

DIPLOMARBEIT

**SIMULATION UND  
AUSLEGUNG  
THERMODYNAMISCH  
WIRKSAMER MAßNAHMEN  
ZUR VERBESSERUNG DER  
TEILLASTVERBRENNUNG AN  
4-TAKT-OTTO  
HOCHLEISTUNGSMOTOREN**

**Verfasser**

**Thomas Scheibl**

**Eingereicht am Institut für Verbrennungskraftmaschinen  
und Thermodynamik der Technischen Universität Graz**

**Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder**

**Betreuer:**

**Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Kirchberger**

**Externer Betreuer:**

**Dipl.-Ing. Christian Mayrhofer, Fa. KTM Sportmotorcycle AG**

**Graz, April 2014**





## Danksagung

Zu Beginn dieser Diplomarbeit möchte ich mich bei den beteiligten Personen dieser Arbeit bedanken.

Zuerst darf ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichseder und Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Kirchberger für die Unterstützung in technischen Fragen sowie dem großen Vertrauen, für die Durchführung dieser Arbeit bei einem externen Auftraggeber bedanken.

Sehr großen Dank möchte ich ebenfalls Herrn Dipl.-Ing. Christian Mayrhofer zukommen lassen. Seine extrem weitreichende technische Expertise und die freie Gestaltungsmöglichkeit der Vorgehensweise während dieser Arbeit, haben mir einerseits ein besseres Verständnis der Verbrennungskraftmaschine ermöglicht und mich andererseits sehr intensiv auf das Berufsleben vorbereitet.

Herrn Dipl.-Ing. Hermann Obermair gilt mein besonderer Dank. Seine ausdauernde Hilfsbereitschaft in Kombination mit exzellentem technischen Verständnis und dem Blick für das Wesentliche haben mich technisch wie auch persönlich stark weitergebildet.

Ebenfalls möchte ich ein großes „Dankeschön“ an Herrn Pratik Mehta richten, der die sehr aufwendige 3D-CFD Berechnung durchgeführt hat, und mir mit großer Geduld in sehr zeitaufwendigen Diskussionen weitere Berechnungen im Detail erläutert hat.

Von ganzem Herzen möchte ich mich auch bei Dipl.-Ing. Lessly Jaramillo, Dipl.-Ing. Markus Rainer, Ing. Micha Faigel, Dipl.-Ing. Peter Dobusch, Dipl.-Ing. Alexander Draxl und natürlich BSc. Florian Bretterebner bedanken.

Diese Personen haben mir gezeigt, dass der Berufsalltag keineswegs monoton sein muss, und Arbeitskollegen nicht bloß Arbeitskollegen sind, sondern auch zu Freunden werden können.

„The road is long“, das sind die ersten Worte im Song „He aint heavy, he is my brother“ von „The Hollies“.

Auf diesem langen Weg begegnet man vielen Persönlichkeiten, doch nur die wenigsten begleiten einen ohne zu Fragen wohin der Weg führt. In meinem Fall sind diese Persönlichkeiten meine geliebte Familie und meine Freunde, die ich seit vielen Jahren schätze und achte und nicht in meinem Leben missen möchte. Auch ihnen möchte ich hier einen sehr großen Dank für die jahrelange Unterstützung und Hilfe aussprechen.

An dieser Stelle möchte ich eine Person ganz besonders hervorheben. Meine Lebensgefährtin Dijana Matijasevic hat mir in den letzten Jahren bedingungslos in jeder Situation zur Seite gestanden und mich während der Studienzeit immer unterstützt.

Würde ich aufzählen, wofür ich ihr dankbar bin, so könnte ich ein eigenes Buch füllen. Doch an dieser Stelle setze ich ein einfaches aber von ganzem Herzen kommendes „Danke für alles“.

Widmen möchte ich diese Arbeit meiner Mutter. Ihre ausgezeichnete Erziehung und Überzeugung, dass jedes ihrer Kinder den richtigen Weg für sich entdeckt, hat mich meinen eigenen Weg finden lassen. Ich bin ihr für all die Hilfe und Unterstützung unglaublich dankbar.



# Inhalt

<b>DANKSAGUNG</b> .....	<b>III</b>
<b>FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN</b> .....	<b>VII</b>
<b>EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG</b> .....	<b>X</b>
<b>STATUTORY DECLARATION</b> .....	<b>X</b>
<b>ZUSAMMENFASSUNG</b> .....	<b>XI</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>XII</b>
<b>1 EINLEITUNG</b> .....	<b>1</b>
<b>2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN</b> .....	<b>3</b>
2.1 Aufgaben und Verbesserungspotenzial des Ventiltriebes.....	3
2.2 Wichtige Kenngrößen des Ladungswechsels.....	3
2.3 Ladungswechselverluste.....	5
2.4 Mögliche Variabilitäten und deren Auswirkungen.....	6
2.4.1 Steuerzeiten.....	6
2.4.2 Einlassventilhub.....	10
2.5 Bestehende Systeme gestufter Ventilhubumschaltungen.....	12
<b>3 VENTILHUBKONFIGURATIONEN</b> .....	<b>16</b>
3.1 Niedriglast-Ventilhubkurven.....	17
3.2 Drehmoment-Ventilhubkurven.....	17
3.3 Leistungs-Ventilhubkurven.....	18
<b>4 AUSWAHL DER MESSPUNKTE</b> .....	<b>19</b>
4.1 Zündzeitpunktvariation.....	19
4.2 Teillastprogramm.....	20
4.3 Emissionsmessung.....	20
4.4 Lastschnitte.....	20
4.5 Messpunkte im Kennfeld.....	21
<b>5 LADUNGSWECHSELSIMULATION</b> .....	<b>22</b>
5.1 Allgemeines.....	22
5.2 Ziele der Simulation.....	23
5.3 Simulationsmodell vs. Prüfstands Aufbau.....	23
5.3.1 Grundlegender Aufbau.....	24
5.4 Verwendete Programme für die Ladungswechselsimulation.....	29
5.4.1 Wave Build.....	29
5.4.2 Wave Mesher.....	30
5.4.3 Wave Build 3D.....	31
5.4.4 Wave Post.....	32
5.5 Durchflusskennwert-Bestimmung.....	33
5.5.1 Durchflusskennwert.....	33
5.5.2 Aufbau und Funktion des Strömungsprüfstandes.....	34
5.5.3 Bestimmung der Durchflusskennwerte von Ein- und Auslasskanälen.....	35
5.5.4 Bestimmung des Durchflusskennwertes des Drosselklappenkörpers.....	36
5.6 Simulationsergebnisse.....	38
5.6.1 Volllast.....	38
5.6.2 Teillast.....	42
<b>6 3D-CFD BERECHNUNG</b> .....	<b>45</b>
6.1 Turbulente kinetische Energie im Zylinder.....	45
6.2 Ladungsbewegung bei 490 °KW.....	47
6.3 Ladungsbewegung bei 670°KW.....	48
<b>7 VERSUCHSTRÄGER</b> .....	<b>49</b>
7.1 Am Motor applizierte Messstellen.....	51
7.2 Bestimmung der Verdichtung.....	53
7.3 Nockenwelleneinbau und -umbau.....	54

---

7.4	Aufbau der verwendeten Nockenwellen .....	56
<b>8</b>	<b>MOTORPRÜFSTANDSAUFBAU UND SENSORIK.....</b>	<b>57</b>
8.1	Prüfstand .....	57
8.2	Indizierung .....	58
8.2.1	Drehwinkelaufnehmer .....	59
8.2.2	Hochdrucksensoren.....	59
8.2.3	Niederdrucksensoren .....	62
8.3	Thermo-Elemente.....	64
8.4	Sensyflow.....	64
8.5	Lambda-Sonden .....	65
8.6	Abgasmessgerät .....	65
<b>9</b>	<b>AUSWERTUNG DER MESSERGEBNISSE.....</b>	<b>66</b>
9.1	Zündzeitpunktvariation .....	66
9.1.1	ZZP - Variation: TL - 2500 / 2% Drosselklappenöffnung .....	67
9.1.2	ZZP – Variation: TL - 4900 / 10% Drosselklappenöffnung .....	73
9.2	Teillastprogramm .....	77
9.2.1	TL - 2500 Umdrehungen .....	77
9.2.2	TL - 3500 Umdrehungen .....	84
9.2.3	TL - 5000 Umdrehungen .....	88
9.3	Emissionsmesspunkte .....	93
9.4	Drehmomentverläufe unter Volllast.....	96
9.5	Einspritzzeitpunktvergleich im TL-Programm.....	99
9.5.1	Variation der Einspritzzeitpunkte bei TL - 2500 Umdrehungen.....	100
9.5.2	Variation der Einspritzzeitpunkte bei TL - 3500 Umdrehungen.....	103
9.5.3	Variation der Einspritzzeitpunkte bei TL - 5000 Umdrehungen.....	106
9.6	Lastschnitte .....	109
9.7	Verbrauchskennfelder .....	112
<b>10</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG .....</b>	<b>113</b>
<b>11</b>	<b>AUSBLICK .....</b>	<b>114</b>
<b>12</b>	<b>ANHANG .....</b>	<b>115</b>
12.1	Informationen zur 3D-CFD Berechnung.....	115
<b>13</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS.....</b>	<b>117</b>
<b>14</b>	<b>ABBILDUNGSVERZEICHNIS .....</b>	<b>117</b>
<b>15</b>	<b>TABELLENVERZEICHNIS.....</b>	<b>122</b>

## Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

### Lateinische Formelzeichen

$A$	$\text{m}^2$	Rohrquerschnitt
$A_g$	$\text{m}^2$	momentaner Durchströmquerschnitt
$A_V$	$\text{m}^2$	innere Ventilsitzfläche ohne Ventilschaftfläche
$d_1$	$\text{m}$	innerer Ventildurchmesser
$d_2$	$\text{m}$	Bezugsdurchmesser für Durchströmquerschnitt $A_g$
$d_V$	$\text{m}$	innerer Ventilsitzdurchmesser
$E$	$\text{J}$	Energieinhalt des Gases
$F_R$	$\text{N}$	Wandreibungskraft
$h$	$\text{m}$	Höhe
$h_V$	$\text{m}$	Ventilhub
$m$	$\text{kg}$	Masse
$\dot{m}$	$\text{kg/s}$	Massenstrom
$n$	–	Anzahl an Zyklen
$p$	$\text{bar, Pa}$	Druck
$p_e$	$\text{bar}$	effektiver Mitteldruck
$p_{mi}$	$\text{bar}$	indizierter Mitteldruck
$\bar{p}_{mi}$	$\text{bar}$	Mittelwert des indizierten Mitteldruck
$q$	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	Wandwärmestrom
$R$	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	spezifische Gaskonstante
$s$	$\text{m}$	Höhe des Durchströmspaltes am Ventil
$T$	$\text{K}$	thermodynamische Temperatur
$u$	$\text{m/s}$	Strömungsgeschwindigkeit
$V$	$\text{m}^3$	Volumen
$V_H$	$\text{m}^3$	Hubvolumen
$x$	$\text{m}$	Koordinate entlang der Rohrachse

### Griechische Formelzeichen

$\gamma$	$^\circ$	Ventilsitzwinkel
$\varepsilon$	–	Verdichtungsverhältnis
$\kappa$	–	Isentropenexponent
$\lambda_I$	–	Liefergrad
$\lambda_\alpha$	–	Luftaufwand
$\mu$	–	Durchflusszahl
$\rho$	$\text{kg}/\text{m}^3$	Dichte
$\sigma$	–	Versperrungsziffer
$\sigma_{p_{mi}}$	–	Standardabweichung des indizierten Mitteldruck

### Operatoren und Bezeichnungen

$\Sigma$	Summe
$\Delta$	Differenz zweier Größen
$\cdot$	zeitliche Ableitung
$\partial$	partiell Differential
$d$	vollständiges Differential

**Weitere Indices und Abkürzungen**

0	Umgebungszustand
A	Auslass, Zustand nach dem Auslassventil
B	Brennstoff
E	Einlass, Zustand vor dem Einlassventil
eff	effektive Ladungsmasse
Hub	Kolbenhub
Fr	FrISChe Ladung
KT	Kolbentaschen
QS	Quetschspalt
RG	Restgas
Sp	Spülmasse
th	theoretische Ladungsmasse
VG	Verbrennungsprodukte
Z	Zustand im Zylinder
ZK	Zylinderkopf
1D	eindimensional
3D	dreidimensional
AGR	Abgasrückführung
AI	umgesetzte Kraftstoffmenge in %
AL	Auslass
AÖ	Auslass öffnet
AS	Auslass schließt
AVS	Audi Valvelift System
B	Brennstoff
BE	spez. Kraftstoffverbrauch
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO	Kohlenmonoxyd
DELX	Ausdehnung längs zur Strömungsrichtung
DIAB	Ausdehnung quer zur Strömungsrichtung
DKK	Drosselklappenkörper
EL	Einlass
ES	Einlass schließt
EÖ	Einlass öffnet
FSO	Full Scale Output
HC	unverbrannte Kohlen-Wasserstoffe
KW	Kurbelwellenwinkel
L	Luft
LAM	Lambda
LOT	oberer Totpunkt bei Ladungswechsel
LUT	unterer Totpunkt bei Ladungswechsel
MD_EG	auf Normbedingungen korrigiertes Motordrehmoment an der Kurbelwelle
MD_KORR	Motordrehmoment an der Kurbelwelle korrigiert um Getriebewirkungsgrad
MEXA	Abgasmessgerät
MFB	Mass Fraction Burned in % (Umgesetzte Kraftstoffmenge in %)
N_Motor	Kurbelwellendrehzahl des Motors
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
OT	oberer Totpunkt
P <sub>Im</sub>	Indizierter Mitteldruck gemittelt
P <sub>MAXm</sub>	maximaler Zylinderdruck gemittelt

pV	Druck-Volumen
p_Saug_m_filt	Saugrohrdruck gefiltert und gemittelt
Stg	Einspritzende
stl	STereoLithography
th	theoretische Luftmasse
TH	Drosselklappenstellung in %
TKE	Turbulente Kinetische Energie
TL	Teillast
UT	unterer Totpunkt
VTEC	Variable Timing and Lift Electronic Control
WMTC	Worldwide harmonized Motorcycle emissions Testcycle
ZA	Zündaussetzer
ZAHFG	Zündaussetzerhäufigkeit
ZBEG / ZZP	Zündzeitpunkt

## Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am .....

.....  
(Unterschrift)

## Statutory declaration

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

Graz, .....

(date)

.....  
(signature)

## Zusammenfassung

Die Auslegung eines Motorradmotors ist, aufgrund des großen nutzbaren Drehzahlbandes, in der Regel ein Kompromiss aus Leistungsanforderungen bei hohen Drehzahlen und Lasten, sowie Ansprechverhalten, Emissionen und Verbrauch in niedrigen Drehzahl- und Lastbereichen. Die steigenden Ansprüche der Kunden und sinkende Grenzwerte bei kommenden Abgasgrenzwerten zwingen Hersteller von Motorradmotoren, aufwendige Technologien aus dem Automobilssektor zu verwenden. Nur so können sie den genannten Anforderungen gerecht werden.

Ziel dieser Arbeit ist es also, die Potenziale einer Ventilhubumschaltung, wie sie auch in PKW-Otto-Motoren verwendet werden, zu analysieren.

Im Zuge dieser Analyse ist zuerst eine 1D-Ladungswechselsimulation von verschiedenen Einlassventilhubkonfigurationen durchgeführt worden, um die Auswirkungen auf den Ladungswechsel und Drehmomentverlauf beurteilen zu können. Daraus ist in weiterer Folge eine Vorauslegung von verschiedenen Ventilhubkurven ermöglicht worden.

Im zweiten Teil der Diplomarbeit sind die vorausgelegten Ventilhubkonfigurationen am gefeuerten Versuchsmotor untersucht worden, um so eine umfassende Analyse der verschiedenen Auswirkungen auf die Verbrennung zu ermöglichen.

Abschließend ist dann eine Aussage über geeignete Ventilhubkonfiguration für zukünftige Serienmotoren der Firma *KTM* getroffen worden.

## Abstract

Due to the wide usable speed range, the design of a motorcycle engine is usually a compromise between performance requirements at high engine speeds and loads as well as the response, emissions and fuel consumption at low engine speeds and loads. The more demanding customer requirements and the decrease in limiting values for emissions, are forcing the producers of motorcycle engines to use complex technologies from the automobile industry in order to meet these requirements.

The aim of this paper is therefore, to analyze the potential of a valve lift adjustment, commonly used in automobile gasoline engines.

In the course of this analysis the first thing covered is a one-dimensional gas exchange simulation of several intake valve lift configurations in order to assess their impact on the gas exchange process and the torque characteristic. Thereby a preliminary design of different valve lift curves was possible.

In the second part of the diploma thesis the preliminary valve lift-configuration designs were examined on a test engine, to ensure an extensive analysis of their effects on the combustion.

At the end, a statement is made concerning suitable valve lift configurations for future serial engines manufactured by the company *KTM*.

# 1 Einleitung

Die heutigen Anforderungen an einen Sportmotorradmotor sind neben hohen spezifischen Spitzenleistungen und der daraus resultierenden Drehzahlspreizung, auch die Optimierung des Motorprozesses im häufig durchfahrenen, kundenrelevanten Kennfeldbereich. Hier ist das Ziel, Parameter, wie Ansprech- Verbrauchs- und Emissionsverhalten sowie Laufkultur, stetig weiterzuentwickeln.

Die spezifischen Literleistungen von 200 PS / Liter werden vor allem über hohe Drehzahlen erzielt, die im Rennsport bei einer hochdynamischen Fahrweise bis zu 15.500 Umdrehungen pro Minute erreichen können.

Diese Ansprüche verlangen eine leistungsorientierte thermodynamische, sowie mechanische Auslegung aller Bauteile im Motor und ergeben Verbesserungsmöglichkeiten mehrerer thermodynamischer Größen, wie Brenndauer, Restgasgehalt und Zünddruckvarianz im unteren Drehzahl- sowie Lastbereich.

Zusätzlich müssen die für die Serienproduktion geltenden Abgasgrenzwerte, in Bezug auf den „Worldwide harmonized Motorcycle emissions Testcycle“ (WMTC) als Randbedingung für die Entwicklung eines Motorradmotors in Betracht gezogen werden.

Durch Maßnahmen, die es ermöglichen den Ladungswechsellvorgang teilvariabel zu verändern, wird ein zielführender Kompromiss aus Gesamtkomplexität und thermodynamischer Wirksamkeit ermöglicht.

Es gibt zwar einige Varianten um den Ladungswechsellvorgang gezielt zu steuern, jedoch bieten sich nur die wenigsten für Hochleistungsmotoren von Motorrädern an.

Die Gründe dafür liegen meist im Bauraumbedarf und den Kosten; vor allem aber in der Drehzahlfestigkeit.

*Honda* bewies als erster Motorhersteller, die Machbarkeit einer zukunftsorientierten Ventilhubverstellung in der *CBR400F Super Four HYPER VTEC*. Weiters verbaut *Kawasaki* in der *K 1400* einen Nockenwellensteller. Beide dieser Systeme bringen jedoch mindestens einen der oben genannten Probleme mit sich.

Ganz besonderes Augenmerk muss dabei auf die bewegten Massen und die Steifigkeit des Ventiltriebes gelegt werden, da im Motorradsektor die Spitzenleistungen hauptsächlich durch hohe Drehzahlen erreicht werden. Eine Erhöhung der bewegten Massen würde sich negativ auf die Drehzahlfestigkeit auswirken.

In der Automobilbranche sind seit Kurzem schaltbare Nockenprofile in Serie, die es ermöglichen den Hub, die Spreizung und auch die Phasenlage der Ventilhübe zueinander zu verändern. Dadurch wird die gewünschte Variabilität in den Ventiltrieb eingebracht.

Diese Systeme können während einer Kurbelwellenumdrehung zwischen zwei verschiedenen Nockenhubvarianten umschalten. Durch diese Maßnahme können die Ventilhübe last- und drehzahlselektiv binnen kürzester Zeit angepasst werden.

