Eine weitere wichtige Größe zur Beschreibung eines Motors oder zur Beurteilung des Leistungsvermögens ist das Zylinderhubvolumen  $V_h$  (spez. Hubvolumen) und das Motorhubvolumen  $V_H$ :

$$V_H = V_h * z \quad [cm^3] \quad (11.2)$$

Wobei  $z$  die Anzahl der Zylinder des Motors darstellt.

### Effektiver Mitteldruck

Der effektive Mitteldruck ist eine bezogene Größe und dient zur Beschreibung des Lastzustandes des Motors. Insbesondere zum Vergleich der Lasten von Motoren unterschiedlicher Hubvolumen wird der **effektive Mitteldruck** verwendet.

$$p_{me} = \frac{P_{eff.}}{V_H * n * i} = \frac{2 \pi * M_D}{V_H * i} \quad [bar] \quad (11.3)$$

Die Arbeitsspielzahl  $i$  beträgt dabei 0,5 für Viertaktmotoren. Sie beschreibt die pro Motorumdrehung abgegebene Anzahl von Arbeitshüben eines Zylinders.

### Indizierte Mitteldruck und Leistung

Der indizierte Mitteldruck wird auch als indizierte Arbeit bezeichnet und wird am Prüfstand mit Hilfe eines Indiziersystem d.h. einer Einrichtung zur hochaufgelösten Messung der Zylinderdrücke mittels schneller Quarz basierter Drucksensoren, direkt bestimmt. Mit dem Indiziersystem wird der indizierte Druck über ein Arbeitsspiel hochaufgelöst, z.B.  $\varphi = 0,1$  °KW, gemessen werden. Damit man einen gemittelten Druck erhält, wird der Druck, wie in **Formel (11.4)** beschrieben, über 720 °KW (d.h. ein Arbeitsspiel) integriert.

$$p_{mi} = \frac{1}{V_H} * \int_{0^{\circ}KW}^{360^{\circ}KW} \frac{i}{i} p_{zyl.} * dV_H \text{ [bar]} \quad (11.4)$$

Der indizierte Mitteldruck muss stets größer als der effektive Mitteldruck sein. Die potentielle Energie, die in Form von Zylinderdruck vorliegt, wird durch den Hubkolben über den Kurbeltrieb in eine Drehbewegung und damit in eine effektive nutzbare mechanische Arbeit umgewandelt. Dieser Vorgang ist stets verlustbehaftet und bedingt, daß der effektive Mitteldruck um den Betrag des Reibmitteldruckes kleiner sein muss.

Damit lässt sich der indizierte Mitteldruck in die **indizierte Leistung**, oft auch als innere Leistung bezeichnet wird, umrechnen. Die nachfolgende **Formel (11.5)** zeigt den Zusammenhang.

$$P_i = p_{mi} * V_H * n * i \text{ [W]} \quad (11.5)$$

Für die Betrachtung wird auch die spezifische indizierte Leistung durch Umstellung nach  $P_i / V_H$  verwendet.

### Kraftstoffverbrauch

Der Kraftstoffverbrauch wird am Prüfstand für den Gesamtmotor messtechnisch erfasst. Die Angabe erfolgt als Massenstrom z.B. in Gramm pro Stunde oder Sekunde. Zur besseren Vergleichbarkeit des Kraftstoffverbrauchs unterschiedlicher Motoren werden die Kraftstoffmassenströme ( $\dot{m}_{Kraftstoff}$ ) bezogen. Aufgrund gesetzgeberischer Vorgaben bei der Fahrzeugzulassung wird bei PKW Motoren der Bezug zur zurückgelegten Wegstrecke (z.B. g/km) in definierten Zyklen dargestellt. In der Entwicklung sowie insbesondere bei Nutzfahrzeugen und Industriemotoren, wird der Kraftstoffverbrauch hingegen bezogen auf die effektive und indizierte Leistung. In **Formel (11.6.) und (11.7)** ist der Zusammenhang für den spez. effektiven Kraftstoffverbrauch  $b_e$  und dem spez. indizierten Kraftstoffverbrauch  $b_i$  dargestellt.

$$b_e = \frac{\dot{m}_{Kraftstoff}}{P_{eff.}} \left[ \frac{g}{kWh} \right] \quad (11.6)$$

$$b_i = \frac{\dot{m}_{Kraftstoff}}{P_i} \left[ \frac{g}{kWh} \right] \quad (11.7)$$

Die Darstellung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs basiert auf der indizierten Leistung und ermöglicht z.B. den Vergleich der Verbrennungsprozessführung (Hoch- und Niederdruck) ohne den Einfluss aus den Reibungsverhältnissen der Motoren.

### Druckverhältnis & Aufladegrad

Moderne Dieselmotoren werden zur Steigerung der Leistungsdichte bzw. zur Steigerung des effektiven Motordrehmomentes meist aufgeladen. Die Ladedruckverhältnisse  $\pi$  unterscheiden sich bei Dieselmotoren von denen bei Ottomotoren. Aufgrund der kloppfesten Verbrennung und der notwendigen AGR – Rate werden meist Ladedruckverhältnis  $\pi \gg 2$  realisiert. Gemeint sind bei den in der Literatur zu findenden Angaben zum Ladedruckverhältnis das **Verdichterdruckverhältnis  $\pi_V$** . Dieses wird unter Berücksichtigung der totalen Drücke vor und nach Verdichter wie in **Formel (11.8)** errechnet.

$$\pi_V = \frac{p_2^+}{p_1^+} [-] \quad (11.8)$$

$$\pi_T = \frac{p_4^+}{p_3^+} [-] \quad (11.9)$$

Dabei ist mit  $p_2$  der Druck nach Verdichter und mit  $p_1$  der Druck am Verdichtereintritt bezeichnet. Für die Turbinenseite zur Bestimmung des Turbinendruckverhältnisses  $\pi_T$  gilt die Beziehung analog. Eingesetzt werden für die Druckverhältnisse  $p_3$  Druck im Abgassammler bzw.  $p_4$  dem Druck auf der Turbinenaustrittsseite. Dabei sind die totalen Größen in den **Formeln (11.8) und (11.9)**, die mit einem ‚+‘ gekennzeichnet sind, zu verwenden.

$$p^+ = p + \rho * \frac{c^2}{2}. [bar] \quad (11.10)$$

Dazu werden totale Größen benötigt. Der totale Druck wird nach **Formel (6.10)** aus dem statischen Druck  $p$ , der Strömungsgeschwindigkeit  $c$  und der Dichte  $\rho$  errechnet. Nach Ausführungen von Golloch [4] ist es möglich, für kleine Strömungsgeschwindigkeiten und damit kleinen Machzahlen den Einfluß auf den Totaldruck zu vernachlässigen. Näherungsweise ist dann die Verwendung der statischen Drücke zulässig. Für die Turbinenseite ist aufgrund der starken zyklischen Belastung eine differenzierte Betrachtung notwendig. Vgl. dazu Golloch [4], Seite 149ff.