Diese Art der Ventilhubverstellung erweist sich als Vorteil, im Vergleich zu anderen Konzepten. Denn die bewegten Massen des Ventiltriebes werden nicht verändert. Weiters hält sich der Bedarf an benötigtem Bauraum in Grenzen, da im Falle eines V2 Motorradmotors nur ein Aktuator pro Nockenwelle erforderlich ist. Zusätzlich nimmt die Implementierung der neu zu konstruierenden Nockenwelle im Zylinderkopf nur geringen Platz in Anspruch.

In dieser Arbeit sollen die Auswirkungen eines solchen Konzeptes auf die Verbrennung in einem Motorradmotor aufgezeigt und analysiert werden.

## 2 Theoretische Grundlagen

### 2.1 Aufgaben und Verbesserungspotenzial des Ventiltriebes

Das primäre Ziel des Ventiltriebes ist es den Ladungswechsel zu gewährleisten und somit den Zylinder mit der gewünschten Menge an frischem Gemisch zu versorgen. Dabei soll die Ladungswechselerarbeit ein Minimum erreichen.

Aufgrund der Vielzahl an Einflussfaktoren, die die Ladungswechselerarbeit beeinflussen können, siehe Abbildung 2-1, ist es von großem Vorteil die einzelnen Parameter, wie zum Beispiel Öffnungs- und Schließzeiten der Ventile, sowie deren Hub, je nach Bedarf zu steuern.

Die dadurch gewonnene Variabilität erlaubt eine gezielte Restgassteuerung für ein verbessertes Motorverhalten in Leerlauf und Teillast, eine Steigerung von Drehmoment und Leistung und schließlich eine Senkung von Verbrauch und Abgasemissionen.

### 2.2 Wichtige Kenngrößen des Ladungswechsels

[1] [2]

Die während eines Arbeitsspieles einströmende Ladungsmenge  $m_E$  wird aufgeteilt in die Frischluftmasse  $m_{Fr}$  im Zylinder und die Spülmasse  $m_{Sp}$ , die in den Abgaskanal strömt.

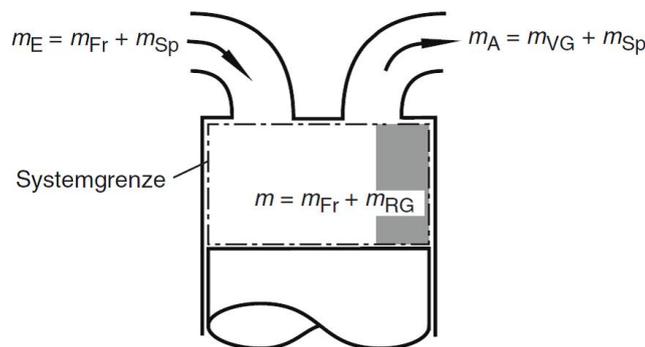


Abbildung 2-1: Kenngrößen des Ladungswechsels [1]

Bei luftsaugenden Motoren ist  $m_E$  gleich  $m_L$ . Bei Motoren, die mit Gemisch betrieben werden ist die Brennstoffmasse  $m_B$  in  $m_E$  enthalten. Die im Zylinder eingeschlossene Masse  $m$  ergibt sich aus der Masse der frischen Ladung  $m_{Fr}$  und der Restgasmenge  $m_{RG}$ .

Der Massenabfluss  $m_A$  setzt sich aus der Masse an Verbrennungsprodukten  $m_{VG}$  und der Spülmasse  $m_{Sp}$  zusammen.

Um die Güte des Ladungswechsels zu beurteilen, wird der Luftaufwand  $\lambda_a$  [Lambda] als dimensionslose Zahl eingeführt. Sie ist definiert als der Quotient aus einströmender Masse  $m_E$  zur theoretisch möglichen Ladungsmasse  $m_{th}$ .

Die theoretische Ladungsmasse ist jene Masse, die sich bei einer kompletten Füllung des Zylinders mit frischer Ladung bei Umgebungszustand ( $m_{th1}$ ), beziehungsweise Zustand unmittelbar vor Einlass ( $m_{th2}$ ) ergeben würde.

$$m_{th1} = \rho_0 * V_h$$

$$\lambda_{a1} = \frac{m_E}{m_{th1}}$$

Formel 2-1

$$m_{th2} = \rho_E * V_h$$

$$\lambda_{a2} = \frac{m_E}{m_{th2}}$$

Für einen Viertakt-Saugmotor mit voll geöffneter Drosselklappe gibt Abbildung 2-2 eine Übersicht für den Luftaufwand über der mittleren Kolbengeschwindigkeit, unter Berücksichtigung folgender Einflüsse: Dampfdruck des Kraftstoffs, Wärmeübergang des Zylinderkopfes im Einlasskanal und Brennraumdach sowie Zylinderbereich, Strömungsverluste in Drosselstellen, Erreichen der Schallgeschwindigkeit, Rückschieben von Ladung in den Einlass im niedrigen Drehzahlbereich bei nicht variablen Steuerzeiten, sowie gasdynamische Abstimmung von Saug- und Auspuffsystem.

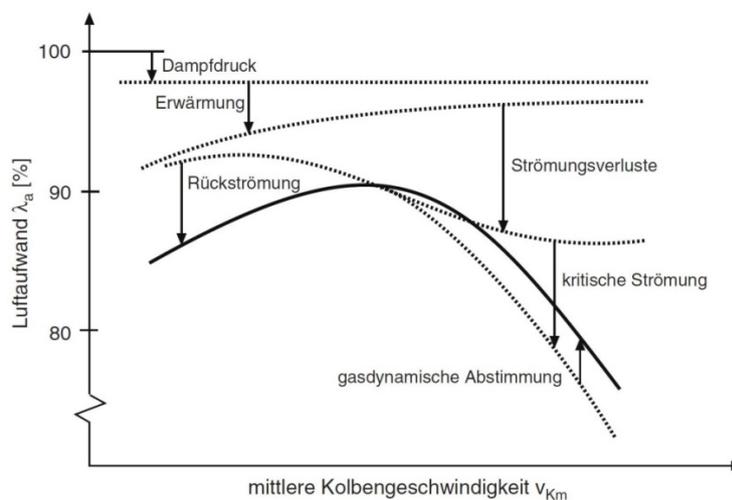


Abbildung 2-2: Beeinflussende Faktoren für den Luftaufwand [1]

Der Erfolg des Ladungswechsels wird über den Liefergrad  $\lambda_1$  gekennzeichnet. Er beschreibt das Verhältnis der im Zylinder verbleibenden, neu eingeströmten Frischladung  $m_{Fr}$ , zur theoretischen Ladungsmasse  $m_{th1}$  bzw.  $m_{th2}$ :

$$\lambda_{11} = \frac{m_{Fr}}{m_{th1}}$$

Formel 2-2

Im Fall von Viertakt-Saugmotoren ohne Drosselung, kann der Liefergrad  $\lambda_1$  Werte von mehr als 90% erreichen. Wird der Motor zusätzlich aufgeladen, können die auf Umgebungszustand bezogenen Liefergrade  $\lambda_{11}$ , größer als 1 werden. Für diese Fälle wird der Liefergrad oft auf den Einlasszustand bezogen, der als  $\lambda_{12}$  bezeichnet wird, und immer kleiner als 1 ist.

$$\lambda_{12} = \frac{m_{Fr}}{m_{th2}}$$

Formel 2-3

Der Luftliefergrad ist genauso wie der Luftaufwand stark von der Motordrehzahl abhängig, was in Abbildung 2-3 verdeutlicht wird:

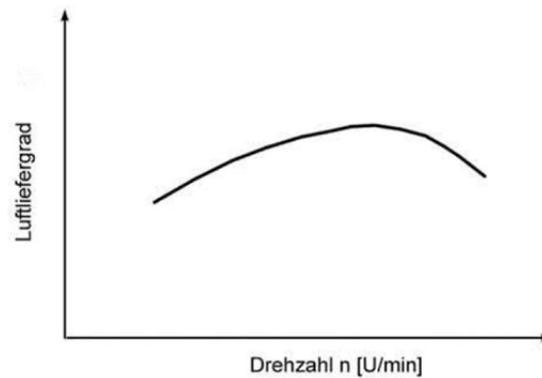


Abbildung 2-3: Drehzahlabhängigkeit des Luftliefergrades [2]

Diese Drehzahlabhängigkeit ergibt sich aus der Steuerzeitemauslegung, den gasdynamischen Vorgängen während des Ladungswechsels und den wachsenden Strömungsverlusten.

### 2.3 Ladungswechselverluste

[3]

Beim realen Motor werden zur Steigerung der Füllung normalerweise die Auslassventile vor dem unteren Totpunkt [UT] geöffnet und die Einlassventile nach UT geschlossen. Daraus ergeben sich ein Expansionsverlust am Ende der Hochdruckphase und ein Kompressionsverlust am Beginn der Verdichtungsphase. Zusätzlich entstehen durch Drosselung an den Ventilen ebenfalls weitere Verluste, die zu einer negativen Arbeitsschleife von UT bis UT führen, die als Niederdruckverlust bezeichnet werden.

Der Expansionsverlust kann aus der Differenz zweier innerer Arbeiten während der Hochdruckphase errechnet werden. Die Arbeiten werden mittels eines tatsächlichen Brennverlaufs unter Einbeziehung von Leckageverlusten und Wandwärmeübergängen von UT bis UT bestimmt, wobei einerseits die Expansion bis UT angenommen wird, andererseits das tatsächliche Öffnen der Auslassventile berücksichtigt wird

Der Kompressionsverlust wird auf gleiche Art und Weise errechnet, wobei die Kompression zum einen in UT beginnt, und zum anderen durch den realen Einlassschluss durch die vorherrschenden Strömungsverhältnisse bestimmt wird.

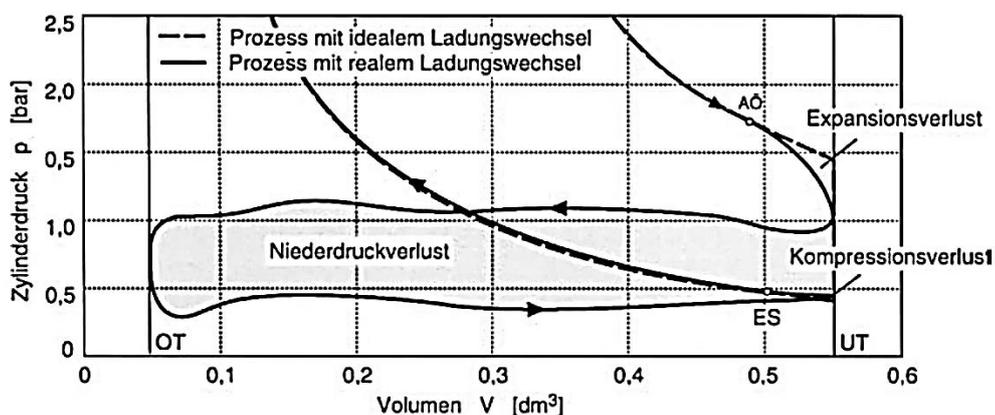


Abbildung 2-4: Ladungswechselverlust im pV-Diagramm [3]

Wird der Kompressionsverlust im pV-Diagramm eingezeichnet, so ergibt sich nur eine sehr kleine Fläche zwischen dem idealen und realen Ladungswechsel.

Der Niederdruckverlust bewirkt dahingegen den größten Teil der Ladungswechselverluste, die sich aus der Summe der drei Teilverluste bilden.

## 2.4 Mögliche Variabilitäten und deren Auswirkungen

### 2.4.1 Steuerzeiten

[2] [4]

Die Steuerzeiten des Ventiltriebes geben gemeinsam mit der Spreizung die Zeitpunkte des Öffnens und Schließens der Ventile und somit Beginn und Ende des Ladungswechsels an. Sie haben wesentlichen Einfluss auf das erreichbare Leistungspotenzial und das Verhalten eines Motors. Durch die richtige Wahl der Steuerzeiten können gasdynamische Effekte ausgenutzt und auch die Restgasmenge sowie Spülverluste gezielt gesteuert werden. [2]

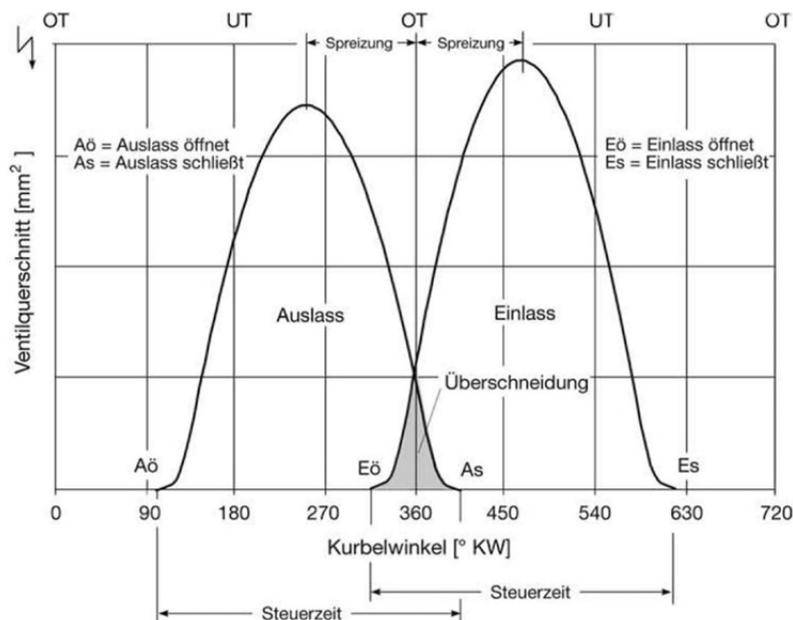


Abbildung 2-5: Steuerdiagramm [2]

### Auslass öffnet [AÖ]

AÖ stellt einen Kompromiss zwischen Expansionsarbeit und höherer Ausschleubarkeit dar.

#### Spätes Öffnen in Teillast:

Wird in der TL und mittleren Drehzahlen AÖ Richtung UT (spät) verschoben, kann das Arbeitsgas länger expandieren und mehr Arbeit am Kolben verrichten. Dadurch steigt der thermische Wirkungsgrad und der Verbrauch, sowie die Abgastemperatur sinken.

Zusätzlich sinken die unverbrannten Kohlen-Wasserstoff-Emissionen [HC], da die Reaktanten mehr Zeit zur Verfügung haben um zu reagieren.

### Spätes Öffnen in Volllast:

Bei höheren Drehzahlen und Lasten steigt jedoch die Ausschiebearbeit und somit der Verbrauch, da der Expansionsenddruck bei AÖ niedriger ist und die Arbeit zum Ausschieben der Abgase durch den Kolben erfolgen muss. Es ist den Abgasen nun nicht mehr möglich, den Brennraum, aufgrund des Eigendruckes, schneller zu verlassen.

### Frühes Öffnen:

Durch frühes AÖ geht Expansionsarbeit verloren und der thermische Wirkungsgrad sinkt, die HC-Emissionen, der Verbrauch und die Abgastemperatur erhöhen sich.

Mit den höheren Abgastemperaturen steigt auch die thermische Belastung des Auslassventils.

### **Auslass schließt [AS]**

Bei niedrigen Drehzahlen und Lastpunkten wird durch AS die zurückgezogene Abgasmenge reduziert. Bei hohen Drehzahlen und Lastpunkten wird hingegen die ausschiebbare Abgasmenge reguliert.

### Spätes Schließen in Teillast:

Die Saugwirkung des Kolbens zieht einen Teil des ausgeschobenen Abgases wieder in den Brennraum zurück (interne Abgasrückführung [AGR]). Dies ermöglicht eine Reduktion von Emissionen, da in dem letzten Rest der ausgeschobenen Abgase unverbrannte Kohlenwasserstoffe vorhanden sind, die somit beim nächsten Zyklus dem Gemisch erneut zugeführt werden. Diese HC entstehen durch die Flammenlöschung an den Wänden, in engen Spalten und wegen zu kleiner Flammengeschwindigkeit während der Expansion (Aufgrund von zu raschem Temperaturabfall).

Dieser Vorteil ergibt sich jedoch nur bei der richtigen Menge an Restgas, da sich, bei einer zu großen Restgasmenge, die HC wieder erhöhen. In diesem Fall bewirkt das Restgas Gemischinhomogenitäten, welche die zyklischen Schwankungen erhöhen und somit mehr unverbrannten Kraftstoff emittieren.

Durch die interne Abgasrückführung erhöht sich die spezifische Wärmekapazität der Frischladung, die so zu einer Absenkung der Verbrennungstemperatur führt und die Stickoxid-Emissionen [NO<sub>x</sub>] reduziert.

Weiters muss die eingebrachte Frischladung, durch den höheren Restgasanteil nicht so stark gedrosselt werden. Somit entstehen weniger Drosselverluste und der Verbrauch sinkt.

### Spätes Schließen in Volllast

Durch die hohe kinetische Energie bei hohen Drehzahlen und Volllast wird der Zylinder besser gespült. Dadurch wird ein höherer Füllungsgrad erreicht und mehr Leistung abgegeben.

Während der Ventilüberschneidung wirkt sich die Kurzschlussströmung des Gemisches allerdings nachteilig aus, denn der Verbrauch und die HC-Emissionen werden dadurch erhöht.

### Frühes Schließen

Frühes Schließen bewirkt einen Restgasanteil im Zylinder, der den Füllungsgrad und die Nennleistung verringert. Durch die niedrigen Spülverluste und die Wiedereinbringung von HC in das Gemisch ergeben sich Emissions- sowie Verbrauchsvorteile. Auch in diesem Fall wird die Verbrennungstemperatur durch das AGR gesenkt und die NO<sub>x</sub> – Emissionen reduziert.

Zu berücksichtigen ist aber, dass ab einer bestimmten Kolbenposition die Fläche am Auslassventil immer kleiner wird und sich die Ausschiebearbeit dadurch erhöht.

Die Begrenzung für frühes AS sind die Ausschiebearbeit, durch Abgas verdünnte Frischladung und ein inhomogenes Gemisch durch starke Abgasrückströmung in das Ansaugrohr.

### **Einlass öffnet [EÖ]**

Mit EÖ beginnt die Ventilüberschneidung und reguliert, gemeinsam mit AS, die im Zylinder befindliche Restgasmenge bei Teillast, sowie dessen Durchspülen bei Volllast.

Die Restgasmenge hat entscheidenden Einfluss auf die Leerlaufqualität!

### Spätes Öffnen in Teillast:

Mit spätem Öffnen wird die Ventilüberschneidung verkürzt und somit die Restgasmenge verkleinert. Damit ergibt sich eine raschere und stabilere Verbrennung, die dazu genutzt werden kann, die Leerlaufdrehzahl und den Verbrauch zu senken. Jedoch ergeben sich dadurch höhere Verbrennungstemperaturen, die die NO<sub>x</sub>-Bildung begünstigen.

Zusätzlich entsteht ein Unterdruck, ausgelöst durch den nach UT wandernden Kolben. Dieser Unterdruck erhöht die Ansaugarbeit und den Verbrauch.

In Folge des späten Öffnens ergibt sich dadurch jedoch eine höhere Strömungsgeschwindigkeit, die zu einer besseren Gemischbildung und weniger HC-Emissionen führt.

### Spätes Öffnen in Volllast:

Um die gasdynamischen Effekte bei hohen Drehzahlen zu nutzen, bedarf es einer relativ großen Ventilüberschneidung, die aber mit einem späten EÖ nicht optimal realisiert werden kann. Aus diesem Grund wird der Luftaufwand und dadurch auch der effektive Mitteldruck verringert.

### Frühes Öffnen

Die Ventilüberschneidungsphase wird verlängert und in der Teillast wird relativ viel Abgas in den Ansaugkanal zurückgeschoben, wodurch sich ein inhomogenes Gemisch bildet, das langsamer verbrennt und zu einem ungleichmäßigen Motorlauf führt.