Der **Aufladegrad  $\delta_A$**  wird als Verhältnis der Fluidichten vor und nach Verdichter zur Bewertung von Aufladekonzepten verwendet. Der Aufladegrad ist somit als Indikator zu verstehen. Dieser wird mit Kenntnis der Druckverhältnisse und Massenströme nach **Formel (11.11)** errechnet.

$$\delta_A = \frac{\rho_2}{\rho_1} [-] \quad (11.11)$$

### Reibmitteldruck

Eine Größe zur Beurteilung der Motormechnik und der für den Antrieb der Nebenaggregate notwendigen Energie, die durch den Motor aufgebracht werden muss, ist der **Reibmitteldruck**. Der Reibmitteldruck ist als Messgröße am Motorprüfstand nicht unmittelbar messbar. Er wird als Differenz des indizierten und effektiven Mitteldruckes nach **Formel (11.12)** berechnet.

$$p_{mr} = p_{me} - p_{mi} \text{ [bar]} \quad (11.12)$$

### Turboladerwirkungsgrad

Die Bestimmung der Kompressor- und Turbinenwirkungsgrade gestaltet sich am Motorenprüfstand aufwendig. Vor und nach jeder Komponente (d.h. Turbinen- und Verdichterstufe) werden Messgrößen die in der folgenden Tabelle 11.7 zusammengefasst sind, erfasst.

**Tabelle 11.7: Messgrößen zur Turboladerwirkungsgradbestimmung (Dieselmotor)**

Messgröße	Beschreibung	Einheit	Typischer Wertbereich
T1	Temperatur Verdichter Eintritt	K	213 - 298
T2	Temperatur Verdichter Austritt	K	295 - 425
p1	Druck Verdichter Eintritt	Pa	100.000
p2	Druck Verdichter Austritt	Pa	100.000 - 350.000
T3	Temperatur Turbinen Eintritt	K	370 - 965
T4	Temperatur Turbinen Austritt	K	300 - 900
p3	Druck Turbinen Eintritt	Pa	100.000 - 400.000
p4	Druck Turbinen Austritt	Pa	100.000 - 150.000

Die Einzelwirkungsgrade für den Kompressor  $\eta_{\text{Verdichter}}$  ( $\eta_V$ ) und die Turbine  $\eta_{\text{Turbine}}$  ( $\eta_T$ ) werden wie folgt ermittelt. Typische Werte für die Wirkungsgrade der Turbolader ( $\eta_{TL}$ ) können der Literatur, z.B. bei Pucher et al. [12], entnommen werden und nehmen bei ausgeführten Motoren Wertebereiche zwischen 0,2 und 0,7 für den  $\eta_{TL}$  an. Der Turboladerwirkungsgrad wird durch Multiplikation der Verdichter und Turbinenwirkungsgrade bestimmt. Die nachfolgenden **Formeln (11.13)** bis **(11.15)** zeigen den Zusammenhang auf.

$$\eta_V = \frac{T_1 * \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\chi_V - 1}{\chi_V}} - 1 \right)}{T_2 - T_1} \text{ [-]} \quad (11.13)$$

$$\eta_T = \frac{(T_3 - T_4)}{T_3 * \left( \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\chi_T - 1}{\chi_T}} - 1 \right)} \text{ [-]} \quad (11.14)$$

$$\eta_{TL} = \eta_V * \eta_T [-] \quad (11.15)$$

Zur Berechnung sind die totalen Größen zu verwenden. Diese sind an Prüfständen aufgrund der starken zyklischen Schwankungen über ein Arbeitsspiel und bei unterschiedlichen Motordrehzahlen nur bedingt zu ermitteln. Auch werden die Mittelwerte der Messgrößen für vergleichende Betrachtungen, wenn z.B. die Zündfolge geändert wird, nur grobe Anhaltspunkte bzgl. des Turboladerwirkungsgrades liefern. Daher wird versucht diese Wirkungsgrade für den quasi stationären Fall mit Hilfe einer 1D-LdW-Simulation nachzubilden und zu plausibilisieren.

### Abgasrückführrate (AGR –Rate)

Für die Beurteilung des Brennverlaufes von aufgeladenen Dieselmotoren ist die Kenntnis der AGR Masse im Ansaugrohr notwendig. Diese wird mittels einer CO<sub>2</sub> Differenzmethode als Messwert durch CO<sub>2</sub> Konzentrationsbestimmung im Ansaugrohr im Vergleich zur Konzentration im Abgassammler bestimmt. Dazu muss eine kleine Probenmenge dem Ansaugrohr entnommen und die CO<sub>2</sub> Konzentration bestimmt werden. Dabei ist die AGR-Rate das Verhältnis des AGR-Massenstroms zu der dem Motor zugeführten Ansaugluft (Frischlufte). In der nachfolgenden **Formel (11.16)**, die bei Pischinger et al. [24] zu finden ist, wird der Zusammenhang dargestellt.

$$X_{AGR} = \frac{\dot{m}_{AGR}}{\dot{m}_{AGR} + \dot{m}_{Ansaugluft}} [-] \quad (11.16)$$

Zur Bestimmung der AGR-Rate direkt aus den CO<sub>2</sub> Konzentrationen im Abgas  $x_{CO_2,Abgas}$  und in der Ansaugluft  $x_{CO_2,Saugrohr}$  wird nachfolgende **Formel (11.17)** verwendet. Die Summe der Konzentrationen wird als  $x_{CO_2,ges.}$  numerisch bestimmt. Die **Formel (11.17)** zeigt den Zusammenhang bzw. Berechnungsvorschrift, die ebenfalls bei Pischinger et al. [24] zu finden ist.

$$X_{AGR} = \frac{(X_{CO_2,ges.} - X_{CO_2,Saugrohr})}{(X_{CO_2,Abgas} - X_{CO_2,Saugrohr})} [-] \quad (11.17)$$

### Emissionsbestimmung

Die Bestimmung von Rohemissionsmassenströmen aus den Schadstoffkonzentrationen sind für die Beurteilung motorischer Konzepte und den Vergleich motorischer Maßnahmen zur Senkung der Schadstoffemissionen Voraussetzung. Dazu werden diese auf dem Motorenprüfstand als Konzentration in einem dem Abgas entnommenen Probenvolumen bestimmt. Die gasförmigen Abgaskomponenten z.B. HC, CO, CO<sub>2</sub> und NO<sub>x</sub> werden in unterschiedlichen Analysatoren als Raumanteile ermittelt und dem molaren Anteil der Komponente entsprechen dann als Konzentrationen  $r_i$ , wie der **Formel (11.18)** zu entnehmen ist, ermittelt.



$$r_i = \frac{n_i}{n_{Abgas}} = \frac{\dot{n}_i}{\dot{n}_{Abgas}} \text{ [ppm]} \quad (11.18)$$

Von praktischem Wert zur Emissionsanalyse sind allerdings die Massenanteile bzw. der Massenstrom. Durch den Gesetzgeber wird der zulässige Emissionsmassenstrom einer Komponente z.B. je Zeiteinheit limitiert. Dieser Massenstrom wird meist auch auf die effektive Leistung bezogen dargestellt. In der folgenden **Formel (11.19)**, die den Zusammenhang zeigt, ist die jeweilig ermittelte Komponente mit ‚i‘ gekennzeichnet.

$$\dot{m}_i = r_i * \dot{m}_{Abgas} * \frac{M_i}{M_{Abgas}} \left[ \frac{g}{h} \right] \quad (11.19)$$