Dieser Effekt kann jedoch bei drosselfreien Motoren mit vollvariablem Ventiltrieb zur besseren Gemischbildung genutzt werden.

In diesem Fall findet durch den fehlenden Unterdruck im Saugrohr nur eine schlechte Gemischbildung statt. Außerdem kommt es zur Anlagerung von Kraftstoff in Ventiltähe. Durch das Rückströmen des heißen Abgases wird das Verdampfen des Kraftstoffes erleichtert und führt, trotz der Abgasmenge, zu einer besseren Gemischbildung und einer höheren Reaktionsbereitschaft.

### **Einlass schließt [ES]**

Der Einlassschluss hat den größten Einfluss auf die Füllung des Zylinders beim Ladungswechsel und hat somit auch die stärkste Auswirkung auf die Drehmoment- und Leistungscharakteristik.

#### *Spätes Schließen*

Durch den Nachladeeffekt der Gassäule (Überdruckwelle bleibt im Zylinder) ergibt sich bei hohen Drehzahlen und einer Verschiebung in Richtung „spät“, ein höherer Luftaufwand und Füllungsgrad.

Bei niedrigen Drehzahlen schiebt der Kolben die Ladung, aufgrund fehlender kinetischer Energie in das Ansaugrohr zurück und vermindert so die Füllung.

Dieser Vorgang kann allerdings auch dazu genutzt werden, eine leichte Entdrosselung im Teillastbereich zu bewirken, um so den Verbrauch zu senken. Dabei muss jedoch berücksichtigt werden, dass der thermische Wirkungsgrad durch eine kleinere effektive Verdichtung verringert wird.

Als positiver Nebeneffekt ergibt sich ein niedrigerer Verdichtungsdruck und somit auch ein reduzierter Spitzendruck, der die NO<sub>x</sub> - Bildung vermindert.

#### *Frühes Schließen*

Bei hohen Drehzahlen und Vollast ergibt sich eine niedrigere Füllung und in Folge dessen eine niedrigere Leistung.

In der Teillast wird weniger Ladung ins Ansaugrohr zurückgeschoben. Dadurch erhöht sich der Liefergrad und somit auch das Drehmoment.

Bei einem vollvariablen Ventiltrieb erfolgt die Lastregelung nicht durch Drosselung, sondern nur durch den Zeitpunkt von ES. Hier wird versucht, den Ansaugdruck auf Umgebungsniveau zu halten. Sobald dann die gewünschte Ladungsmenge im Zylinder ist, wird das Ventil geschlossen. Die anschließende Expansion und Kompression erfolgen fast verlustfrei, wodurch die Ansaugarbeit niedriger ist als bei Lastregelung durch Drosselung.

### **Nachteile des frühen ES:**

Bedingt durch das frühe Schließen besteht die Möglichkeit, dass beim Zünden nur eine geringe Ladungsbewegung vorherrscht und somit der Brennverzögerung länger wird. Gleichzeitig wird die Flammengeschwindigkeit niedriger und die HC Emissionen höher.

Weiters kann es zu einer Kondensation aufgrund einer Abkühlung des Kraftstoffes kommen. Diese entsteht durch den Unterdruck im Zylinder. Der fehlende Unterdruck im Ansaugkanal hat außerdem eine schlechte Gemischaufbereitung zur Folge. So wird das

Gemisch inhomogen und, wie bereits erwähnt, können sich Ablagerungen im Bereich des Ventils bilden.

## 2.4.2 Einlassventilhub

[1] [4]

Wird bei gleicher Öffnungsdauer nur der Hub der Einlassventile verstellt, wirkt das Ventil als Drosselstelle, wodurch sich die Ladungswechselarbeit nicht reduziert. Die Reibung zwischen Nocke und Nockenfolger wird jedoch verringert, da die Ventildfeder nicht so stark zusammengedrückt wird. Durch den geringeren Hub wird zusätzlich die Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt erhöht und somit die Gemischbildung wesentlich verbessert.

In Kombination mit einer saugsynchronen Einspritzung, ergeben diese Maßnahmen sehr gute Werte für die HC – Emissionen (vor allem beim Kaltstart).

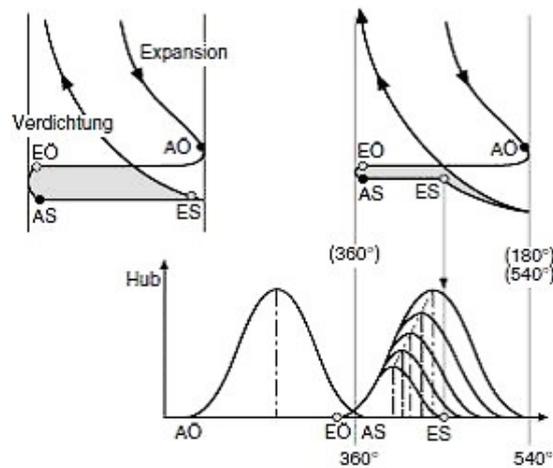


Abbildung 2-6: Funktionsprinzip der drosselfreien Laststeuerung mittels FES [1]

Besteht jedoch die Möglichkeit, die Ventilöffnungsdauer zu regeln, dargestellt in Abbildung 2-6, dann kann das Drosselventil entfallen. Die Mengenregulierung des Gemisches erfolgt nun ausschließlich durch den Zeitpunkt von ES.

Abbildung 2-7 zeigt die Abhängigkeit der Ladungswechselarbeit über der Last. Im Bereich der niedrigen bis mittleren Lasten können die Ladungswechselverluste, gegenüber einer Drosselsteuerung stark reduziert werden. Bei kleinsten Lasten sind jedoch sehr kurze Öffnungszeiten notwendig, die nur durch eine überproportionale Reduzierung des Ventilhubes (<0,4mm) möglich sind. Dies führt dazu, dass der Ventilöffnungsquerschnitt so verkleinert wird, dass der Drossel-effekt überwiegt.

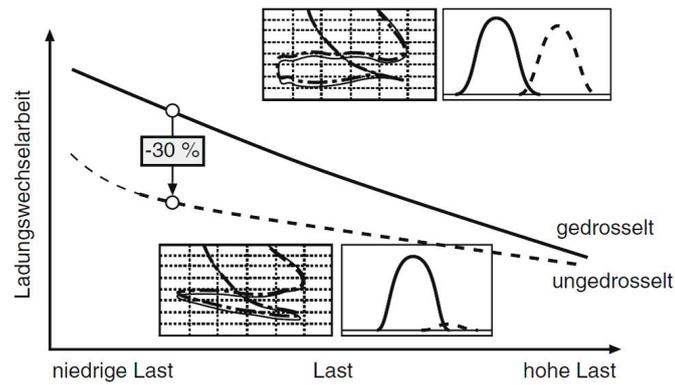


Abbildung 2-7: Reduzierung der Ladungswechselverluste [1]

Werden, zusätzlich zur Verkürzung der Ventilöffnungsdauer, die Ventile asymmetrisch betätigt, dann wird eine gezielte Ladungsbewegung generiert, die zu einer besseren Gemischbildung und somit Restgasverträglichkeit beiträgt.

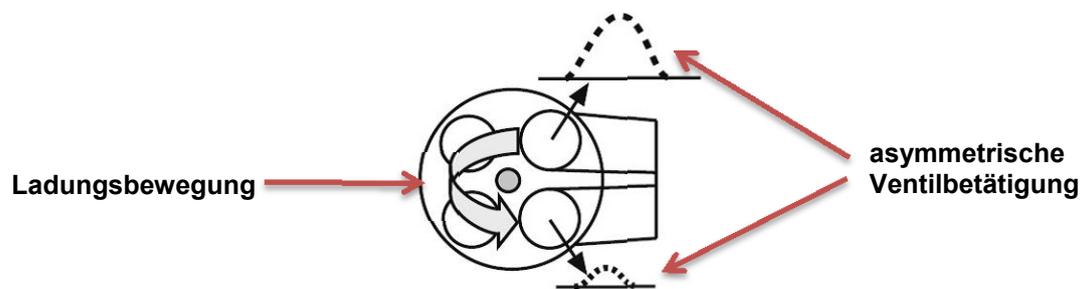


Abbildung 2-8: Asymmetrischer Ventilhub am Einlassventil [1]

## 2.5 Bestehende Systeme gestufter Ventilhubumschaltungen

### System *Honda*: Variable Timing and Lift Electronic Control (VTEC) [1] [4] [5]

*Honda* nutzt eine dritte Nocke mit größerem Hub, um den Motor besser zu füllen. Diese Nocke drückt auf einen dritten Schleppebel, der durch zwei hydraulisch betätigte Bolzenstücke formschlüssig mit den beiden anderen Schleppebeln verbunden wird. So kann ein größerer Hub auf die Ventile übertragen werden.

Durch diese Art der Betätigung können auch Zylinderabschaltungen (VTEC-IMA Konzept) realisiert werden. Des Weiteren können, durch unterschiedliche Hübe und Phasenlagen der kleinen Nocke, auch eine geänderte Ladungsbewegung und eine Teilentdrosselung in der Teillast verwirklicht werden.

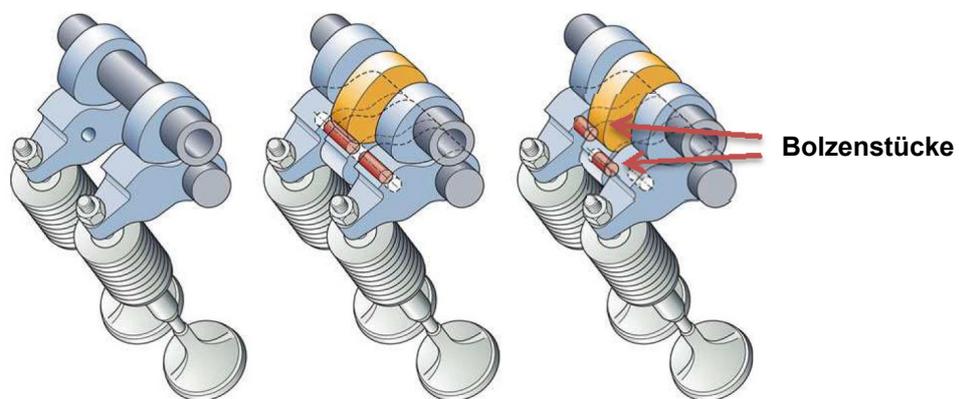


Abbildung 2-9: *Honda* VTEC Ventilhubverstellung [5]

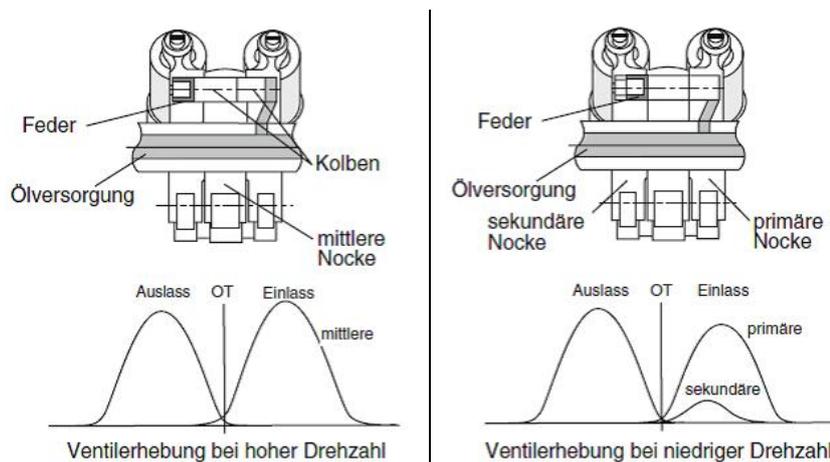


Abbildung 2-10: Variable Ladungsbewegung bei verschiedenen Drehzahlen [1]

Nachteil dieser Variante ist, dass das Ventilspiel nur über Einstellschrauben realisiert werden kann.

**System Porsche: VarioCam**

[4] [5]

Auch hier wird ein hydraulisch betätigter Bolzen genutzt, um zwischen den Ventilhuben umzuschalten. Den Ventilspielausgleich übernimmt ein, im Tassenstößel integriertes Element, das eine Wartungsfreiheit des Ventiltriebes ermöglicht.

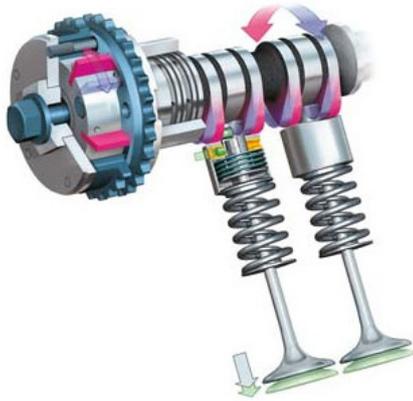


Abbildung 2-11: Porsche VarioCam [6]

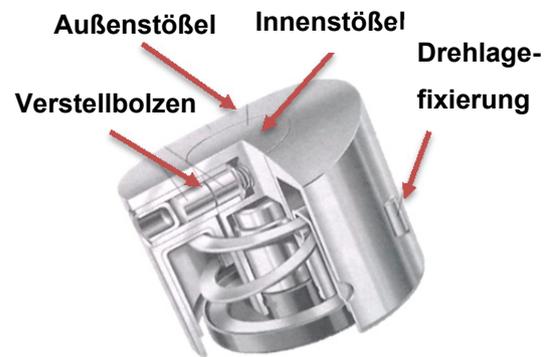


Abbildung 2-12: VarioCam Tassenstößel [4]

Der Tassenstößel ist gegen Verdrehung gesichert und kann somit ballig ausgeführt werden, um niedrige Flächenpressungen zu erzielen.

**System Honda: HYPER VTEC**

Auch *Honda* hat mit dem HYPER VTEC ein ganz ähnliches System auf den Markt gebracht, das in diesem Fall aber zur Ventilabschaltung genutzt worden ist, siehe Abbildung 2-13.

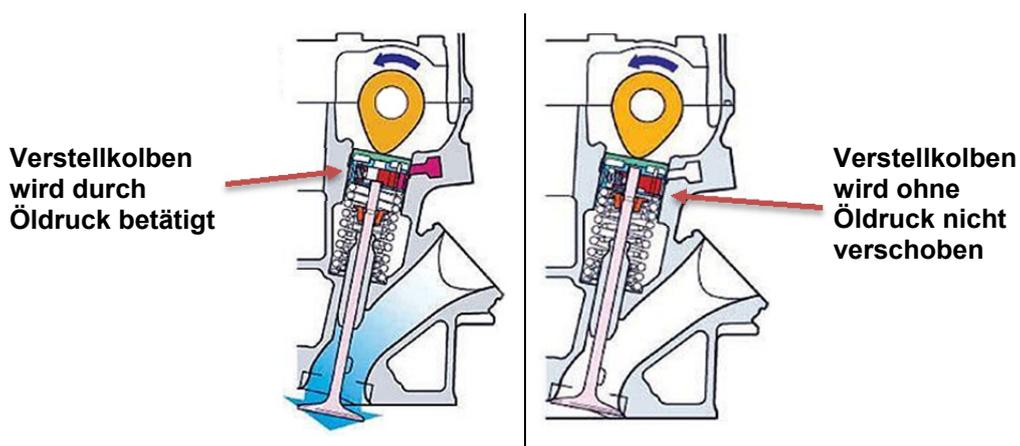


Abbildung 2-13: HONDA HYPER VTEC [7]

### System Audi: Audi Valvelift System (AVS)

[5]

Das *Audi Valvelift System* besteht aus einer gebauten Nockenwelle mit Nockenhülse und zwei Aktuatoren.

Die eigentliche Welle hat eine Keilverzahnung, auf die eine Nockenhülse mit unterschiedlichen Nockenhöhen und Phasenlagen axial verschoben werden kann. Dadurch können die Rollenschlepphebel mit den unterschiedlichen Nockenhuben betätigt werden.

Der Aktuator greift dazu mit einem Stift in eine Kulissenführung in der Hülse ein und bewirkt so die axiale Kraft zum Verschieben.



Abbildung 2-14: Audi AVS [8]

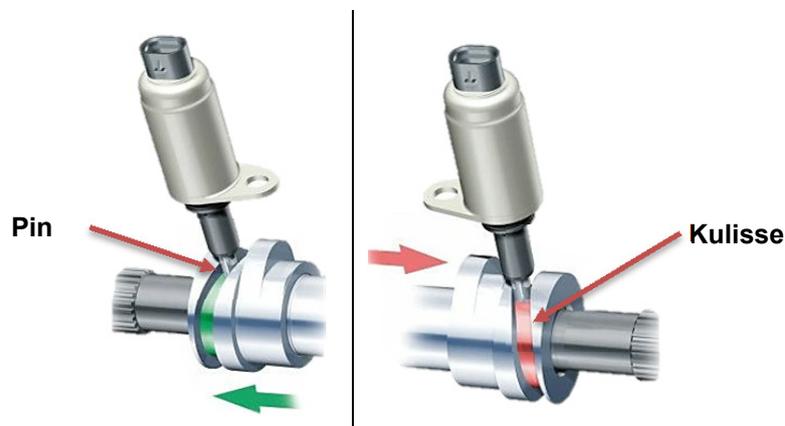


Abbildung 2 15: Kulissenführung des AVS [8]

Am Ende der Kulisse befindet sich eine Auswurframpe, die den Pin des Aktuators zurück in seine Ausgangsposition drückt.

Die Vorteile dieses Systems sind, dass die Aktuatoren von der Ölpumpe unabhängig sind und dort keine Verlustleistung erzeugen. Weiters ist das Schalten der Elemente nicht an die Öltemperatur gebunden.

Die Masse der Nockenhülse, die Festigkeit des Aktuator Pins und dessen Einrückzeit sind dabei maßgebende Faktoren für die Realisierbarkeit.

**System VW:**

Jedes Nockenstück trägt für die beiden Ventile, die es betätigt, zwei verschiedene Nockenpaare. Das eine ist ein herkömmliches Hubprofil, das die gleiche Ventilhubkurve wie beim Standardmotor beschreibt. Das andere Nockenpaar ist ein Nullhubnocken mit 360° Grundkreis.

Am Ende jedes der Nockenstücke ist eine Schaltkulisse gefügt, in die eine Y-förmige Spiralnute eingefräst ist, die zur Führung der Zwei-Pin-Aktuatoren dient.

In diesem Fall, realisierte *VW* eine Zylinderabschaltung der Zylinder 2 und 3 eines Reihen-4-Zylinder Otto-Motors mit 1600 cm<sup>3</sup>.

Im Gegensatz dazu dient die von *Audi* verfolgte Variante zur Generierung von Ladungsbewegung.

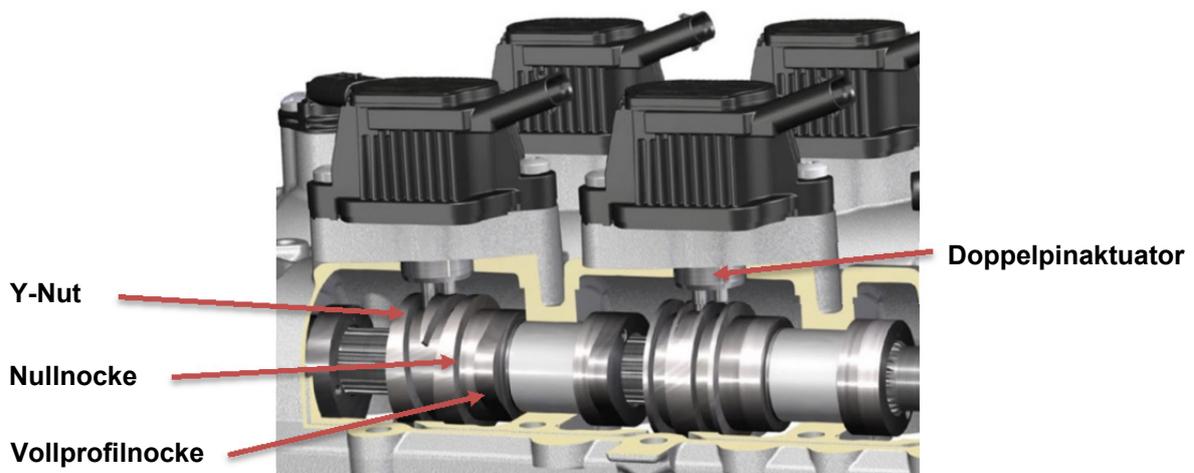


Abbildung 2-15: Schiebenockensystem von *VW* [9]

**Fazit:**

Es zeigt sich, dass nur das Schiebenockensystem von *VW* und *Audi* eine Ventilhubumschaltung ermöglichen, ohne dabei die bewegten Massen zu verändern. In diesem Fall müssen also keine Einschränkungen, in Bezug auf Drehzahl und Steifigkeit des Ventiltriebes genommen werden.