In der **Formel (6.19)** sind  $M_i$  und  $M_{Abgas}$  die molaren Massen der entsprechenden Komponente oder von Abgas. Der Abgasmassenstrom wird als Summe des Luftmassenstromes  $\dot{m}_{Ansaugluft}$  und der Kraftstoffmassenstroms  $\dot{m}_{Brennstoff}$  entsprechend ermittelt. Üblich ist auch die Darstellung des Massenstrom einer Abgaskomponente, bezogen auf die effektive Leistung, wie nachfolgend in **Formel (11.20)** dargestellt.

$$\dot{m}_{i_{spez.}} = \frac{\dot{m}_i}{P_e} \left[ \frac{g}{kWh} \right] \quad (11.20)$$

## Literaturverzeichnis

- [1] L. Walter, T. Wagner, H. Theissl, S. Flitsch und G. Hasenbichler, „Impact of CO<sub>2</sub> and ultra-low NO<sub>x</sub> legislation on commercial vehicle base engine,“ in *4th International Engine Congress*, Baden-Baden, 2017.
- [2] K. Mollenhauer und H. Tschöke, *Handbuch Dieselmotoren*, Bd. 3te Auflage, Wiesbaden: Springer-Verlag, Heidelberg, 2007.
- [3] K. Reif, „Dieselmotoren Management im Überblick, 1. Aufl.,“ in *Springer + Vieweg*, Wiesbaden, 2010.
- [4] C. Walz, „NO<sub>x</sub>-Minderung nach dem SCR-Verfahren: Untersuchungen zum Einfluß des,“ Universität Karlsruhe, Karlsruhe, 2000.
- [5] J. Addo-Mensah, „Methoden zur Charakterisierung und Qualitätsprüfung von SCR-Katalysatoren und SCR-schichteten Partikelfiltern in Dieselfahrzeugen,“ TU Darmstadt, Darmstadt, 2013.
- [6] M. Weißbäck, R. Dreisbach, B. Enzi, M. Grubmueller, K. Hadl, S. Krapf und W. Schöffmann, „Diesel - Quo Vadis,“ in *Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien, 2017.
- [7] R. Golloch, *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*, Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag Heidelberg, 2005.
- [8] H. Middendorf, J. Theobald, L. Lang und K. Hartel, „The 1.4l TSI Gasoline engine with cylinder deactivation,“ *MTZ*, Bd. Vol 73., Nr. 03/2012, pp. 5-10, 2012.
- [9] F. Eichler, W. Demmelbauer-Ebner, J. Theobald, B. Stiebels, H. Hoffmeyer und M. Kreft, „Der neue EA211 TSI(C) evo von Volkswagen,“ in *Wiener Motorensymposium*, Wien, 2016.
- [10] F. Lauer, „Drosselfreie Laststeuerung und Zylinderabschaltung mit mechanisch vollvariablem Ventiltrieb am turboaufgeladenen Ottomotor,“ *VKM Schriftenreihe*, Band 12,, KAiserslautern, 2013.
- [11] Mahle GmbH Stuttgart, *Ventiltrieb, Systeme und Komponenten*, Wiesbaden: Springer Vieweg Fachmedien, 2013.
- [12] M. Grigo, R. Wurms, R. Budack, J. Helbig, Z. Lange und W. Trost, „Der neue 2,0l TFSI Motor mit Audi valvelift system,“ *MTZ, Sonderausgabe MTZ und ATZ*, pp. 30-31, 06 2008.
- [13] M. Scheidt und H. Faust, „Möglichkeiten und Grenzen der Zylinderabschaltung im Antriebsstrang,“ *MTZ*, pp. 82-87, 06 2016.
- [14] D. Pagliari und M. Cecur, „Dynamic Cylinder De-Activation: System Approach and Performance Potential,“ in *24th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, Aachen, 2015.

- [15] H. Pucher und K. Zinner, *Aufladung von Verbrennungsmotoren*, Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2012, 4te Auflage.
- [16] P. Pillai, J. Russo und M. van Benschoten, „Analytical and Experimental Evaluation of Cylinder Deactivation on a Diesel Engine,“ *SAE international*, Detroit, 2015.
- [17] W. Monschein, D. P. Grabner und U.-P. D. H. Eichlseder, „15. Internationales Stuttgarter Symposium, Proc.,“ in *15. Internationales Stuttgarter Symposium*, Wiesbaden, Springer Fachmedien, 2015, p. 353 ff.
- [18] P. Methfessel und K. Eichler, „Effects of the reduction of the number of cylinders of commercial engines on the combustion und friction determined with a method of engine map scaling,“ in *Internationales Colloquium Automobile and Engine Technolgy*, Aachen, 2015.
- [19] J.-P. Zammit, M. J. McGhee, P. J. Shayler und I. Pegg, „The influence of cylinder deactivation on the emissions and fuel economy of a four-cylinder directinjection diesel engine,“ *Proc IMechE Part D: Journal Automobile Engineering*, Bd. 228(2), pp. 202-217, 2014.
- [20] J. McCarthy, L. Walter und H. Theissl, „Improving commercial vehicle emission and fuel economy with engine temperaturr management using valve actuation,“ in *4th International Engine Congress*, Baden-Baden, 2017.
- [21] H. Mo, Y. Huang, X. Mao und B. Zhuo, „The effect of cylinder deactivation on the performance of a Diesel engine,“ *SAGE, Proc IMechE Part D, Journal Automobile Engineering*, Bd. 228(2), pp. 199-205, 2014.
- [22] A. Temp, Autor, *Potenziale einer variablen Auslasssteuerzeit mit Ventilhubphasing und eines 2d Event des Auslassventils an einem Common Rail Dieselmotor*. [Performance]. Disseration Technische Universität Kaiserslautern, 2014.
- [23] S. Schneider und S. Naujoks, „Variable valve Timing of intake valves of a heavy-duty Diesel engine as a way to improve fuel consumption,“ in *16. Internationales Stuttgarter Symposium*, Stuttgart, 2016.
- [24] J. Bergmaier, G. Wachtmeister, P. Fischer, H. Plaum und K. Stahl, „Slit-crankshaft engine: concept for a combustion with a two-piece disengageble crankshaft,“ in *14. Internationales Stuttgarter Symposium*, Stuttgart, 2014.
- [25] S. Doller, S. Franke, S. Sengpeihl und T. Semper, „IAV-Zuschaltkonzept zur CO<sub>2</sub>-Reduzierung bei Ottomotoren,“ *MTZ*, Bd. 74. Jahrgang, Nr. 12/2013, pp. 960-965, 2013.
- [26] D. Kovács, S. Gehrke und P. Eilts, „Potenzial von Luftpfadvariabilitätenam NfZ-Motor,“ *MTZ*, Bd. 76. Jahrgang, Nr. 11/2015, pp. 76-82, 2015.
- [27] T. Heiduk, U. Weiß, A. Fröhlich und A. Pfäffle, „Der neue V8-TDI-Motor von Audi,“ *MTZ*, Bd. Jahrgang 77, Nr. 07-08/2016, pp. 40-44, 2016.
- [28] C. Severin, F. Brunar, M. Brauer, M. Diezeman, W. Schultalbers, G. Buschmann, M. Kratzsch und K. Blumenröder, „Potentiale einer hochintegrierten Abgasnachbehandlung für zukünftige PKW