Um die möglichen Potenziale dieses Systems zu erfassen, sollen nun im Anschluss mehrere Ventilhubkombinationen getestet werden.

### 3 Ventilhubkonfigurationen

Wie bereits beschrieben, soll, mittels geeigneter Ventilhubkurven, der untere Last- und Drehzahlbereich untersucht werden. Dabei soll auf die Verbrennungsstabilität, Verbrauch und Ansprechverhalten, sowie die Abgasemissionen im WMTC Bezug genommen werden.

Zusätzlich zu diesem Kennfeldbereich ist es sinnvoll, jene Ventilhubvarianten näher zu betrachten, die eine Drehmomenterhöhung für hohe Lasten im unteren Drehzahlbereich ermöglichen.

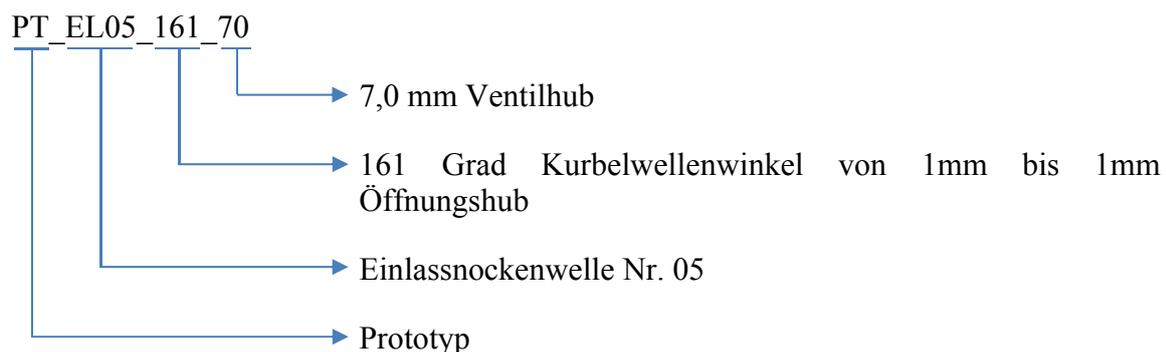
Ziel dieser Maßnahme ist eine anschließende, separate Anpassung der Ventilhübe für den unteren und oberen Drehzahlbereich. Dadurch soll eine Steigerung an Drehmoment und Leistung über das ganze Drehzahlband ermöglicht werden. Dies führt in weiterer Folge entweder zu einem „Downsizing“- und „Downspeeding“- Potenzial oder zu einem höheren Kundennutzen.

Die Variationen der verschiedenen Ventilhübe beschränken sich für die geplanten Versuche nur auf die Einlassventile. Denn durch eine Veränderung dieser Öffnungs- und Schließzeitpunkte, sowie Ventilerhebungen, kann der größte Einfluss auf Ladungsbewegung und Drehmomentcharakteristik genommen werden. Das bedeutet, dass auf der Auslassseite die serienmäßige Nockenwelle der *Adventure* (firmeninterne Projektnummer: 603) verwendet worden ist.

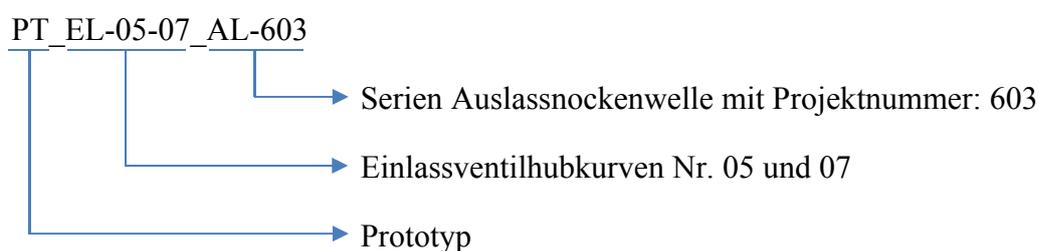
Weiters bringt eine Verstellung der Auslassventile erhöhte Kosten mit sich, die eine Applikation dieses System auf der Auslassseite ausschließen.

Bei den Ventilhubkombinationen, die im Folgenden vorgestellt werden, ist, bis auf die Seriennockenwelle des Supersportmotorrades *RC8R* (firmeninterne Projektnummer: 693), der 1mm Ventilhubpunkt beim Öffnen der Einlassventile stets bei Ladungswechsel OT.

#### Bezeichnungen der Ventilhubkurven:



#### Bezeichnungen der Ventilhubkombinationen:



### 3.1 Niedriglast-Ventilhubkurven

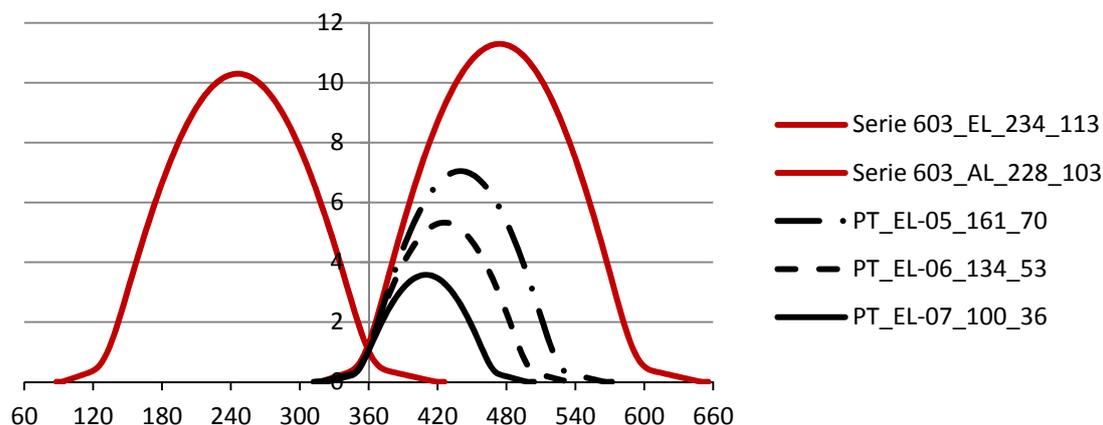


Abbildung 3-1: Ventilhubkurven für niedrige Lasten

Wie in der Häufigkeitsverteilung der Drosselklappenstellung im „Kapitel 4.1“ ersichtlich ist, wird der WMTC-Zyklus im sehr niedrigen Lastbereich des Motors durchfahren. Um in diesem Lastbereich eine bessere Verbrennung, durch hohe Ladungsbewegung und eine zusätzliche Verbrauchsreduktion zu verwirklichen, sind hier die Ventilhubkombinationen PT\_EL-05-07\_AL-603 und PT\_EL-06-07\_AL-603 als Versuchsnockenwellen gewählt worden.

Der Vorteil dieser Kombinationen soll darin bestehen, dass aufgrund der ungleichen Lagen der maximalen Ventilerhebungen der beiden Einlassventile (auch „Phasing“ genannt) eine gezielte Ladungsbewegung generiert wird. Diese soll einerseits eine gute Durchmischung des Frischgases mit dem Restgas erlauben und somit zu einer stabileren und schnelleren Verbrennung führen. Andererseits soll durch die früheren Einlassschlusszeitpunkte eine Entdrosselung bewirkt werden, wodurch die Ladungswechselverluste gesenkt, und in weiterer Folge auch der Verbrauch verringert werden.

### 3.2 Drehmoment-Ventilhubkurven

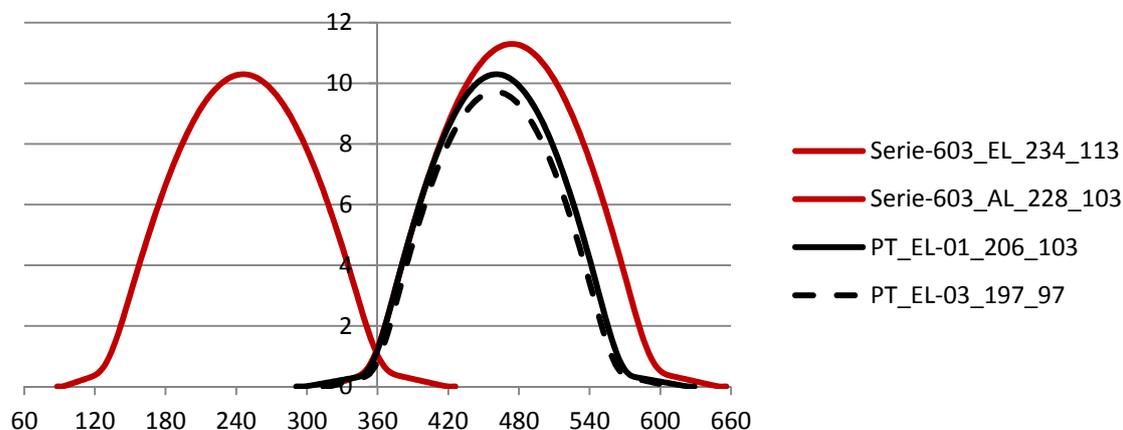


Abbildung 3-2: Ventilhubkurven für hohes Drehmoment

Wie weiter oben beschrieben, werden auch Ventilerhebungskurven untersucht, die eine Drehmomenterhöhung im unteren Drehzahlbereich erbringen sollen. In diesem Fall wird dies durch einen früheren Einlassschluss, im Vergleich zu den Seriennockenwellen bewerkstelligt. Somit wird weniger Frischladung nach dem unteren Totpunkt der Ansaugphase in den Einlasskanal zurückgeschoben. Dadurch steigt die Füllung bei niedrigen Drehzahlen. Es ist jedoch zu erwarten, dass der Nachladeeffekt bei hohen Drehzahlen, aufgrund des zu frühen Schließens der Einlassventile, nicht ausgenutzt werden kann. In weiterer Folge würde das Drehmoment in diesem Bereich zu rasch absinken.

Im Falle dieser Nocken werden die Versuche mit einer „Phasing“-Variante (Versuchsbezeichnung: PT\_EL-01-03\_AL-603) und einer Variante „ohne Phasing“ (Versuchsbezeichnung: PT\_EL-01-01\_AL-603) durchgeführt.

Aufgrund der kürzeren Steuerzeiten dieser Ventilerhebungskurven, müssen die Ventilhube, im Gegensatz zu den Serienhuben, verringert werden. Schließlich sollen keine zu hohen Ventilbeschleunigungen beim Öffnen und Schließen der Ventile hervorgerufen werden.

### 3.3 Leistungs-Ventilhubkurven

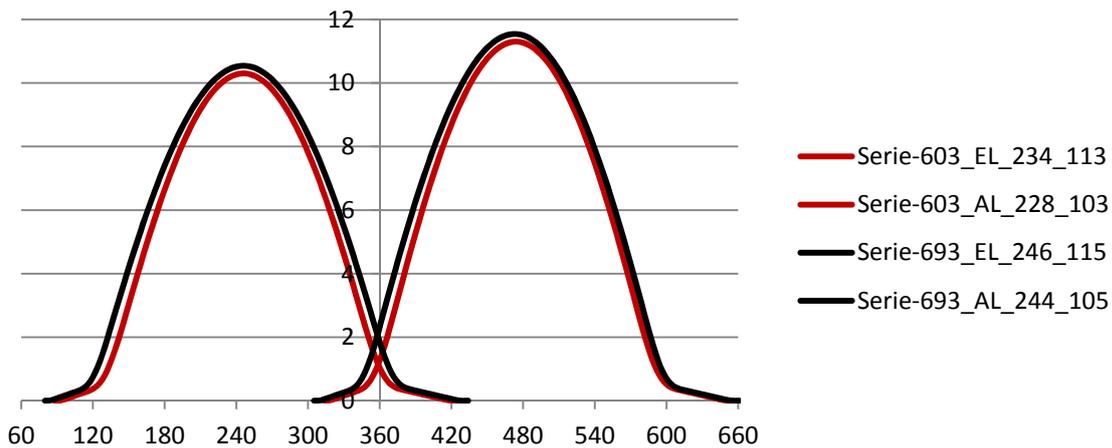


Abbildung 3-3: Ventilhubkurven für hohe Spitzenleistung

Bei diesen Versuchen sollen die mögliche Leistungssteigerung durch längere Steuerzeiten, sowie Ventilhuben der Einlassventile, eruiert werden.

Das Ziel ist einerseits, den Nachladeeffekt durch die beschleunigte Gassäule im Einlasskanal, während des Einlassschlusses, auszunutzen und somit mehr Füllung zu generieren. Andererseits soll, in Folge der größeren Ventilüberschneidungen, der Brennraum bei hohen Drehzahlen besser gespült werden.

Zu diesem Zweck ist in einem Versuch die Einlassnockenwelle der *RC8R* mit der Auslassnockenwelle der *Adventure* kombiniert worden (Versuchsbezeichnung: Serie\_EL-693\_AL-603). In einem weiteren Versuch ist die Ein- sowie Auslassnockenwelle der *RC8R* verwendet worden (Versuchsbezeichnung: Serie\_EL-693\_AL-693).

## 4 Auswahl der Messpunkte

Ziel der Messungen am Prüfstand ist die Bewertung und Dokumentation der verschiedenen Ventilhubvarianten und deren Auswirkung auf die thermodynamischen Parameter und Rohabgasemissionen.

Zu diesem Zweck ist ein Prüfstandsablauf entworfen worden, der eine genaue Analyse der Veränderung, in Folge der verschiedenen Nockenvarianten, ermöglicht.

<b>ZZP-Variation</b>		<b>Abgasmessung</b>	
Drehzahl [U/min] / alpha [%]		Drehzahl [U/min] / alpha [%]	
2500 / 4%		4900 / 19 %	
4900 / 19%		3700 / 8,7 %	
		3200 / 5,9 %	
		2500 / 4 %	
		LL	

<b>2. Teillastprogramm</b>		<b>Lastschnitte</b>	
Drehzahl [U/min] / pe [bar]		alpha [%]	
5000 / 1; 1,5; 2; 3; 5		100%	
3500 / 1; 1,5; 2; 3; 5		73,00%	
2500 / 1; 1,5; 2; 3; 5		57%	
		43,00%	
		32,00%	
		18,00%	
		9,00%	
		4,00%	

Abbildung 4-1: Messprogramm für Motorprüfstandsversuche

### 4.1 Zündzeitpunktvariation

Die gewählten Drehzahl- und Lastpunkte für diese Messung sind ebenfalls aus der Häufigkeitsverteilung der Abgasemissionspunkte entstanden.

Als Ausgangsbasis dieser Messungen dient ein MFB 50-Punkt von 8 Grad nach OT. Bei dieser Lage des MFB 50-Punktes ergibt sich ein geringerer Wandwärmestrom als bei 0 Grad. Dadurch wird der Nachteil der etwas späteren Verbrennungslage überkompensiert und führt somit zum geringsten Kraftstoffverbrauch.

Anschließend wurde in circa 5°-Schritten in Richtung „spät“ verstellt.

In Folge dieser Messungen können bestimmte Tendenzen der Verbrennung und der Abgasemissionen gut dargestellt werden.

## 4.2 Teillastprogramm

Das Teillastprüfprogramm ist in der Firma *KTM* ein Standardprozedere bei Motortestläufen. Man nutzt es, um einen repräsentativen Querschnitt stationärer Messpunkte für den dynamischen Fahrzyklus im WMTC zu schaffen.

In diesem Prüfablauf werden bei den Drehzahlen 2500, 3500 und 5000 jeweils die effektiven Mitteldrücke 1; 1,5; 2; 3; und 5 bar angefahren. In weiterer Folge sollen die schnellen und langsamen Motormessdaten analysiert werden.

## 4.3 Emissionsmessung

Um zyklusrelevante, stationäre Abgasmesspunkte zu untersuchen, sind Messdaten aus dem WMTC-Zyklus der *Adventure* herangezogen worden. Bei diesen Messungen sind, in Abständen von 0,1 Sekunden, die Motordrehzahl, sowie die aktuelle Drosselklappenposition für den kompletten WMTC-Zyklus aufgezeichnet worden.

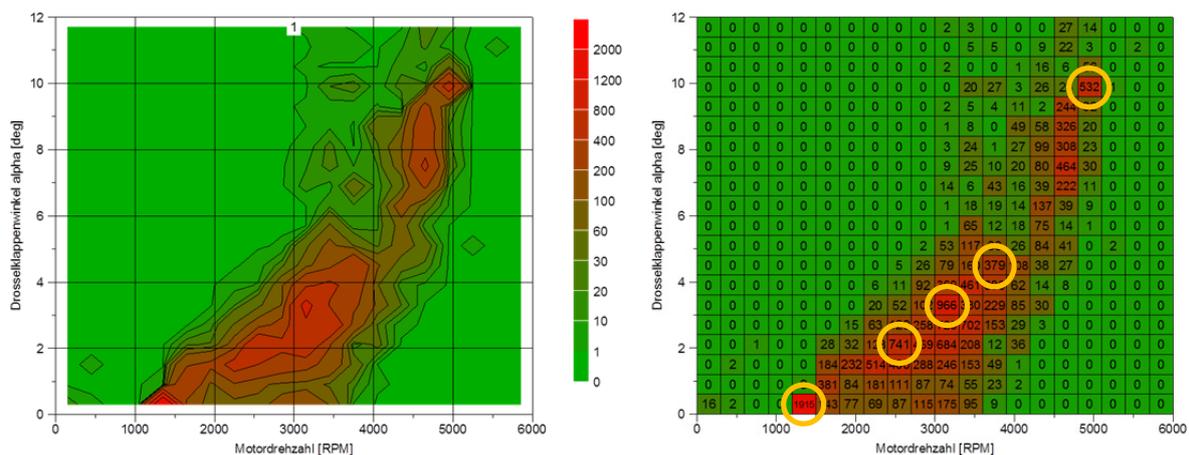


Abbildung 4-2: Häufigkeitsverteilung der Drosselklappenstellung im WMTC

Die Häufigkeitsverteilung der Drosselklappenstellungen, siehe Abbildung 4-2, ergibt mehrere signifikante Häufungspunkte. Durch das mehrfache Auftreten dieser Drosselklappenstellungen wird ein großer Teil der Abgase in diesen Punkten emittiert.

Um die Veränderungen durch unterschiedliche Ventilhubvarianten zu analysieren, sind die mit gelben Kreisen gekennzeichneten Punkte zur Emissionsanalyse herangezogen worden.

## 4.4 Lastschnitte

In weiterer Folge sollen auch mögliche Drehzahlbereiche erfasst werden, in denen eine Schaltung zwischen den beiden Ventilhubkombinationen sinnvoll und möglich wäre.

Zu diesem Zweck sind Lastschnitte des Motors mit den verschiedenen Nockenwellen vermessen worden.

Im späteren Vergleich der Drehmomentlinien können Drehzahl- und Lastpunkte erfasst werden, in denen, bei gleicher Drosselklappenstellung, zwischen den verschiedenen Ventilhuben ohne Drehmomentsprung gewechselt werden kann.

Alle Drehmomentlinien, ausgenommen der Volllastkurve, wurden maximal bis zu einer Drehzahl von 7000 Umdrehungen vermessen, da eine Umschaltung zwischen den Ventilhuben bei höheren Drehzahlen aus Festigkeitsgründen nicht mehr möglich ist. Eine Messung würde hier keine weiteren Erkenntnisse bringen.

#### 4.5 Messpunkte im Kennfeld

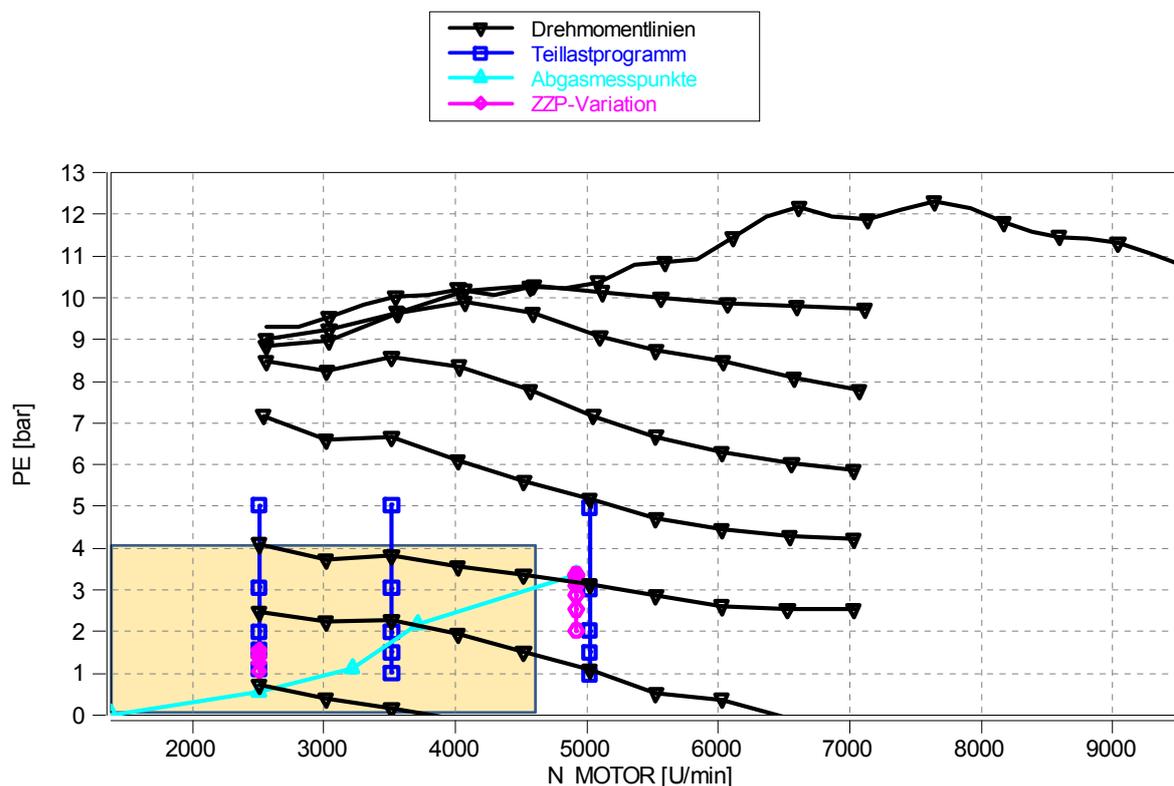


Abbildung 4-3: Effektive Mitteldrücke der Messpunkte im Kennfeld des Versuchsmotors

Das obige Diagramm zeigt, in welchen Bereichen des Motorkennfeldes sich die Messpunkte der beschriebenen Messungen befinden.

Anhand dieses Diagrammes kann gut gezeigt werden, dass der für den orange markierten WMTC-Bereich notwendige effektive Mitteldruck nur im unteren Last- und Drehzahlgebiet des Kennfeldes liegt.

Trotz dieser niedrigen Lastanforderung im Fahrzyklus des WMTC ist der Bereich mit hohen Lasten und Drehzahlen nicht zu vernachlässigen, da dieser vor allem für den Kunden als relevantes Kaufkriterium dient.

Um die Dynamik des Antriebes weiter zu verbessern, ist eine Kombination an Ventilhuben anzustreben, die einerseits den unteren Lastbereich in den Faktoren wie Fahrbarkeit und Emissionen verbessert. Andererseits die Leistung und Drehmoment in den Gebieten mit hohen Lasten und Drehzahlen anhebt.

## 5 Ladungswechselsimulation

### 5.1 Allgemeines

[10]

Eine Ladungswechselsimulation dient der rechnerischen Analyse von ladungswechselrelevanten Größen der Verbrennungsmotoren.

Sie ermöglicht, durch den kompakten Aufbau des zu simulierenden Modells, eine rasche und qualitative Aussage über die vorhandenen Größen, wie zum Beispiel Massenströme oder Druckverläufe in den Zylindern und Kanälen. Weiters erlaubt die Simulation eine schnelle Berechnung der möglichen Auswirkungen von Veränderungen am Motor.

Die Basis dieser Berechnung ist die Einhaltung der Kontinuitäts-, Impuls-, Energie und Gasgleichung.

#### Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - \frac{\partial(\rho * u)}{\partial x} - \rho * u * \frac{1}{A} * \frac{dA}{dx} \quad \text{Formel 5-1}$$

#### Impulsgleichung

$$\frac{\partial(\rho * u)}{\partial t} = - \frac{\partial(\rho * u^2 + p)}{\partial x} - \rho * u^2 * \frac{1}{A} * \frac{\partial A}{\partial x} - \frac{F_R}{V} \quad \text{Formel 5-2}$$

#### Energiegleichung

$$\frac{\partial E}{\partial t} = - \frac{\partial[u * (E + p)]}{\partial x} - u * (E + p) * \frac{1}{A} * \frac{dA}{dx} + \frac{q_W}{V} \quad \text{Formel 5-3}$$

#### Gasgleichung

$$p = \frac{1}{V} * m * R * T \quad \text{Formel 5-4}$$

Die Vorteile der eindimensionalen Ladungswechselsimulation sind unter anderem die sehr kurze Modellaufbau- und Berechnungszeit sowie eine gute Übereinstimmung mit dem am Motor gemessenen Werten.

Nachteilig ist jedoch, dass z.B. die Mischungsvorgänge des Kraftstoffes im Ansaugkanal und Zylindern aber auch mögliche Strömungsablösungen entweder gar nicht oder nur mit Beiwerten berücksichtigt werden können.

Im folgenden Abschnitt soll eine kurze Einführung in die dafür benötigten Daten und Programme gegeben werden.

## 5.2 Ziele der Simulation

Mittels der Ladungswechselsimulation soll eine erste Auslegung von verschiedenen Ventilhubkurven erfolgen, um so deren unterschiedliche Auswirkungen auf Drehmoment und Ladungswechselverluste zu verdeutlichen.

Des Weiteren erlauben sie eine bessere Analyse und Interpretation der am Prüfstand gemessenen Ergebnisse.

## 5.3 Simulationsmodell vs. Prüfstands Aufbau

Das Ladungswechselsimulationsmodell wurde äquivalent zum Motorenprüfstandversuch aufgebaut. In weiterer Folge ist das Luftberuhigungsvolumen, inklusive dessen Ansaugstrecke für die geplante Luftmassenmessung, im Simulationsmodell abgebildet worden.

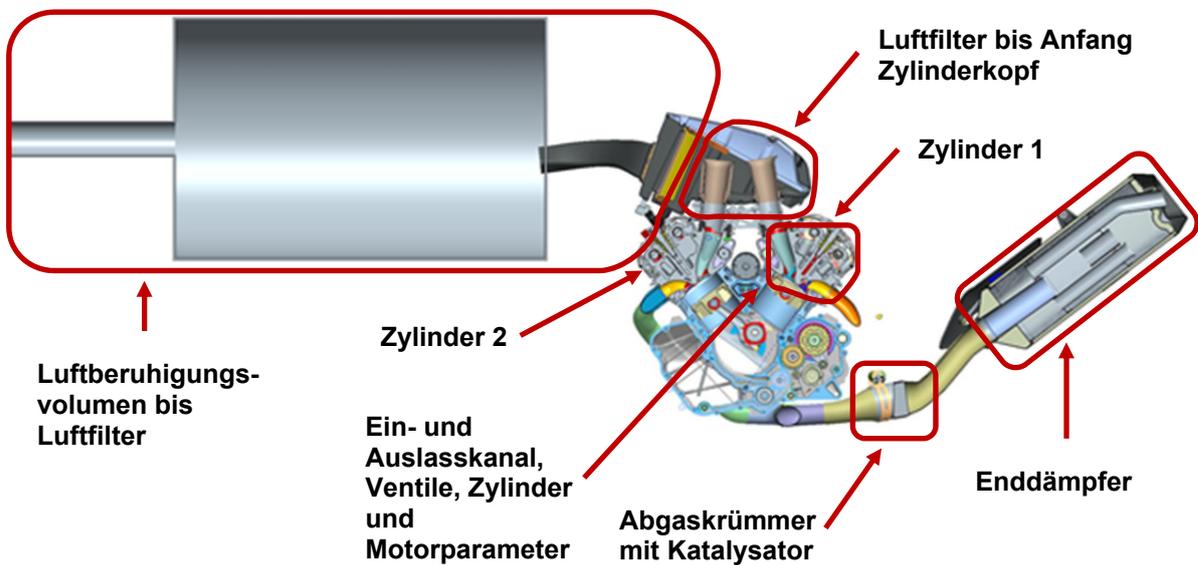


Abbildung 5-1: 3D-CAD Modell des Prüfstandsmotors

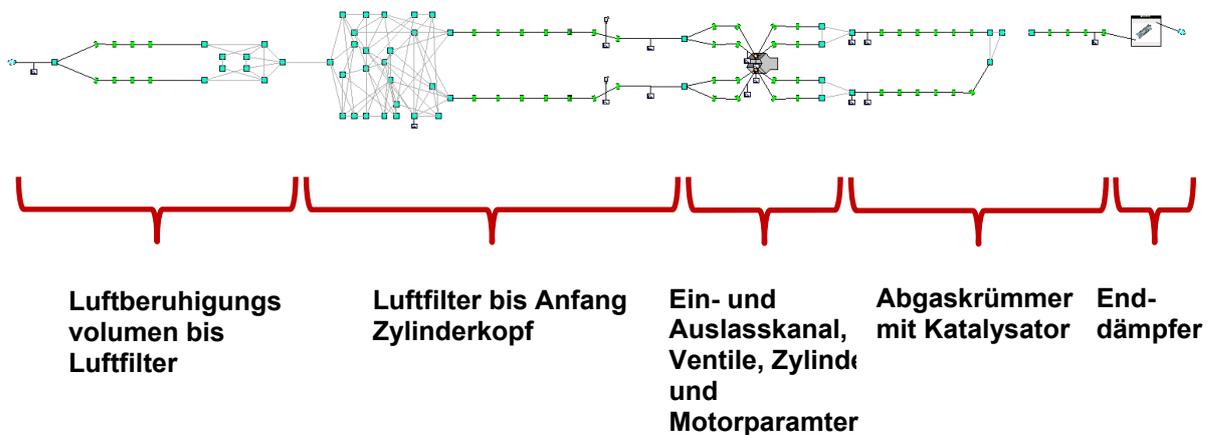


Abbildung 5-2: Gesamtes Modell der 1D-Ladungswechselsimulation

### 5.3.1 Grundlegender Aufbau

#### – Luftberuhigungsvolumen bis Luftfilter

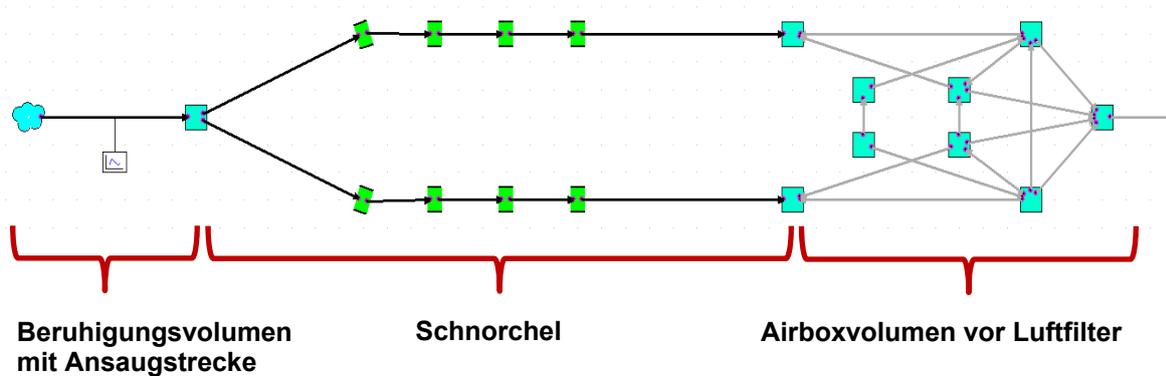


Abbildung 5-3: Einlaufstrecke bis Airboxvolumen vor Luftfilter

Das Modell, siehe Abbildung 5-3, zeigt auf der linken Seite die Beruhigungsstrecke für das Luftmassenmessgerät, welche wiederum in einen 200 Liter großen Behälter einmündet. Dieser dient als Beruhigungsvolumen. Dieses Volumen dämpft den nicht konstanten Luftmassenstrom des V2 Motors, um so einen kontinuierlichen Massenfluss durch das Messgerät zu erzeugen. Dabei sollen Messfehler durch instationäre Luftbewegungen minimiert werden.

Am Ende des Beruhigungsvolumens treten die beiden, in Serie am Fahrzeug verbauten Ansaugschnorchel, in den Behälter. Diese Ansaugschnorchel wiederum treten in das Airbox-Volumen vor dem Luftfilter ein.

Die Schnorchel sind unter Verwendung der zugehörigen 3D-CAD-Daten mit „Wave Mesher“ modelliert worden. Das Airbox-Volumen vor dem Luftfilter ist hingegen mit „Wave Build 3D“ gestaltet worden. Das Dämpfungsvolumen und die Beruhigungsstrecke wurden am Prüfstand vermessen und sind geometrisch mit „Wave Build“ dargestellt worden.

– **Luftfilter bis Anfang Zylinderkopf**

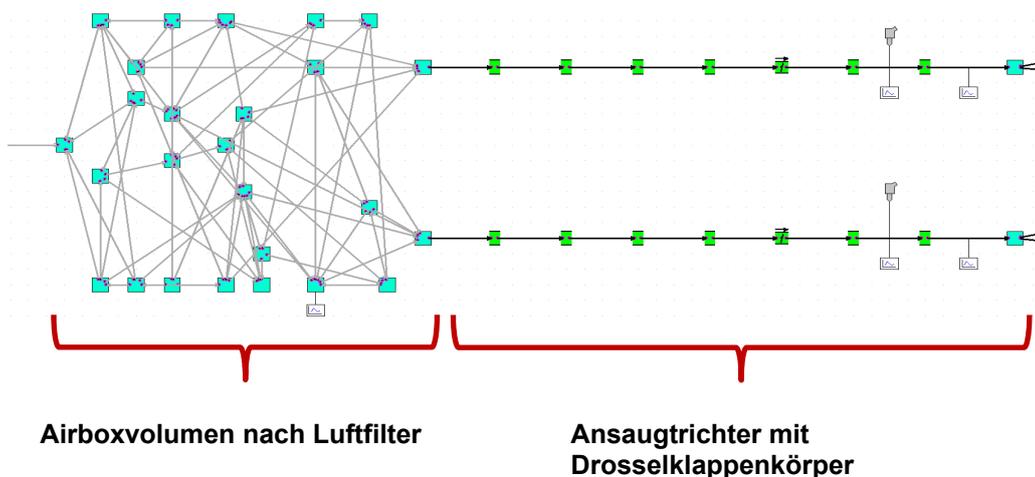


Abbildung 5-4: Luftfilter bis Anfang Zylinderkopf

Wie zuvor beschrieben, ist der Luftfilter als Rohr abgebildet. Anschließend ist dessen definierte Länge auf „0“ gesetzt worden. Des Weiteren ist der Bauraum, den der Luftfilter einnimmt, nicht vom Airbox-Volumen abgezogen worden, denn das effektiv benötigte Volumen des Filters ist im Endeffekt nur das Volumen des Filtermaterials. Somit tritt keine wesentliche Airbox-Volumenverkleinerung ein.

– **Einlass- Auslasskanal, Ventile, Zylinder und Motorparameter**

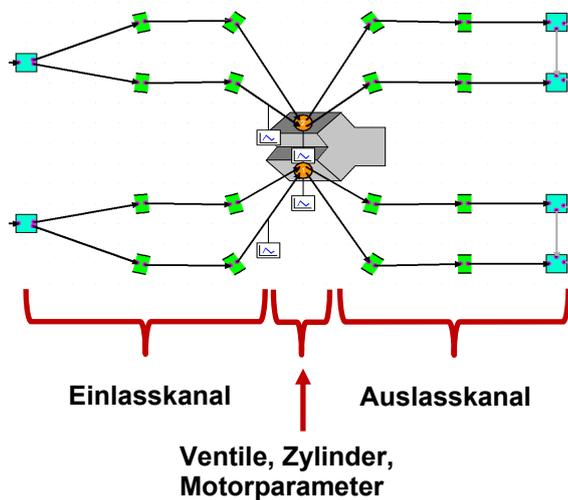


Abbildung 5-5: Einlass- Auslasskanal, Ventile, Zylinder und Motorparameter

**Kanäle im Zylinderkopf**

Grundsätzlich könnte man die zweiflutigen Kanäle als einzelnen Kanal mit äquivalentem Querschnitt darstellen. Die Möglichkeit ist bei gleichen Ventilhuben durchaus denkbar. Sie kann in diesem Fall allerdings nicht in Betracht gezogen werden, da die Ventile des Einlasskanals später asymmetrisch betätigt werden.

## Ventile

Für die Simulation spielen in diesem Bereich, neben den Erhebungen, die Durchflusskennwerte der Ein- und Auslasskanäle und das Ventilspiel eine wichtige Rolle.

Das Ventilspiel hat, aufgrund der Nockengeometrie, eine starke Auswirkung auf die Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Ventile. Bereits ein 0,2mm größeres Spiel der Seriennockenwellen verändert die Öffnungs- sowie Schließzeitpunkte jeweils um 15-20°KW. Um die Gasdynamik sowie die durchgesetzte Luftmasse richtig zu berechnen, müssen die Werte der Ventilspiele deswegen auf den, im Betrieb vorherrschenden, Bereich gesetzt werden.

## Zylinder und Motorparameter

In den Motoreinstellungen werden unter anderem die Eckdaten des Motors, wie Hub, Bohrung, Anzahl der Zylinder und Ventile eingegeben.

Auch die Brenndaten werden in diesem Bereich des Modells ergänzt.

Durch die zur Auswahl stehenden Möglichkeiten „Single-“ oder „Multi-Vibe“, ergeben sich zwei Wege um die gemessenen Brenndaten zu implementieren.

In der „Single-Vibe“-Einpassung werden aus den Messdaten der MFB50-Punkte, die Brenndauer (von MFB10 bis MFB90) und der Exponent der Vibe-Funktion für jeden Zylinder und jede Drehzahl separat eingegeben.