- Dieselmotoren,“ in *38. Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien, 2017.
- [29] R. Pischinger, T. Sams und M. Klell, *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, Wien: Springer Verlag, 2002.
- [30] M. Ernst, J. Keffel und D. Koch, „The latest generation of Daimler's 10.7l heavy-duty engine,“ in *4th International Engine Conference*, Baden-Baden, 2017.
- [31] S. Hirschmann, T. Malischewski, U. Haubold und B. Tilch, „Variable valve trains in heavy-duty engines - benefits and design,“ Wiesbaden, Neuulm, 2016.
- [32] M. Ernst, J. Kleffel und D. Koch, „The latest generation of Daimlers 10.7l heavy-Duty engine,“ in *Internationales Motorensymposium 2017*, Baden-Baden, 2017.
- [33] M. Fleiss, R. Burenius, G. Almkvist und J. Björkholtz, „The new Volvo 235hp Diesel Engine with Extreme Take-Off Performance,“ in *24th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, Aachen, 2015.
- [34] E. Neuberger, „Lachgas und Methan in der Abgasnachbehandlung von PKW Dieselmotoren,“ VKM, Schriftenreihe, Band 16, Kaiserslautern, 2015.
- [35] S. Schraml, D. Rothe, F. Lutz und I. Zuther, „Highly integrated exhaust gas aftertreatment systems in heavy-duty applications,“ in *Internationaler Motorenkongress*, Baden-Baden, 2017.
- [36] D. Shimo, T. Onishi, S. Morinaga, K. Hirabayashi, Y. Hayashi und H. Takamatsu, „The new small Diesel Engine Mazda SKYACTIC-D 1.5,“ in *24th Aachen Colloquium Autobie and Engine Technology*, Aachen, 2015.
- [37] C. Brünglinghaus, „[www.springerprofessional.de](http://www.springerprofessional.de),“ 20 06 2016. [Online]. Available: <https://www.springerprofessional.de/aufladung/ottomotor/conti-turbolader-mit-raax-turbinentechnik-im-audi-a3-in-serie>. [Zugriff am 31 10 2017].

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Prinzip der Abgasturboaufladung.....	3
Abbildung 2.2: AGR Konzepte im Überblick. [2] .....	4
Abbildung 2.3: Funktionsprinzip und Aufbau - Common Rail Einspritzsystem [2]. .....	5
Abbildung 2.4: Aufbau eines typischen EUVI Abgasnachbehandlungssystems (Bildquelle: Fa. BOSCH – entnommen bei Reif et al. [2]).....	7
Abbildung 2.5: NO <sub>x</sub> – Konvertierungsraten im AGN-System in Abhängigkeit der Abgastemperatur, der Beschichtung und der NO <sub>2</sub> Konzentration im Abgas. [3] .....	8
Abbildung 4.1: Beispiel für ein Verbrauchskennfeld, spez. eff. Kraftstoffverbrauch - Reihenvierzylinder Dieselmotor für leichte Nutzfahrzeuge.....	12
Abbildung 4.2: Typischer Last / Drehzahlbereich bei dyn. Lastpunktverschiebung bei Vierzylinder-Ottomotoren. [5] .....	16
Abbildung 4.3: Darstellung des möglichen Potentials durch innere Lastpunktverschiebung. ....	20
Abbildung 4.4: 3up-Motorenkonzept, gestufte Ab- und Zuschaltung der Zylinder – Überblick zu den möglichen Betriebsarten.....	21
Abbildung 4.5: Konzeptbeispiel einer Betriebsstrategie für das 3up-Motorenkonzept.....	22
Abbildung 4.6: Angestrebte Optimierungen nach Bereichen im Kennfeld bei Dieselmotoren am Beispiel für einen Nutzfahrzeugmotor – prinzipielle Darstellung. ....	23
Abbildung 5.1: Kurbelstern für den 4-Zyl. - Vollmotorbetrieb im Vergleich zum 4-2 Zyl. - Abschaltbetrieb. ....	26
Abbildung 5.2: Kurbelsterne für 3up-Konzeptmotor im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb, 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb und dem 34 / 4-2 - Zyl. - Abschaltbetrieb. ....	27
Abbildung 5.3: Überblick zur Nockenauflösung für den 3up-Konzeptmotor zur Realisierung des Konzeptmotors auf Basis des Motors M1.....	28
Abbildung 5.4: 3up-Motorkonzept, Vektordarstellung - Freie Kräfte und Momente. ....	30
Abbildung 5.5: Freie Kräfte und Momente beim 4-Zylinder im Vergleich zur Auslegung beim 3up-Motorenkonzept. ....	31
Abbildung 5.6: Beispiel der Ausführung der Pleuellwelle für den 3up-Konzeptmotor im Vergleich zur originalen Pleuellwelle des Basismotors. ....	32
Abbildung 5.7: Variation der "Auslass Öffnen" Steuerzeit zur Optimierung des spez. Kraftstoffverbrauchs und der Abgastemperatur. ....	34
Abbildung 5.8: Vergleich der Reibmitteldrücke im Schleppbetrieb von Basismotors und den Konzeptmotoraufbauten. ....	35
Abbildung 6.1: Übersicht über das Simulationsmodells (GT-CRANK) zur Simulation der Drehungleichförmigkeiten und Auslegung des Prüfstandsbaus, beispielhafte Darstellung für die Motorvariante M1.....	36
Abbildung 6.2: Übersicht zum verwendeten Simulationsmodell (GT suite – Power) zur LdW-Simulation, beispielhaft Darstellung für die Motorvariante M2.....	37
Abbildung 6.3: Übersicht zum Aufbau und der Ausrüstung der zur Verfügung stehenden Motorenprüfstände. ....	39
Abbildung 6.4: Konzept zur Realisierung der Ansteuerung der Einspritzung zur Anpassung an die geänderte Zündfolge mittels Adapterbox.....	41
Abbildung 6.5: Konzept zur Verschiebung Einspritzsignale zur Anpassung der Zündfolge und des geänderten Zündabstand beim 3up-Konzeptmotor.....	42
Abbildung 6.6: Beispielhafte Darstellung für den Abgleich des Stromprofils zur Ansteuerung der Einspritzventile mittels Adapterbox.....	42