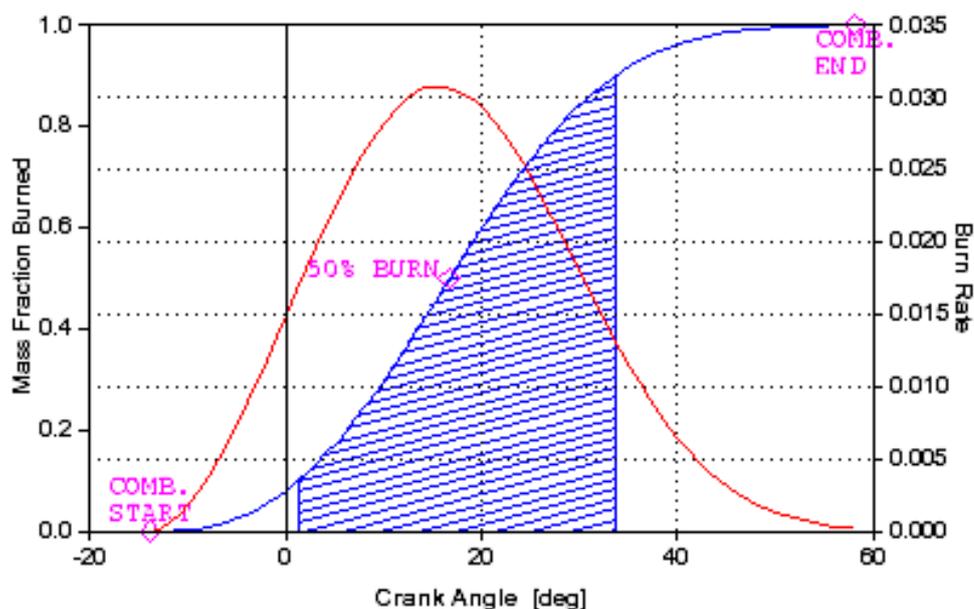


Abbildung 5-6: Single-Vibe Brennverlauf [11]

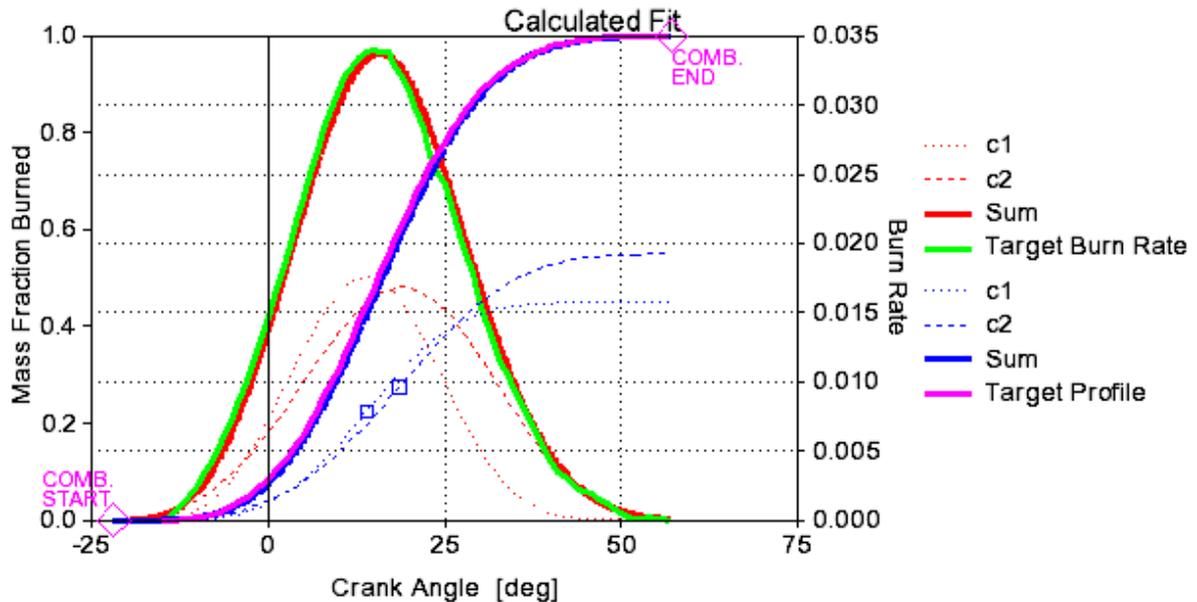


Abbildung 5-7: Multi-Vibe Brennverlauf [11]

In der „Multi-Vibe“-Einpassung hingegen wird für jeden Zylinder und jede Drehzahl der Brennverlauf berechnet. Dies geschieht mit dem Programm „Concerto“ der Firma *AVL*. Im Anschluss wird der normierte Brennverlauf in ein, für „Wave Build“ lesbares Text-File umgewandelt. Dadurch ergeben sich 32 Textfiles (2 Zylinder und 16 zu berechnende Drehzahlen), in denen zuerst noch der Verlauf des normierten Brennverlaufes gefiltert werden muss. Anschließend wird durch „Wave Build“ der normierte Brennverlauf mittels einer Polynomfunktion angenähert (grüne Linie in Abbildung 5-7). Diese Prozedur nimmt sehr viel Zeit in Anspruch und bringt im direkten Vergleich mit den „Single-Vibe“-Ergebnissen keinen nennenswerten Unterschied im Zylinder-Druckverlauf und dem abgegebenen Drehmoment.

#### – Abgaskrümmen mit Katalysator

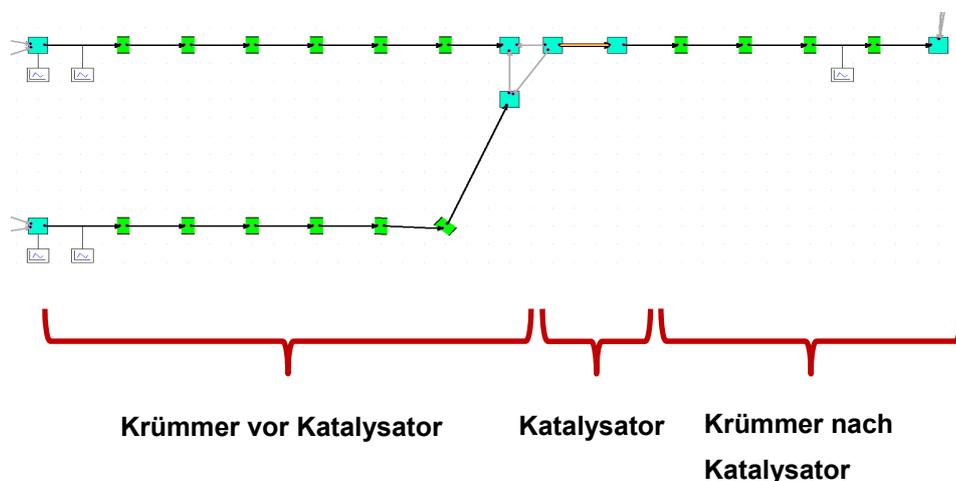


Abbildung 5-8: Abgaskrümmen mit Katalysator

Wie bereits weiter oben erwähnt, wurde der Abgaskrümmter ebenfalls mit „Wave Mesher“ erstellt.

Der Katalysator hingegen ist ein bereits vordefiniertes Element in „Wave Build“. In dieses Element gibt man die benötigten geometrischen Eckdaten (Abmessungen, Zellwanddicke und Zelldichte) und die physikalischen Initialzustände (Druck, Gas- und Wandtemperatur) ein.

– **Enddämpfer**

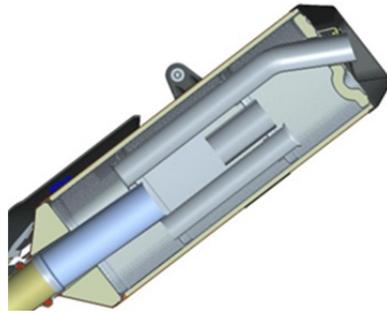


Abbildung 5-9: 3D-CAD Modell des Enddämpfers

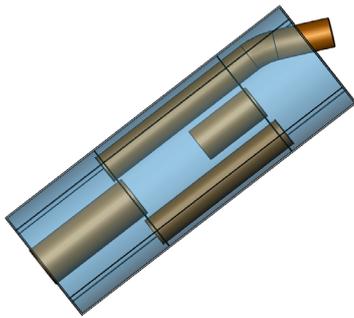


Abbildung 5-10: Enddämpfermodell in „Wave Build 3D“ unvernetzt

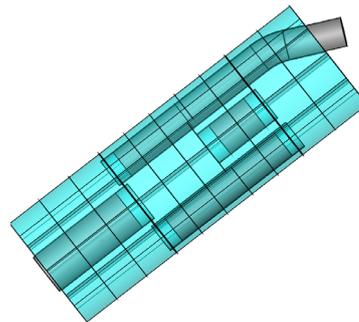


Abbildung 5-11: Enddämpfermodell in „Wave Build 3D“ vernetzt

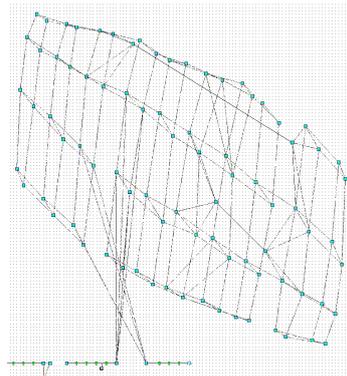


Abbildung 5-12: Vernetztes Enddämpfermodell in „Wave Build“

Der Enddämpfer konnte bereits aus einer anderen Simulation übernommen werden. Wie in der Abbildung 5-8 zu sehen ist, handelt es sich um einen Reflexionsdämpfer, der mittels „Wave Build 3D“ nachgebaut worden ist.

## 5.4 Verwendete Programme für die Ladungswechselsimulation

Die Firma *Ricardo* stellt mit dem Softwarepaket „Wave“ mehrere Programme zur Verfügung, welche es erlauben den zu simulierenden Motor als Ladungswechselmodell aufzubauen.

### 5.4.1 Wave Build

„WAVE BUILD 2013.1“ ist das erste Element aus der Programmreihe von *Ricardo*, mit dem man eine Ladungswechselsimulation durchführen kann.

Das zu simulierende Modell wird durch die Hinzunahme von vordefinierten Elementen in die Arbeitsfläche schrittweise generiert. Durch die Definition der Umgebungsbedingungen erweitert man das Modell um die gegebene Ansaugstrecke bis zum eigentlichen Zylinder und weiter bis zum Ende der abgasführenden Kanäle. Diese sind an das umgebungsdefinierende Element gebunden.

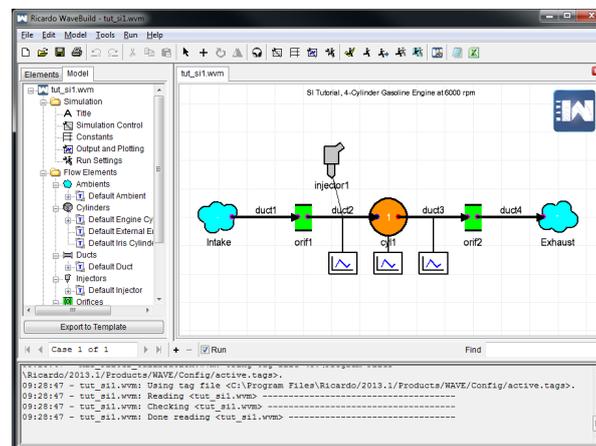


Abbildung 5-13: „Wave Build“ Benutzeroberfläche [11]

Einfache Kanalgeometrien werden normalerweise als „Duct“ generiert. Das heißt es werden der Eingang- und Ausgangsdurchmesser, die Länge und der Krümmungsradius als geometrische Randbedingungen eingefügt. Kanalzusammenführungen sind in dieser Hinsicht komplexer und werden mittels einer „Complex-Y-Junction“ erstellt. Hier wird nicht nur das Volumen der Zusammenführung als Parameter benötigt, sondern auch der geschwindigkeitsäquivalente Durchmesser zur Bestimmung der Reynolds-Nummer. Gleichzeitig wird die maximal mögliche Ausdehnung der einmündenden Querschnitte, längs (DELX) und quer zur Strömungsrichtung (DIAB), gebraucht.

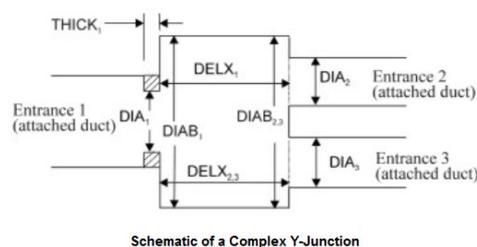


Abbildung 5-14: Aufbau einer „Complex-Y-Junction“ [11]

Die Simulation benötigt ebenfalls Eingabeparameter aus Messungen oder Datenbanken des zu simulierenden Motors, um eine akzeptable Berechnungsqualität zu gewährleisten.

Folgende gemessene Parameter werden als Randbedingung zylinderselektiv eingebracht:

Die Brenndauer, die Lage des MFB50-Punktes, der Lambda-Wert, der Single-Vibe-Exponent, die Wärmeübergänge, die Temperaturen und die Drücke im Ansaug- und Abgaskanal.

Ebenso erforderliche Werte für die gemittelten Temperaturen von Brennraum, Zylinder und Kolben, sind aus einer vorangegangenen Diplomarbeit von Hr. DI Julian Eder, leicht modifiziert, übernommen worden.

Als weitere Randbedingungen sind die Durchflusskoeffizienten der Ein- und Auslasskanäle und die Durchflusskoeffizienten des Drosselklappenkörpers eingefügt worden. Die Messungen dazu sind am hauseigenen Strömungsprüfstand durchgeführt worden und werden im Kapitel „5.5 Durchflusskennwert-Bestimmung“ detailliert erläutert.

## 5.4.2 Wave Mesher

Zur exakten und schnelleren Erstellung der Kanalgeometrien bietet *Ricardo* das Programm „Wave Mesher 2013.1“ an. Dieses Programm ermöglicht, dass die gesamten Ladungswechselorgane eines Motors aus 3D-CAD-Daten in eindimensionale Ladungswechselelemente umgewandelt werden.

Am Beispiel des Krümmerstückes, welches sich vor dem Katalysator der *1190 Adventure* befindet, soll dies nun kurz demonstriert werden.

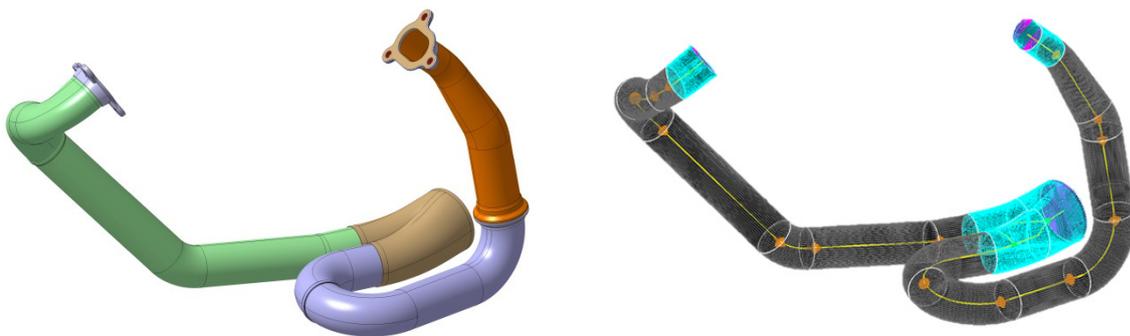


Abbildung 5-15: 3D-CAD Modell und „Wave Mesher“ Modell des Abgaskrümmers

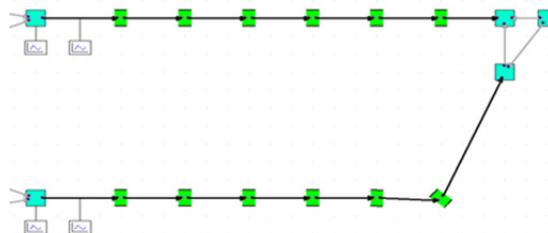


Abbildung 5-16: Vernetztes Modell in „Wave Build“

Die zu bearbeitende Geometrie wird zunächst aus einer „.stl“-Datei eingespielt. Im nächsten Schritt werden die Ein- und Auslassöffnungen gekennzeichnet. Darauffolgend werden die einzelnen Rohrsegmente mittels Schnittebenen festgelegt. Sinnvollerweise

werden die geraden Elemente nur am Anfang und Ende beschnitten, da eine Mehrfachunterteilung in diesem Fall keinen Vorteil in Bezug auf Rechengenauigkeit erbringt. Weitläufige und sich ändernde Biegeradien sollten mehrmals geschnitten werden, um eine genaue Darstellung der vorhandenen Geometrie zu ermöglichen. Dadurch können diverse Verlustfaktoren, zum Beispiel aufgrund von zu starken Krümmungen, berücksichtigt werden.

Bereits im Vorhinein sollte man eine Vorstellung davon besitzen, welche Diskretisierungslänge verwendet wird, um keine Elemente zu erzeugen, die kürzer als dieses vorgegebene Maß sind. Diese würden in der Simulation nicht berücksichtigt werden.

### 5.4.3 Wave Build 3D

Ein weiteres Hilfsmittel zur Erstellung der Ladungswechselsimulation bietet das Programm „Wave Build 3D 2013.1“. Es ermöglicht die Abbildung von komplexen Volumina, wie zum Beispiel der Airbox, inklusive deren Ein- und Ausgangsgeometrien.

Dabei wird ein Volumen in diskrete Segmente unterteilt, um daraus in weiterer Folge ein eindimensionales Simulationselement zu generieren, welches aus einem Netz aus „Ducts“ und „Y-Junctions“ besteht.

Damit das 3D-CAD-Modell in ein wavefähiges Element umgewandelt werden kann, muss zuerst eine geschlossene Fläche der Airbox erstellt werden. Diese wird in die beiden Bereiche vor und nach dem Luftfilter unterteilt. Abschließend werden die luftführenden Kanäle modelliert. Das vorhandene Volumen wird mit einem, in der Kantenlänge frei wählbaren, Netz aus komplexen „Y-Junctions“ unterteilt.

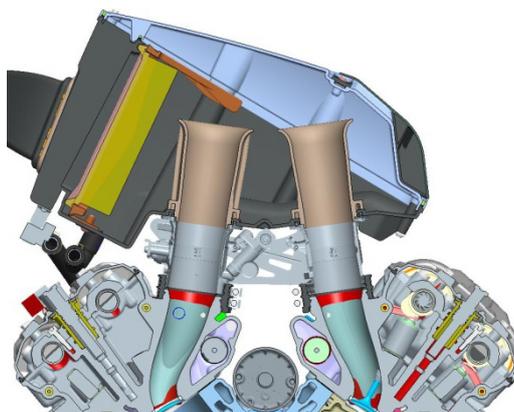


Abbildung 5-17: 3D-CAD Modell der Airbox

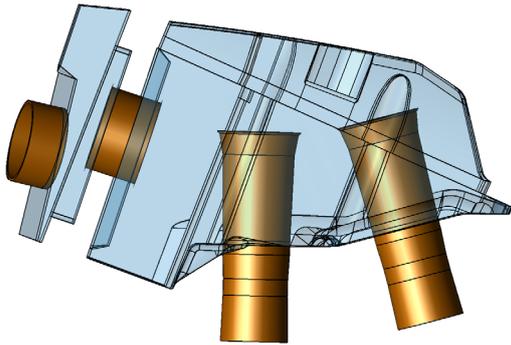


Abbildung 5-18: Airboxmodell in „Wave Build 3D“ unvernetzt

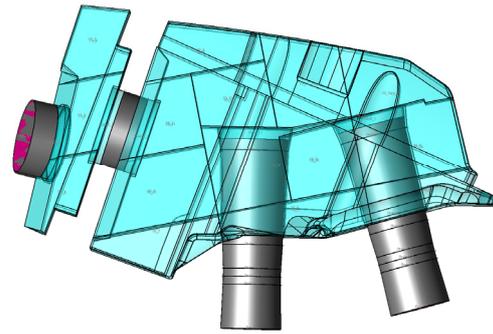


Abbildung 5-19: Airboxmodell in „Wave Build 3D“ vernetzt

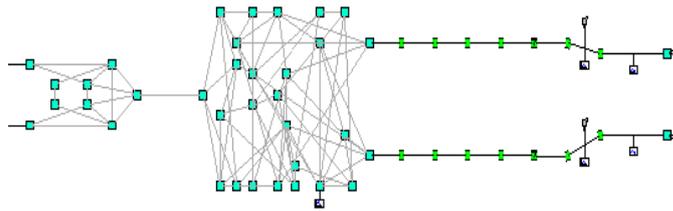


Abbildung 5-20: Vernetztes Airboxmodell in „Wave Build“

In diesem Fall ist der Luftfilter als Rohr, mit einer vordefinierten Länge aufgebaut worden. Dies dient allein dazu, die beiden Teilvolumina im „Wave Build 3D“ geometrisch zu verbinden. Diese Länge ist im Anschluss in „Wave Build“ auf „0“ gesetzt worden. Denn nur so konnte sichergestellt werden, dass in der Rechnung keine gasdynamischen Effekte in Erscheinung treten, die in Realität an dieser Stelle nicht vorhanden wären. Des Weiteren ist durch diese Darstellung des Luftfilters, eine, im Durchmesser parametrierbare Drosselstelle eingebaut worden. So kann der Druckabfall durch den Luftfilter korrekt auf die Simulation angepasst werden.

#### 5.4.4 Wave Post

Die Rechnungsanalyse erfolgt mittels „Ricardo Wave Post 2013.1“. In dieser Software können mehrere Rechnungen gleichzeitig verglichen und analysiert werden. Je nach Wunsch können zeitgemittelte oder kurbelwinkelaufgelöste Rechendaten in einem Diagramm untersucht werden. Des Weiteren ist ein Datenexport und Import im ASCII-Format möglich.

## 5.5 Durchflusskennwert-Bestimmung

### 5.5.1 Durchflusskennwert

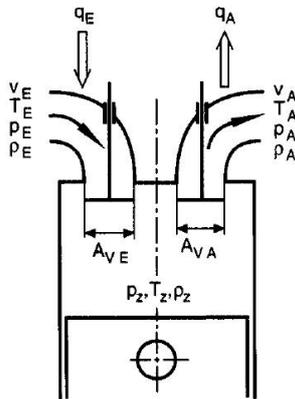
[3]

Der Durchflusskennwert  $\mu\sigma$  wird als Produkt aus Durchflusszahl  $\mu$  und Versperrungsziffer  $\sigma$  definiert und ist ein dimensionsloses Maß für die, bei einem bestimmten Ventilhub durchströmende Gasmasse. Werden die Messungen bei gleichen Reynoldszahlen durchgeführt, können verschiedene Kanäle miteinander verglichen werden.

$$\mu\sigma = \mu * \sigma \quad \text{Formel 5-5}$$

Die Durchflusszahl  $\mu$  ist ein Maß für Strömungsverluste und berücksichtigt Verluste durch Reibung und Strahlkontraktion. Sie wird beeinflusst durch die Geometrie der Drosselstelle, die Reynolds- und Mach-Zahl.

$$\mu = \frac{\dot{m}_{eff}}{\dot{m}_{th}} \quad \text{Formel 5-6}$$



$$\mu = \frac{\dot{m}_{E,A}}{A_{VE,A} * \frac{p_{E,Z}}{\sqrt{R * T_{E,Z}}} * \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_{Z,A}}{p_{E,Z}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_{Z,A}}{p_{E,Z}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad \text{Formel 5-7}$$

Abbildung 5-21: Durchflusszahl  $\mu$ 

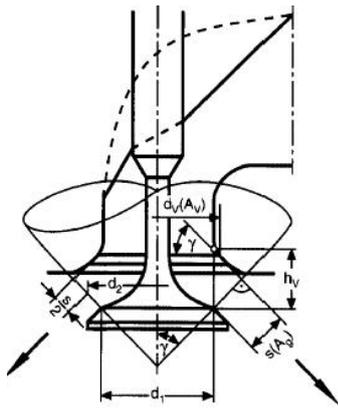
Die in Formel 5-6 verwendeten Gasmassenströme sind zum einen der effektive Massenstrom  $\dot{m}_{eff}$  während der Messung und zum anderen der sich bei isentroper Strömung ergebende Massenstrom  $\dot{m}_{th}$  eines idealen Gases.

Die in Formel 5-7 verwendeten Indizes stehen für: Z – Zylinder, E – Zustand kurz vor dem Einlassventil, A – Zustand kurz nach dem Auslassventil,  $A_{VE,A}$  – konstanter Ventilsitzquerschnitt.

Die Versperrungsziffer  $\sigma$  berücksichtigt dahingegen kurbelwellenabhängige Veränderungen des Strömungsquerschnittes  $A_g$ . Sie wird definiert als Quotient aus dem Wert des vorherrschenden Querschnitts und einem konstanten Bezugsquerschnitt  $A_v$ .

$$\sigma = \frac{A_g}{A_v} \quad \text{Formel 5-8}$$

In der Regel wird für  $A_v$  die innere Ventilsitzfläche abzüglich des Ventilschafts herangezogen.



$$s = h_V * \cos \gamma$$

$$d_2 = d_1 + s * \sin \gamma$$

$$d_1 \sim 0,97 * d_V$$

$$A_V = \frac{d_V^2 * \pi}{4}$$

$$A_g = d_2 * \pi * s = A_V * \sigma$$

$$\sigma = \frac{4 * h_V}{d_V} * \cos \gamma * \left( 0,97 + \frac{h_V}{2 * d_V} * \sin 2\gamma \right)$$

Formel 5-9

Abbildung 5-22: Versperrziffer  $\sigma$ 

### 5.5.2 Aufbau und Funktion des Strömungsprüfstandes

Der Strömungsprüfstand besteht aus folgenden Hauptkomponenten:

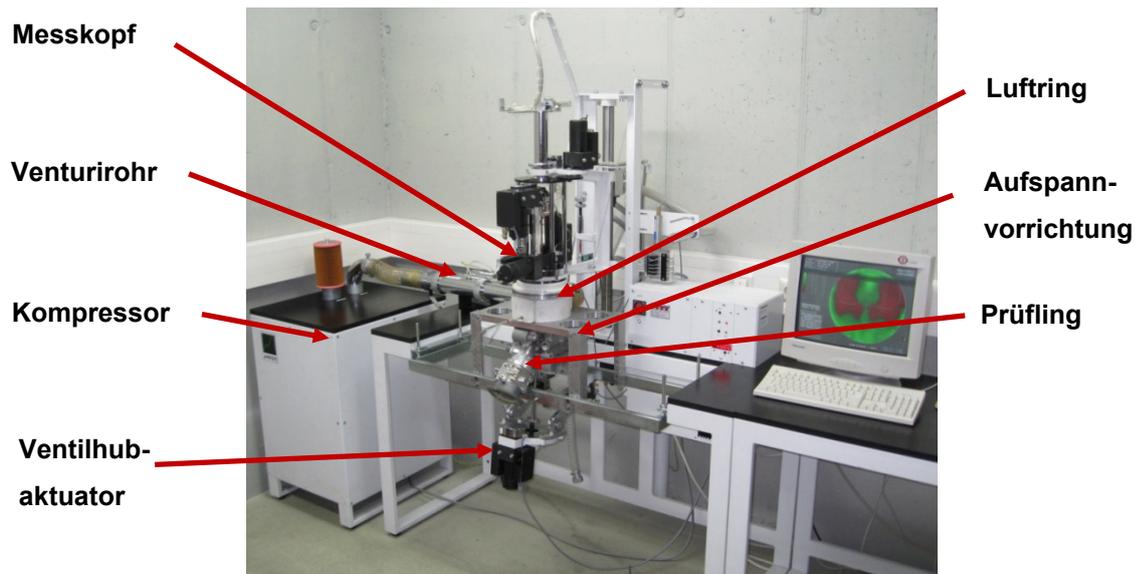


Abbildung 5-23: Strömungsprüfstand der Fa. KTM

Der Strömungsprüfstand dient dazu, die Strömungsverluste in einem Strömungskörper unter vergleichbaren Bedingungen zu quantifizieren.

Dazu wird der Prüfling mit einem vordefinierten und konstant gehaltenem Unter- und Überdruck beaufschlagt. Der sich dabei einstellende Volumenstrom wird über eine Druckdifferenz zwischen zwei Druckmessstellen in einem Venturirohr rückgerechnet. Dieser Vorgang wird im Fall von Ein- und Auslasskanälen für den gesamten Ventilhubbereich durchgeführt. Bei den Drosselklappen wird der Vorgang für den gesamten Drosselklappenwinkel in vordefinierten Schrittweiten durchgeführt.

### 5.5.3 Bestimmung der Durchflusskennwerte von Ein- und Auslasskanälen

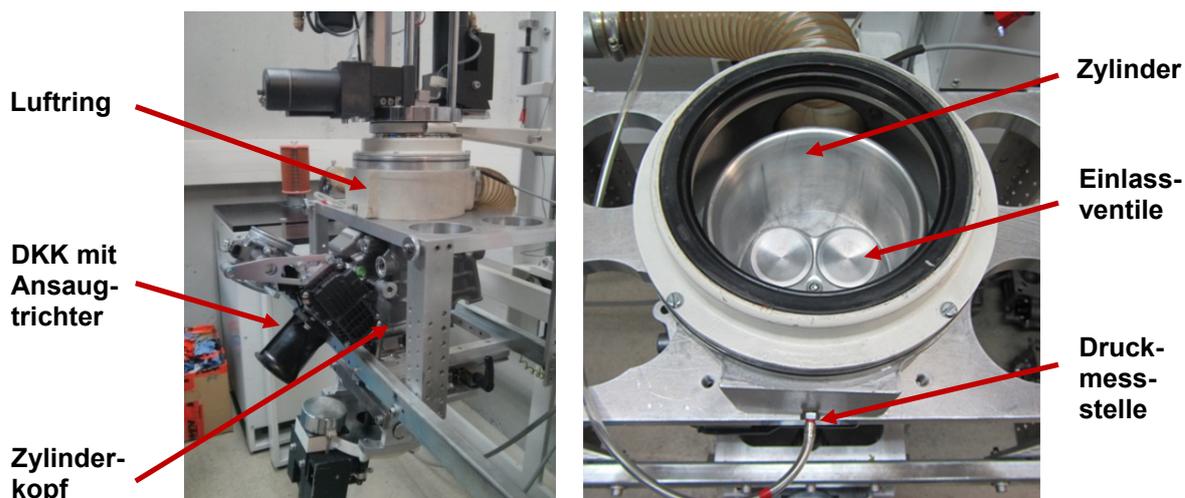


Abbildung 5-24: Messaufbau zur Bestimmung der Durchflusskennwerte der Ein- und Auslasskanäle

Der Zylinderkopf wird zu diesem Zweck mit den Serienventilen und den Zündkerzen aufgebaut. Dabei werden lediglich weichere Ventildfedern eingesetzt, um die Betätigungskräfte für die Ventilhubaktuatorik gering zu halten. Anschließend wird der Prüfling auf eine Trägerplatte montiert, auf der der sogenannte Luftring verbaut ist.

Im Luftring befindet sich ein zylindrisches Rohr mit dem Durchmesser des Motorzylinders. Durch diesen Zylinder werden die Ein- und Ausströmverhältnisse bei den Ventilen im Brennraum abgebildet. Gleichzeitig wird dabei der Luftstrom aus und in den Luftring gerichtet. Zusätzlich werden dort auch der Differenzdruck und die vorherrschende Temperatur gemessen.

Während der Messungen wird der Luftring mit dem vordefinierten und konstant gehaltenen Differenzdruck zur Umgebung beaufschlagt. Der sich an den beiden Druckmessstellen im Venturirohr einstellende Druckunterschied wird gemessen und so der Volumenstrom berechnet.

Die Messungen beginnen bei 1mm Ventilhub und werden in Schrittweiten von 0,5mm bis zum maximalen Ventilhub fortgesetzt.

Die Messungen der Durchflusskennwerte sind für den Ein- und Auslasskanal für unterschiedliche Druckdifferenzen durchgeführt worden. Die in Abbildung 5-25 gezeigten Ergebnisse sind bei 1500 Pascal erstellt worden.

## Messergebnisse

### Durchflusskennwerte der Kanäle

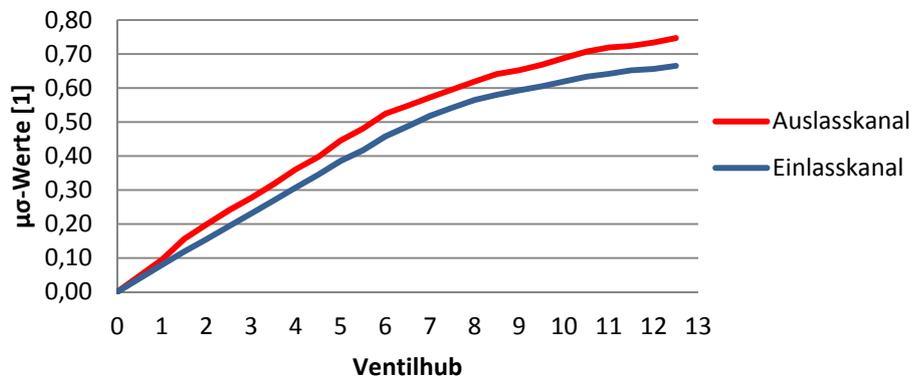


Abbildung 5-25: Durchflusskennwerte der Ein- und Auslasskanäle

#### 5.5.4 Bestimmung des Durchflusskennwertes des Drosselklappenkörpers

Im Zuge von Teillastberechnungen der Ladungswechselsimulation musste auch der Durchflusskennwert der Drosselklappe bestimmt werden.

Um dies zu bewerkstelligen, wurde der Drosselklappenkörper (DKK) mit montiertem Ansaugtrichter an ein Beruhigungsvolumen angeschlossen, das in weiterer Folge mit dem Strömungsprüfstand verbunden worden ist.

Ein großer Vorteil der hier verwendeten, elektronisch gesteuerten Drosselklappe ist, dass der aktuelle Drosselklappenwinkel von der Datenauswertungs elektronik direkt abgelesen werden kann und dadurch keine Ablesefehler möglich sind.

Um Ungenauigkeiten in der Positionierung der Drosselklappe zu vermeiden, wurde jene Drosselklappe für den Strömungsversuch verwendet, die direkt vom Stellmotor angetrieben worden ist. So konnte eine Fehl Anzeige des Öffnungswinkels aufgrund eines möglichen Spieles in der Mechanik, welche die zweite Drosselklappe betätigt, vermieden werden.

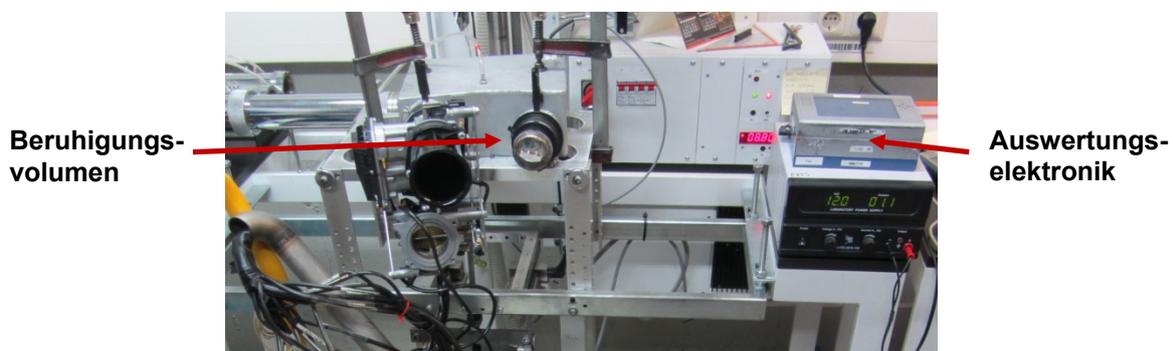


Abbildung 5-26: Messaufbau zur Bestimmung des Durchflussbeiwertes des Drosselklappenkörpers

## Messergebnisse

### Durchflusskennwert des DKK

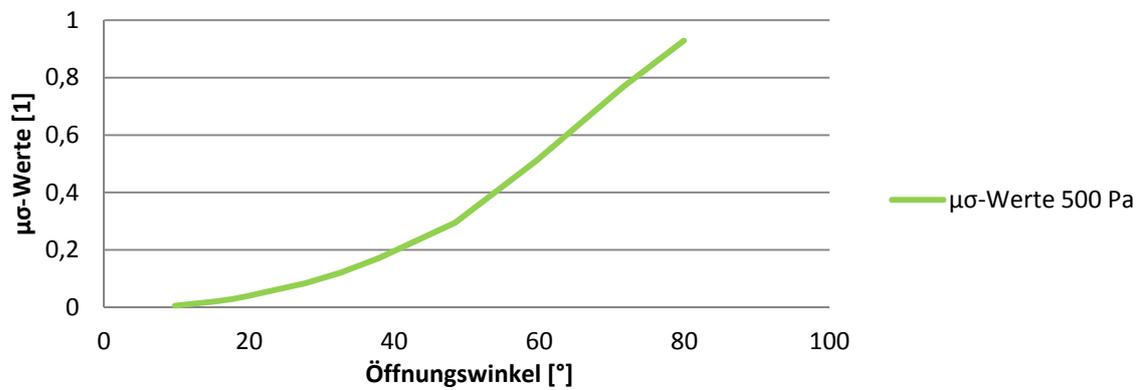


Abbildung 5-27: Durchflusskennwert des Drosselklappenkörpers

Die Drosselklappe konnte aufgrund des verwendeten Potenziometers nur bis maximal 80 Grad geöffnet werden.

## 5.6 Simulationsergebnisse

Die nachfolgenden Simulationen wurden mittels eines Simulationsmodelles erstellt, das auf eine bereits gemessene Volllastkurve eines 1190 Adventure Motors abgestimmt worden ist.

Die Simulationen sollen eine Übersicht über die zu erwartenden Drehmomentverläufe des Motors, unter Verwendung der verschiedenen Nockenwellenvarianten geben. Außerdem ermöglichen sie eine Aussage über die sich einstellenden Ladungswechselverluste. Diese Aussage erlaubt in weiterer Folge eine genauere Interpretation der Messungen.

Es wurden für jede Ventilhubvariante jeweils ein Volllastverlauf von 2500 bis 9500 Umdrehungen sowie ein Teillastpunkt bei 2500 Umdrehungen und 10 Grad (2,5 Grad Öffnung von Leerlaufposition) gerechnet.

Zusätzlich zu den am Prüfstand verbauten Varianten wurde die Kombination „Serie\_EL-603-1 Hub\_AL-603“ simuliert um die Auswirkungen zu analysieren, wenn nur ein Ventil der Seriennockenwelle geöffnet wird.

Bei allen Simulationsmodellen wurden die gleichen Randbedingungen gewählt, das heißt, dass für jede Nockenwellenvariante die gleichen MFB 50 Lagen, Brenndauern und Reibmitteldrücke gewählt wurden.

Es kann zwar davon ausgegangen werden, dass sich die Brenndauer durch die höhere Ladungsbewegung bei den Phasing-Varianten verringern wird und die Reibung in Folge der niedrigeren Nockenhuben ebenfalls sinkt, allerdings ermöglicht die gewählte Rechenweise eine gute Vergleichbarkeit der einzelnen Varianten untereinander.