Abbildung 7.1: Vergleich der Abgastemperatur und AGR-Raten in den unterschiedlichen Betriebsarten im Ref.-Punkt. ....	44
Abbildung 7.2: Vergleich der Abgastemperatur in den unterschiedlichen Betriebsarten als Lastschnitt. ....	45
Abbildung 7.3: Vergleich des Verbrennungslambdas für die unterschiedlichen Betriebsarten.....	46
Abbildung 7.4: Änderung der Abgastemperatur und des Verbrennungslambdas bei Variation der AGR-Rate, im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb. ....	47
Abbildung 7.5: Mögliche Steigerung der Abgastemperatur durch Absenkung des Verbrennungslambdas bei Steigerung der AGR-Rate. ....	48
Abbildung 7.6: Spezifische NO <sub>x</sub> -Rohemissionen im Vergleich der Betriebsarten des 3up-Konzeptmotor zum Basismotor. ....	49
Abbildung 7.7: Spez. NO <sub>x</sub> -Rohemissionen im Lastschnitt Vergleich der Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors mit dem Betriebsarten.....	50
Abbildung 7.8: Vergleich des Zylinderspitzen drucks p <sub>max</sub> im Lastschnitt im Vergleich der Betriebsarten. ....	51
Abbildung 7.9: Spez. ind. NO <sub>x</sub> - und Ruß-Rohemissionen bei Variation der AGR-Rate im 34 / 3 - Zyl. Betrieb.....	52
Abbildung 7.10: Spez. Ruß-Rohemissionen im Vergleich der Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors zum Basismotor. ....	53
Abbildung 7.11: Mögliche AGR-Rate (XAGR) in den unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors und im 4-2 - Zyl. - Betrieb im Vergleich zum Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr beim Vollmotor. ....	53
Abbildung 7.12: Vergleich des spez. ind. Kraftstoffverbrauch der unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotor und 4-2 - Zyl. - Betrieb zum Basismotor. ....	54
Abbildung 7.13: Vergleich spez. eff. Kraftstoffverbrauch der unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors und im 4-2 - Zyl. - Betrieb zum Basismotor.....	55
Abbildung 7.14: Vergleich der Wirkungsgrade Hochdruckanteile im Zylinderdruckverlauf bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up Konzeptmotors zum Basismotor. ....	56
Abbildung 7.15: Hochdruckwirkungsgrad und Verbrennungslambda bei Variation der AGR-Rate. ....	57
Abbildung 7.16: Hochdruckwirkungsgrad als Funktion des Verbrennungslambdas bei LPV im Vergleich zum Basismotor. ....	58
Abbildung 7.17: Verlauf des Hochdruckwirkungsgrades als Funktion des Verbrennungslambdas bei unterschiedlichen AGR-Raten und Motordrehzahlen. ....	59
Abbildung 7.18: Vergleich des mittleren Drucks der LdW-Mitteldrucks bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors im Vergleich zum Basismotor.....	60
Abbildung 7.19: Vergleich der AGR-Rate, Zusammensetzung Zylinderfüllung und spez. Zylindermasse bei den unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors zum Basismotor.....	60
Abbildung 7.20: LdW-Mitteldruck und Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr bei Variation der AGR-Rate.....	61
Abbildung 7.21: LdW-Mitteldruck und Differenzdruck zwischen Abgassammler und Ansaugrohr bei Variation der AGR-Rate im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb.....	62
Abbildung 7.22: Spez. ind. Kraftstoffverbrauch als Funktion des LdW-Mitteldrucks p <sub>il</sub> anhand eine Beispiellastpunktes im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb.....	63
Abbildung 7.23: Vergleich innere Wirkungsgrad η <sub>ind</sub> . bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors zum Basismotor.....	64
Abbildung 7.24: Abhängigkeit des spez. ind. Kraftstoffverbrauchs vom Verbrennungslambda un der AGR-Rate im Vergleich zwischen 34 / 3 - Zyl. - Betrieb im Vergleich zum Basismotor.....	64

Abbildung 7.25: Vergleich des spez. ind. Kraftstoffverbrauchs beim 34 / 3 - Zyl. - Betrieb ggü. dem Basismotor im Lastschnitt. ....	65
Abbildung 7.26: Vergleich des spez. ind. Kraftstoffverbrauchs beim 34 / 3 - Zyl. Betrieb ggü. dem Basismotor im Lastschnitt bei vergleichbaren NO <sub>x</sub> -Rohemissionen und optimiertem Luftaufwand. ....	66
Abbildung 7.27: Vergleich der erreichten Volllast im 34 / 3 - Zyl. - Betrieb mit dem Basismotor im Drehzahlschnitt. ....	67
Abbildung 7.28: Parametervergleich im Vergleich zwischen 34 / 3 - Zyl. - Betrieb und Basimotor im Drehzahlschnitt; Zylinderspitzenndruck p <sub>max</sub> , Druck im Ansaugrohr und Luftmasse (gesamt, spez.) an der motorischen Volllast.....	68
Abbildung 7.29: Parametervergleich im Vergleich zwischen 34 / 3 - Zyl. - Betrieb und Basimotor im Drehzahlschnitt; Druckdifferenz zwischen Abgassammler und Ansaugrohr, Temperatur im Ansaugrohr, Verbrennungslambda und AGR-Rate an der motorischen Volllast.....	69
Abbildung 7.30: Beispielhafte Darstellung der Verteilung Zylinderspitzenndruck p <sub>max</sub> zwischen den Zylindern. ....	70
Abbildung 7.31: Vergleich des LdW-Mitteldrucks beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb im Vergleich zum Vollmotor. ....	71
Abbildung 7.32: Beispielhafte Darstellung: pV-Diagramm für den LdW beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb. ....	72
Abbildung 8.1: Beispiel Abgasdrosselung: spez. Kraftstoffverbrauch bei bei Steigerung der Abgastemperatur T <sub>Abgasmassenstrom</sub> .....	74
Abbildung 8.2: Vergleich unterschiedlicher Konzepte bzw. Methoden zur Anhebung der Abgastemperatur bzgl. erreichbarer Steigerung der Abgastemperatur und die damit verbundenen spez. Kraftstoffverbrauch. ....	75
Abbildung 8.3: Vergleich der Temperaturen des Abgasmassenstroms bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up Motorkonzeptes zum Basismotor, Betrieb im Ref.-Punkt und bei Variation der Motordrehzahl im Vollmotorbetrieb bei konst. Motorleistung. ....	76
Abbildung 8.4: Vergleich der NO <sub>x</sub> - und Ruß-Rohemissionen bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Motorenkonzeptes und bei Drehzahlvariation.....	78
Abbildung 8.5: Vergleich der NO <sub>x</sub> - und Ruß-Rohemissionen bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors ggü. dem Basismotors und bei Drehzahlvariation. ....	79
Abbildung 8.6: Darstellung zum theoretischen Gütegrad von turboaufgeladenen Dieselmotoren. [22].	81
Abbildung 8.7: Beispiel für LdW-Mitteldruck als Kennfeld über Last und Motordrehzahl.....	82
Abbildung 8.8: Maximal mögliche gemessene Verbesserung des ind. Kraftstoffverbrauchs b <sub>i</sub> bei LPV, bei vergleichbaren Verbrennungsrandbedingungen ggü. dem originalen Lastpunkt, im Kennfeld eines ausgeführten Motors. ....	83
Abbildung 8.9: Abhängigkeit der NO <sub>x</sub> -Rohemissionen und Hochdruckwirkungsgrad vom gewählten Spritzbeginn. ....	85
Abbildung 8.10: Vergleich der realen Verbesserung des ind. Kraftstoffverbrauchs beim 34 / 3 - Zyl. - Betrieb im Vergleich zum Basismotor im Lastschnitt. ....	87
Abbildung 8.11: Vergleich spez. Kraftstoffverbrauch bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Motorkonzeptes mit dem Basismotors und mit Drehzahlvariation. ....	89
Abbildung 8.12: Vergleich des Hochdruckwirkungsgrades bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors und mit Drehzahlenvariation beim Basismotor. ....	90
Abbildung 8.13: Vergleich des LdW-mitteldrucks bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors ggü. dem Basismotors und bei Drehzahlenvariation. ....	91

Abbildung 8.14: Vergleich des inneren Wirkungsgrades bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors ggü. dem Basismotors und bei Drehzahlenvariation. ....	92
Abbildung 8.15: Vergleich des Differenzdrucks zwischen Abgassammler und Ansaugrohr bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors ggü. dem Basismotor und bei Drehzahlenvariation beim Basismotor. ....	92
Abbildung 8.16: Vergleich der AGR-Rate XAGR bei unterschiedlichen Betriebsarten des 3up-Konzeptmotors ggü. dem Basismotor und Drehzahlenvariation beim Basismotor. ....	93
Abbildung 8.17: Prinzipdarstellung zu den Auslegungsoptionen der Turbolader als Kompromiss zwischen einem hohen Verdichterdruckverhältnissen (Ladedruck bei niedrigen Motordrehzahlen oder bei Nennleistung), für den stationärer Fall. ....	96
Abbildung 8.18: Qualitative Darstellung der Auswirkungen von zyklischen Druckschwankungen vor Turbine auf den Turbinenwirkungsgrad, anhand des Beispiels im 4-2 - Zyl. - Betrieb. ..	99
Abbildung 8.19: Negativer Druckgefälle im Druckverlauf zwischen Abgassammler und Ansaugrohr bei Zylinderabschaltung. ....	100
Abbildung 8.20: Änderung des Luftmassenstroms, der NO <sub>x</sub> -Rohemissionen und des inneren Wirkungsgrades bei Variation der AGR-Rate beim 34 / 3 - Zyl. - Betrieb und Vergleich mit dem Basismotor. ....	104
Abbildung 8.21: Prinzipielle schematische Darstellung des funktionalen Konzepts zur Umschaltvorgang und abgeschätzter zeitlicher Verlauf der Zylinderzuschaltung. ....	108
Abbildung 8.22: Prinzipielle Darstellung zum Einfluss der zyklischen Druckschwankungen auf den theoretisch erreichbaren Turbinenwirkungsgrad beim 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb anhand Druckverlaufs im Abgassammler. ....	111
Abbildung 8.23: Beispieldarstellung Raax-Turbine – Radial / Axial Turbine. [34]. ....	112
Abbildung 8.24: Ergebnis der Simulationsrechnung zur Anpassung des Volumens des Abgassammlers zur Optimierung des zyklischen Druckverlaufs. ....	114
Abbildung 8.25: Ergebnis der Simulationsrechnung zur Anpassung des Volumens des Ansaugrohrs zur Optimierung des zyklischen Druckverlaufs. ....	115
Abbildung 8.26: Beispiels einer möglichen Adaption des geänderten Schluckverhaltens des Motors durch Anpassung der Abgasturboaufladung und Abgasführung bei zweitstufiger Aufladung. (Prinzipdarstellung) ....	116
Abbildung 8.27: Prinzipielle Möglichkeiten zur Änderung der Kröpfung an Zyl. Nr. 1 und 4 zur Optimierung der zyklischen Druckschwankungen im Abgassammler. ....	118
Abbildung 8.28: Ergebnisse der LdW-Simulation bei der Variation der Kröpfung zwischen Zyl. 1 und 4 und Einfluss auf den Druckverlauf im Abgassammler. ....	119
Abbildung 8.29: Änderung des LdW-Mitteldrucks mit Variation des Verdrehwinkels ( $\Delta\phi_{\text{Zyl.1,4}}$ ), Ergebnis der Simulationsrechnung. ....	119
Abbildung 8.30: Freie Massenkräfte um Momnete im Vergleich mit 3up-Kröpfung und verdrehter Kröpfung für Zylinder Nr. 1 und Nr. 4. ....	121
Abbildung 8.31: Reduktion der zyklischen Drehmomentüberhöhung bei Vergrößerung des Differenzwinkels der Kröpfung zwischen Zylinder Nr. 1 und 4 beim 3up-Motorenkonzept. ....	122
Abbildung 8.32: Beispiel Zylinderdruckverlauf für den LdW beim 34 / 3+ 1 Zyl. Betrieb. ....	125
Abbildung 8.33: Abhängigkeiten des inneren und Hochdruckwirkungsgrades, den NO <sub>x</sub> -Rohemissionen zur Zylinderfüllung, dem Einspritz-Regime und zum Verbrennungslambda. ....	127
Abbildung 8.34: Beispielfhafte Darstellung der Unterscheidung in symmetrische und asymmetrische Zylinder Ab- bzw. Zuschaltung anhand gewählter Beispiele für Reihenmotoren. ....	128



---

Abbildung 9.1: Vergleich verschiedenen motorischer Maßnahmen zur Anhebung der Temperatur des Abgasmassenstroms und der Differenz des erreichbaren ind. Kraftstoffverbrauchs bei einem ausgeführten Vierzylindermotor. ....	129
Abbildung 11.1: Eff. max. Motorleistung und Motordrehmoment – Basismotor, Motor M1.....	135
Abbildung 11.2: Eff. max. Motorleistung und Motordrehmoment – Basismotor, Motor M2.....	136
Abbildung 11.3: Abhängigkeit der Temperatur des Abgasmassenstroms vom Verbrennungslambda... ..	137
Abbildung 11.4: Übersicht zum Aufbau der Einspritzsysteme – Diesel Hochdruck Common Rail Einspritzung mit max. $p_{\text{Rail}} < 2200$ bar.....	140
Abbildung 11.5: 3up-Kurbelwelle – Skizze und Bilder Prototypenteile für den Aufbau der Konzeptmotoren (links Motor M1, rechts Motor M2). ....	142
Abbildung 11.6: Beispiele für die neu erstellten Nockenwelle für den 3up-Konzeptmotor.....	142

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 5.1: Grunddaten und Konfiguration der Basismotoren .....	24
Tabelle 5.2: Übersicht und Vergleich der Aufladekonzepte der Basismotoren .....	25
Tabelle 5.3: Überblick zu ausgewählten Auslegungsgrößen der verwendeten Einspritzsysteme .....	25
Tabelle 5.4: Auswahl der verfügbaren Motorschwungräder für die Basismotoren .....	32
Tabelle 6.1: Namenkonvention zur Unterscheidung der Betriebsarten in den jeweiligen Konfigurationen .....	38
Tabelle 8.1: Beispiele für die Bewertung der möglichen Maßnahmen zur Anpassung bzw. Vermeidung der zyklischen Beaufschlagung der Turbine (Auszug) .....	117
Tabelle 8.2: Vergleich der Drehungleichförmigkeit für Motor M1 bei unterschiedlichen Betriebsarten	122
Tabelle 11.1: Ausgewählte Daten und Kennwerte zu den verwendet Basismotoren .....	134
Tabelle 11.2: Verwendete Typen der Indizier Quarze.....	137
Tabelle 11.3: Zusammenfassung zu Messwerte im Ref.-Punkt zu den unterschiedlichen Betriebsarten	138
Tabelle 11.4: Zusammenfassung der Messwerte zur Drehzahlvariation beim Basismotor .....	139
Tabelle 11.5: Übersicht zu den die verwendeten Messsystemen zur Schadstoffmessung im Abgas.....	141
Tabelle 11.6: Mögliche Änderung der Konfiguration zur Reduktion des Phänomens des Aufstauens vor Turbine im 34 / 3+1 - Zyl. - Betrieb .....	143
Tabelle 11.7: Messgrößen zur Turboladerwirkungsgradbestimmung (Dieselmotor) .....	147

## Betreute studentische Arbeiten

Betreute studentische Arbeiten im Zusammenhang mit der Ausfertigung der vorliegenden Arbeit:

### Studienarbeiten

Patrick Ginzel;

Analyse und Simulation aktueller und zukünftiger Motorbremstechnologie bei Nutzfahrzeugen

Studienarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

Andreas, Maurer;

Simulation einer ZAS bei großvolumigen Dieselmotoren,

Studienarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

Martin, Kubat;

Grundvermessung eines Vierzylinder-Nutzfahrzeug-Dieselmotors mit 4,5-Liter Hubvolumen zur

Implementierung einer Zylinderabschaltung, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

### Diplom und Masterarbeiten

Andreas, Maurer;

Designing and optimization of a valve train for a diesel engine with cylinder deactivation,

Diplomarbeit bei der IMG-ISUZU Motors Germany GmbH, Ginsheim-Gustavsburg Germany, Techn.

Universität Kaiserslautern 2016.

Martin, Kubat;

Experimentelle Untersuchung der Auswirkungen einer Zylinderabschaltung auf einen Dieselmotor,

Masterarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2017.

**Betreute Studienarbeiten**

Jan, Becker;

Auslegung und Dimensionierung einer Kraftstoffversorgung im Mischbetrieb Erdgas - Benzin (Ottokraftstoff), Studienarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2014.

Daniel, Rupp;

Konstruktion eines Kettenprüfstandes zur Untersuchung von Reib- und Akustikeigenschaften, Studienarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2014.

Felix, Lück;

Entwicklung und konstruktive Umsetzung eines Hochdruckpumpenantriebes für einen Ottomotor an der Kurbelwelle, Studienarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2015.

Lars, Bernhard;

Abtropfverhalten unterschiedlicher Motorölformulierungen an Steuerketten, Studienarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2015.

Kejian, Zheng;

Literaturrecherche zum Atkinson- und Miller-Verfahren beim Otto-Turbomotor, Studienarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2015.

Steffen, Schuh;

Methodische Untersuchungen und vergleichende Bewertung des Reibverhaltens von Steuerkette und Zahnriemen an einem TRIBO-Studienarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2015/2016.

Phillip, Springer;

Aufbau eines Prüfstandes zur Evaluierung einer Hochdruckpumpe für Direkteinspritzung am Ottomotor, Studienarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

Michael, Danner;

Optimierung eines Prüfstands zur Evaluierung einer Hochdruck-Kraftstoffpumpe für Direkteinspritzung am Ottomotor, Studienarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

Dominik, Grass;

Potentialanalyse des Miller-/Atkinson-Verfahrens am bivalenten Ottomotor mit vollvariablem Ventiltrieb und Turboaufladung im Benzin-Erdgas-Mischbetrieb, Studienarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

Maximilian Wilhelm

Untersuchung akustischer Auswirkungen des elektrischen Antriebsstranges

Studienarbeit bei der APL Landau GmbH, Landau Deutschland, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

**Betreute Diplom- und Masterarbeiter**

Daniel, Rupp;

Auslegung und Detailierung eines Sportmotors auf Basis eines alternativen Motorkonzeptes, Diplomarbeit bei Audi Motorsports GmbH, Neckarsulm Deutschland, Techn. Universität Kaiserslautern 2015.

Sören, Herweg;

Potentialanalyse des Miller-/ Atkinson-Verfahren am Ottomotor mit vollvariablem Ventiltrieb und Turboaufladung, Diplomarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2015.

Houben, Chai ;

Potentialanalyse des Miller-/ Atkinson-Verfahren am Ottomotor im Gas- und Gasmischbetrieb mit vollvariablem Ventiltrieb und Turboaufladung, Diplomarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2015.

Rotärmel, Timur;

Reibleistungsuntersuchungen zur Optimierung der Führungsschienegeometrie an Steuerketten von PKW Motoren, Diplomarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2015.

Sri Gautam Elangowan;

Determination of parameters and the impact on the volumetric efficiency and to derive transfer functions of gasoline direct injection pumps, Masterthesis at Continental Mechatronik GmbH, Roding Germany, Techn. University of Kaiserslautern 2015.

Andreas, Hoffmann;

Entwicklung eines Modells zur Abbildung von CO<sub>2</sub> und NO<sub>x</sub> Emissionen im realen Straßenverkehr auf Basis von RDE Messungen, Diplomarbeit bei KST GmbH, Dürkheim Deutschland, Techn. Universität Kaiserslautern 2015.

Katherina, Schreiber;

Methodenentwicklung zur modellbasierten Vorhersage von NO<sub>x</sub>- Emissionen eines Dieselmotors unter realen Fahrbedingungen, Diplomarbeit bei APL Landau, Landau Deutschland, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

Michael, May;

Bewertung des verbrauchsoptimalen Verbrennungsmotors für einen P2-Hybridantriebsstrang mittels simulationsgestützter Optimierung, Diplomarbeit bei Daimler Benz AG, Stuttgart Deutschland, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

William, Massoma;

Einflussanalyse der Lagergeometrie auf das rotordynamische Verhalten von Turboladern, Masterarbeit bei Continental Turbolader GmbH, Regensburg Deutschland, Techn. Universität Deutschland 2016.

Dominik, Grass;

Optische Untersuchung von Zündung und dreidimensionaler Flammenausbreitung der gasmotorischen Verbrennung in einem NFZ-Einzylinderaggregat, Diplomarbeit bei der Daimler Benz AG, Stuttgart Deutschland, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

Greco, Sebastian;

Einsatz scherratenabhängiger Fluide in Motorlagern,

Diplomarbeit bei der Daimler Benz AG, Stuttgart Deutschland, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

Laux, Tobias;

Analyse des Verzugsverhaltens von Zylinderlaufbahnen durch Simulation und Messung,

Diplomarbeit bei der APL Landau, Landau Deutschland, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

Roth, Christopher;

Konstruktion eines Ladeluftverteilers mit integrierter Wasser- Ladeluftkühlung, Tumbleklappen und Wassereinspritzung für einen 4-Zylinder-Ottomotor,

Diplomarbeit bei der Daimler Benz AG, Stuttgart Deutschland, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

Wulff, Robert;

Einfluss unverbrannter Kohlenwasserstoffe auf die Partikelbildung im Brennraum,

Diplomarbeit bei APL Landau, Landau Deutschland, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

Martin, Kubat;

Experimentelle Untersuchung der Auswirkungen einer Zylinderabschaltung auf einen Dieselmotor,

Masterarbeit, Techn. Universität Kaiserslautern 2016.

### **Bachelorarbeiten**

Lars, Bernhard;

Vergleichende Untersuchungen von tribologischen Eigenschaften moderner niedrig viskoser Ölformulierungen für verbrauchsoptimierte Motoren, Bachelorarbeit bei APL-Landau GmbH, Landau Deutschland, Techn. Universität Kaiserslautern 2015.

## Veröffentlichungen

**Im Zusammenhang mit der vorliegenden Arbeit sind folgende Veröffentlichungen vor Einreichung der Arbeit erfolgt:**

Vortrag und Paper,  
VDI Motorenkongress,  
Baden-Baden 02/2017.

Autor von, „Load Point Shifting for Diesel Engines:  
Potentials for Passenger Car and Truck Engine Applications“;

**M. Sc. / Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner**, Prof. Dr.-Ing. R. Flierl, Prof. Dr.-Ing. M. Günthner, Dipl.-Ing. A. Scholz, Dipl.-Ing. A. Schurr, TU Kaiserlautern, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen.

Vortrag und Paper, ATZ Fachtagung  
Ladungswechsel im Verbrennungsmotor,  
Stuttgart 10/2016.

Autor von, „Lastpunktverschiebung bei Dieselmotoren, Potentiale bei PKW- und Nutzfahrzeugmotoren“;

**M. Sc. / Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner**, Prof. Dr.-Ing. R. Flierl, Dipl.-Ing. A. Scholz, Dipl.-Ing. A. Schurr, TU Kaiserlautern, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen.

### Weitere Veröffentlichungen:

Vortrag und Paper, ATZ Fachtagung –  
Reibungsminimierung im Antriebsstrang,  
Stuttgart 12/2015

Co-autor, „Reibungsuntersuchungen an Steuertrieben von modernen PKW Verbrennungsmotoren“;

**M. Sc. D. Hosse, M. Sc./Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner**, Prof. Dr. – Ing. R. Flierl, TU Kaiserlautern, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen.

Vortrag und Paper, 24. IWKM 2015  
Symposium, Mittweida 11/2015

Autor, „REIBUNG IN KFZ ANTRIEBEN“;

**M. Sc. / Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner**, Hon.- Prof. rer. nat. P. Holstein, Dipl. Ing. C. Probst, A. Tharandt.

Vortrag und Paper ‚GfT Tagung 2015‘,  
Göttingen 09/2015

Autor, „Untersuchung der Reibungsbeiträge an Steuerkettentrieben mittels Ultraschallverfahren“;

**M. Sc. / Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner**, Hon. - Prof. Dr. rer. nat. P. Holstein, Dipl. Ing. C. Probst.

Vortrag auf APL Tribologie Symposium,  
Landau 06/2015

„Friction testing on chain drives of modern car combustion engines“;

**M.Sc. D. Hosse, Prof. Dr. –Ing. R. Flierl, M. Sc. / Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner**, TU Kaiserslautern, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen.

Vortrag und Paper 1st SCC – Symposium  
Combustion Control, Aachen 06/2015

Autor, „Alternative Variable-Camshaft-Based Knock-Control Using a Flexible Test-Bench Controller“;

**M. Sc. / Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner**, Dr. - Ing. M. Reke, M. Sc. T. Wolter.

Vortrag auf ‚ATZ Konferenz Ladungswechsel‘  
Stuttgart, 10/2014

Autor, „Vollvariables Einlass schließt und angepasstes Epsilon, Potentiale des Ottomotors im Benzin und Erdgas / Benzin Mischbetrieb“;

- M. Sc. / Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner, Prof. Dr. -Ing. R. Flierl, Dipl.-Ing. A. Scholz.*
- MTZ Paper, MTZ Band 06/2014  
 „Dreizylinder-Turbomotor mit Zuschaltung eines Zylinders“;  
*Prof. Dr.-Ing. R. Flierl, Prof. Dr.-Ing. W. Hannibal, Dipl. Ing. A. Schurr, Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner.*
- Vortrag 'VDI Fachkonferenz – Der Antriebsstrang im Hybrid-Fahrzeug', September 2012  
 Autor, "Elektrifizierung des Antriebsstrangs – Auslegung des Verbrennungsmotors“;  
*Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner, Dipl. -Ing. T. Hackl, Dr.- Ing. Mathias Lutz, hofer Powertrain.*
- Vortrag 'IQPC 2<sup>nd</sup> Conferences OFF Highway Engines', June 2012 Wiesbaden  
 Autor, "Optimized power split transmission system for Tier 4 final – a possible alternative to aftertreatment systems“;  
*Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner, Dipl. -Ing. T. Hackl, hofer Powertrain*
- Präsentation und Paper, Tagung ICDT, Brasov (Rumänien) 07 / 2012  
 Autor, "APPLICATION OF CREATIVITY TECHNIQUE IN DEVELOPMENT“;  
*Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner*
- Vortrag auf ATZ Tagung - Ladungswechsel im Verbrennungsmotor, Stuttgart 11/2010  
 Autor, "Trendanalyse der Systementwicklung für die Turboaufladung an Verbrennungsmotoren“;  
*Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner, Dipl. Ing. G. Sluka, W. Stephan, hofer Powertrain, Prof. Dr. Hannibal enTec CONSULTING GmbH.*
- CONAT 2010, Brasov 2010  
 Autor, "Trend Analysis of the Worldwide Fuel Qualities and the Impact on Engine System Development“;  
*Dipl.-Ing. (FH) Jörg Neugärtner, Ionna Moldoveano, hofer Powertrain.*
- Kongress Steinbeiss Stiftung, Stuttgart 2009  
 Autor, "Energy Efficient Powertrain and Storage Systems“;  
*Dipl.-Ing. (FH) Jörg Neugärtner, Dipl. Ing. Gerold Sluka, hofer Powertrain.*
- Stuttgart Tagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 11/2007  
 „Herausforderungen an heutige und zukünftige Laststeuerungsfunktionen von Ottomotoren“;  
*Dipl.-Ing. (FH) Jörg Neugärtner, Dr. Ing. Gerhard Schopp Siemens VDO Automotive AG.*
- Aachener Motorsymposium 10/2006  
 „Ergebnisse einer opt. Auslegung von Hardware und MST für den Metallkatalysator mit innerem Strömungsausgleich“;  
*Dr.-Ing. G. Rösel, Dr.-Ing. P. Rodatz, Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner , Siemens AG, Dipl.-Ing. R. Brück, Dipl.-Ing. K. Althöfer Emitec GmbH.*
- Universität Magdeburg, 'Diesel and Gasoline Direct Injection' Prof. Tschöke, 12/2004  
 "Ignition System and function trends for Direct Injection SI Engines“;  
*Dipl.-Ing. (FH) J. Neugärtner, Dr. Robertus Vingerhoeds, Dr. Frederic Galtier, Siemens VDO AG .*



**Buchbeiträge**

Methan als Kraftstoff  
(Springer Verlag, 2017)

Siemens VDO  
,Lexikon Motorentechnik'  
(Vieweg Verlag, 2004)

Siemens VDO  
,Handbuch Verbrennungsmotoren'  
(Vieweg Verlag, 2003)

Co-Auto Kapitel Mischverbrennung  
Basshuysen et. al.

Autor und Co-autor / diverser Kapitel z.B. Einspritzsysteme  
MPI  
Basshuysen et. al.

Autor und Co-autor / diverser Kapitel z.B. Einspritzsystems  
MPI  
Basshuysen et. al.

## Zur Person

**Staatsangehörigkeit:** DEUTSCH

**Bildungsweg:**

Masterarbeit 2014	„Akustische Analyse von Motorsteuertrieben mit Steuerketten“, (Hon. Prof. Dr. rer. nat. P. Holstein).
2013-2014	Masterstudium an der Technischen Universität Ilmenau, Maschinenbau, Fachbereich Kraftfahrzeugtechnik. (Prof. Dr.-Ing. K. Augsburg).
Diplomarbeit 1994	„Volumenstrommessgerät für kleinste Durchflussmengen“, (Prof. Dr.-Ing M.-U. Reißland).
1990 bis 1994	Ingenieurstudium, Fachhochschule Köln, Abteilung Gummersbach.
1989 bis 1990	Militärdienst
1986 bis 1989	Abitur mit Berufsausbildung / Facharbeiterausbildung: Mechaniker.
1976 bis 1986	Schulbildung, 10-klassige Polytechnische Oberschule