### 5.6.1 Volllast

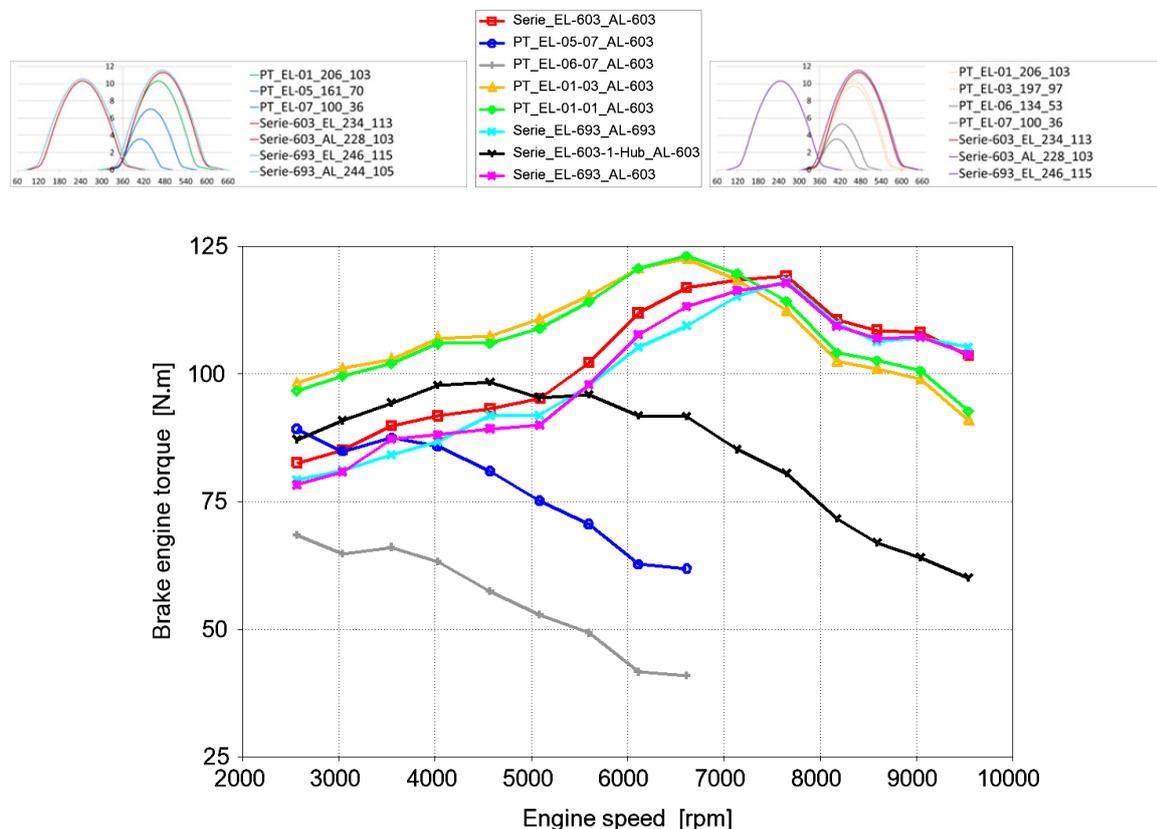


Abbildung 5-28: Simulierte Volllastkurven verschiedener Ventilhubvarianten

Aus den Drehmomentverläufen bei Volllast sind die Auswirkungen der Varianten mit geringerem Ventilhub und kürzerer Öffnungsdauer zu erkennen, die bei bereits niedrigen Drehzahlen zu starken Drehmomenteinbrüchen führen.

Des Weiteren ist bei der Variante mit nur einem geöffneten Ventil ein erhöhtes Motordrehmoment bei den niedrigen Drehzahlen im Vergleich zur Serie vorhanden.

Dies ergibt sich aus der Kombination der längeren Nachladung vor UT, in Folge der höheren Gasgeschwindigkeit im Ansaugkanal und der geringeren zurückgeschobenen Frischgasmasse nach UT.

Das gleiche Verhalten der geringeren, zurückgeschobenen Frischgasmasse spiegelt sich für alle Varianten wieder, deren Einlassschluss früher liegt als der serienmäßige Schließzeitpunkt.

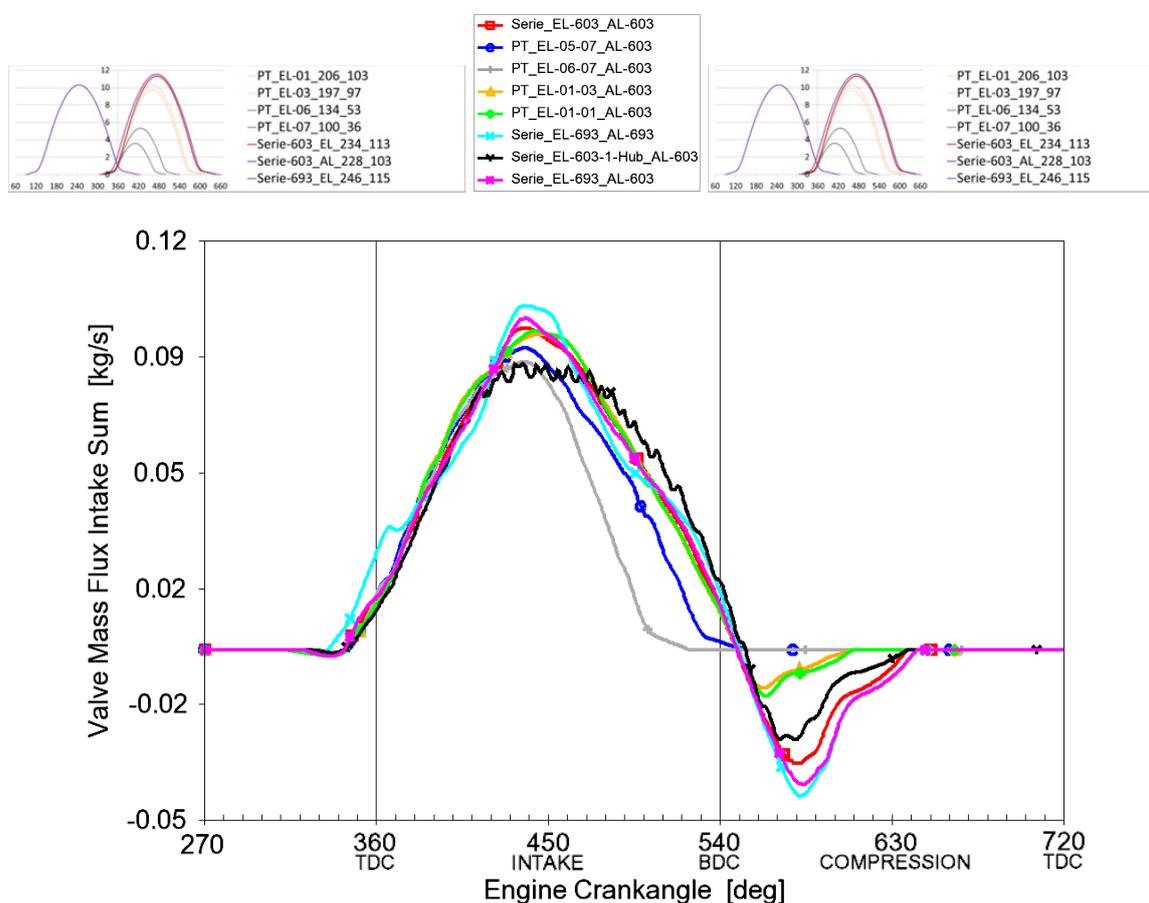


Abbildung 5-29: Simulierter Massenstrom durch Ventilsitzquerschnitt bei 2500 Umdrehungen und Volllast verschiedener Ventilhubvarianten

Des Weiteren konnte durch die Auswertung der Massenströme eine Abschätzung der Schließzeitpunkte für eine Drehmomentsteigerung erfolgen.

Aus Abbildung 5-30 lassen sich die ungleichen Ladungswechselperluste der beiden Zylinder des V2 Motors erkennen. Dies ist eine spezifische Eigenschaft eines V2 Motors. Trotz gleicher Saugrohr- sowie Abgaskrümmertlängen ergeben sich in Folge der asymmetrischen Zündabstände, zylinderspezifische Druckverläufe während des Ladungswechsels.

Weiters ist zu beobachten, dass die Ladungswechselverluste unter Verwendung der niedrigen Ventilhube bzw. bei der 1-Hub-Variante, auf Grund der hohen Drosselung zunächst höher sind.

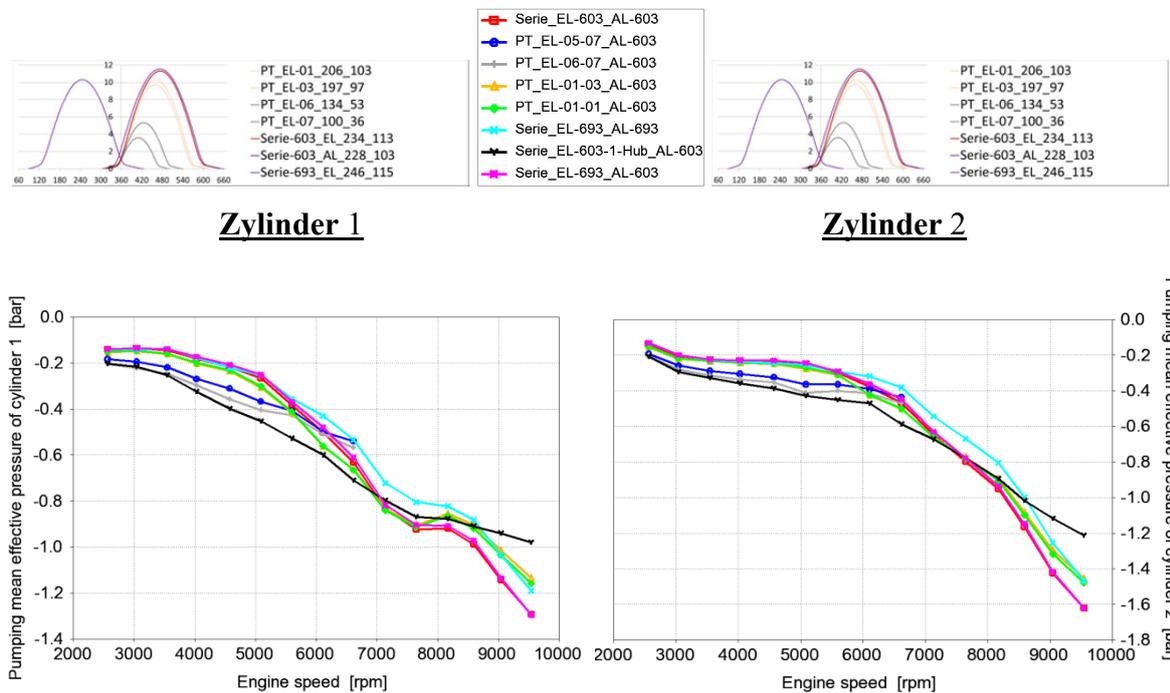


Abbildung 5-30: Simulierte Ladungswechselverluste unter Vollast verschiedener Ventilhubvarianten

Ab circa 6000 Umdrehungen liegen die Ladungswechselverluste bei Verwendung der Varianten PT\_EL-05-07\_AL-603 und PT\_EL-06-07\_AL-603 auf dem Niveau der restlichen Varianten. Sie sind zum Teil sogar besser.

Aus Abbildung 5-31 ist ersichtlich, dass im Vergleich zur Serien 603 Konfiguration mit PT\_EL-05-07\_AL-603 bei 2500 Umdrehungen, während des Ausschlebens der Abgase, ungefähr der selbe Druck in den Zylindern herrscht. In der Ansaugphase werden jedoch auf Grund der Drosselung an den Ventilen der Prototypenkonfigurationen höhere Unterdrücke entstehen und somit die Ladungswechselverluste steigen.

Bei 6600 Umdrehungen ist in Folge der geringen Zylinderfüllung der Prototypenvariante ein niedrigerer Expansionsenddruck bei Auslassöffnung vorhanden und ergibt damit auch deutlich niedrigere Ausschlebearbeiten. Zwar sind die Ansaugunterdrücke wieder niedriger im Vergleich zur Serienkonfiguration, aber in Summe ergeben sich für beide Zylinder bei dieser Drehzahl ungefähr die gleichen Ladungswechselmitteldrücke wie in der Serienkonfiguration.

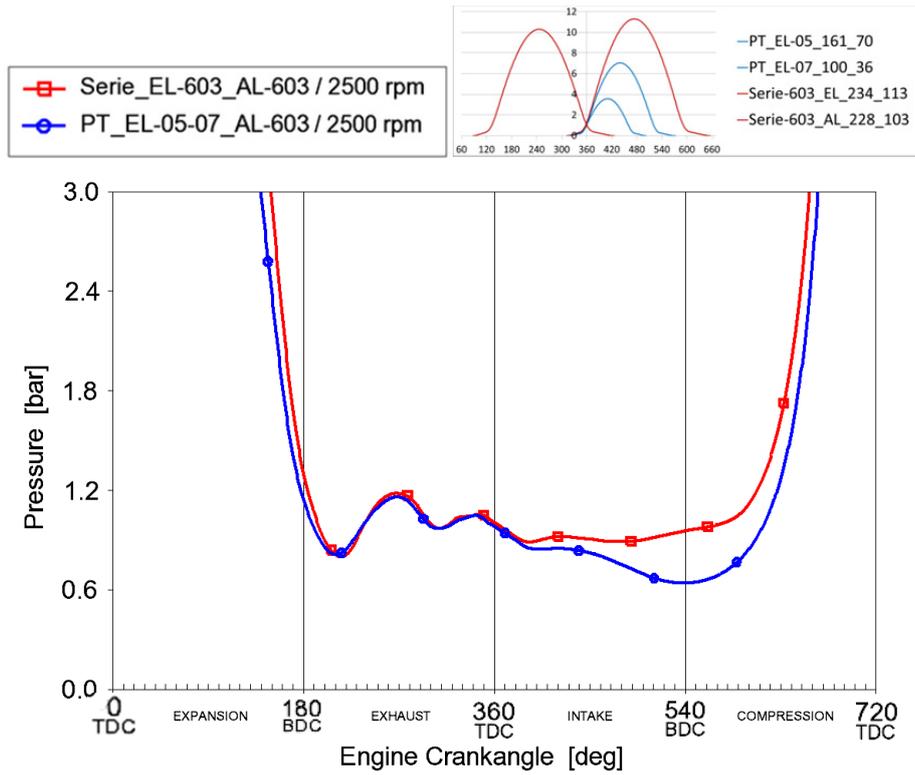


Abbildung 5-31: Zylinderdruckverläufe bei 2500 Umdrehungen und Volllast

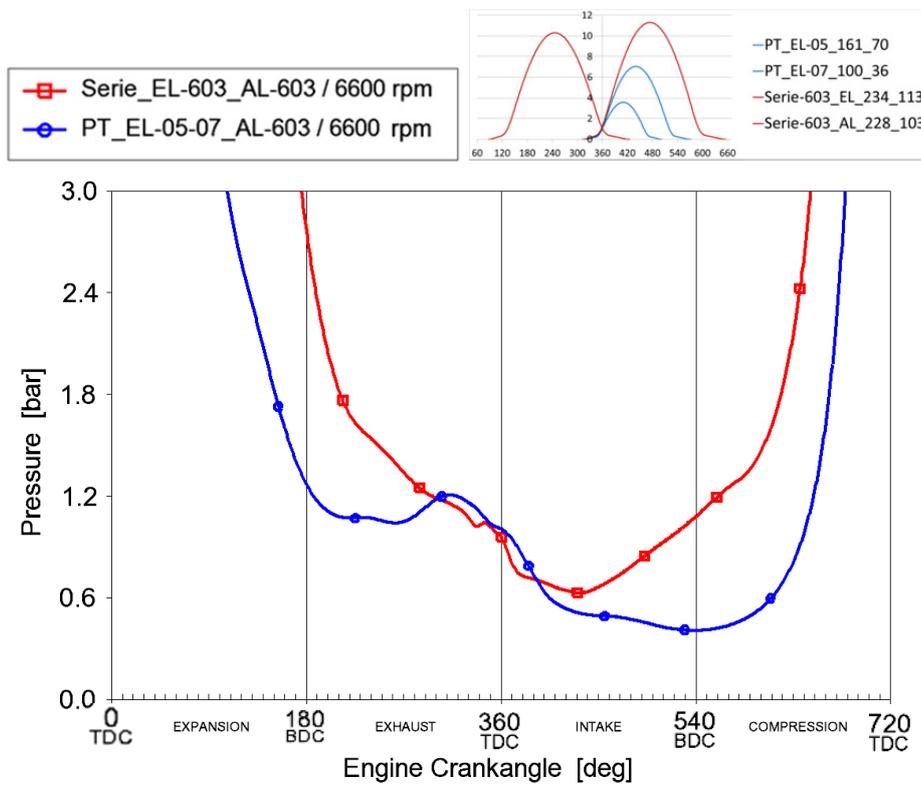


Abbildung 5-32: Zylinderdruckverläufe bei 6600 Umdrehungen und Volllast

## 5.6.2 Teillast

Mit der Teillastsimulation soll untersucht werden, ob es zu einer Entdrosselung in Folge der niedrigen Ventilhübe kommt. Des Weiteren soll analysiert werden, wie sich die Druckverläufe in den Ansaugkanälen verhalten. Die Ergebnisse sollen eine Erklärung für potenzielle Drosselverluste ermöglichen.

Die Teillastuntersuchungen wurden für 2500 Umdrehungen und 2,5 Grad Drosselklappenwinkel durchgeführt.

In diesem Punkt ergibt sich für alle Nockenvarianten ein innerer indizierter Mitteldruck von 2,28 bar ( $\pm 0,025$  bar) für Zylinder 1 und 2,30 bar ( $\pm 0,025$  bar) für Zylinder 2.

Anhand dieser Tatsache lässt sich bereits erkennen, dass trotz der gleichen Drosselklappenstellung bei allen Varianten nur sehr geringe Unterschiede in den indizierten Mitteldrücken der Zylinder zustande kommen. Somit ist keine Entdrosselung zu erwarten.

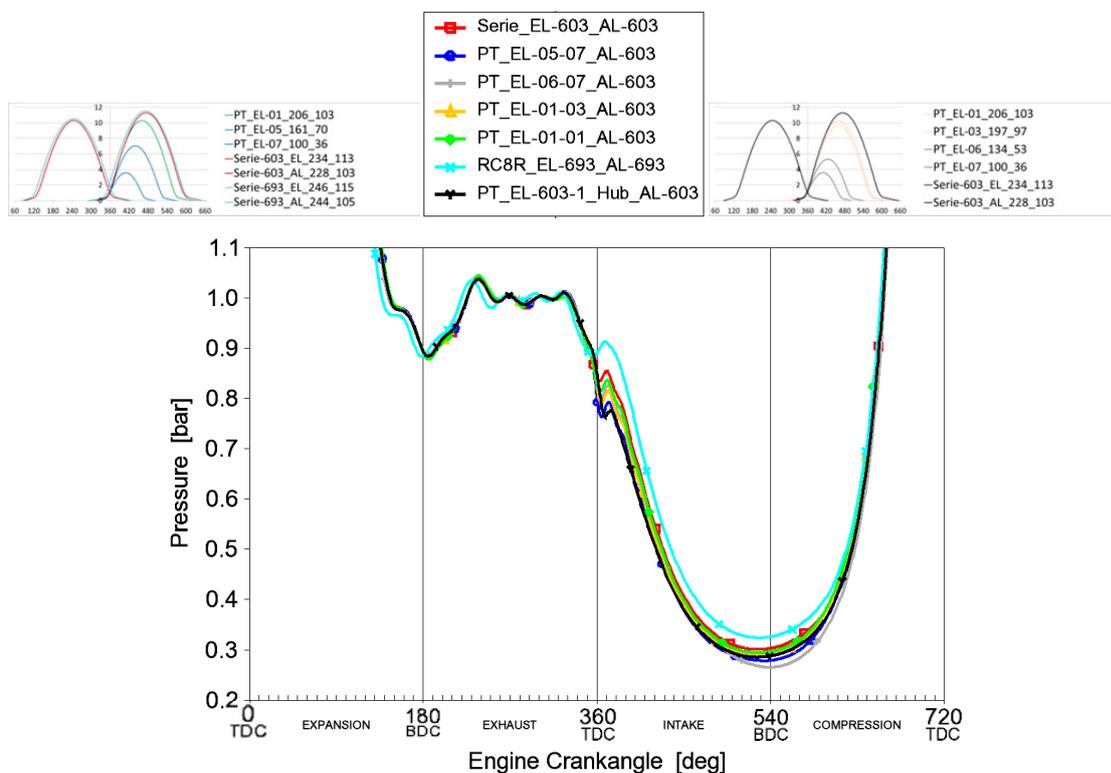


Abbildung 5-33: Zylinderdruck bei 2500 Umdrehungen und 2,3 bar indiziertem Mitteldruck

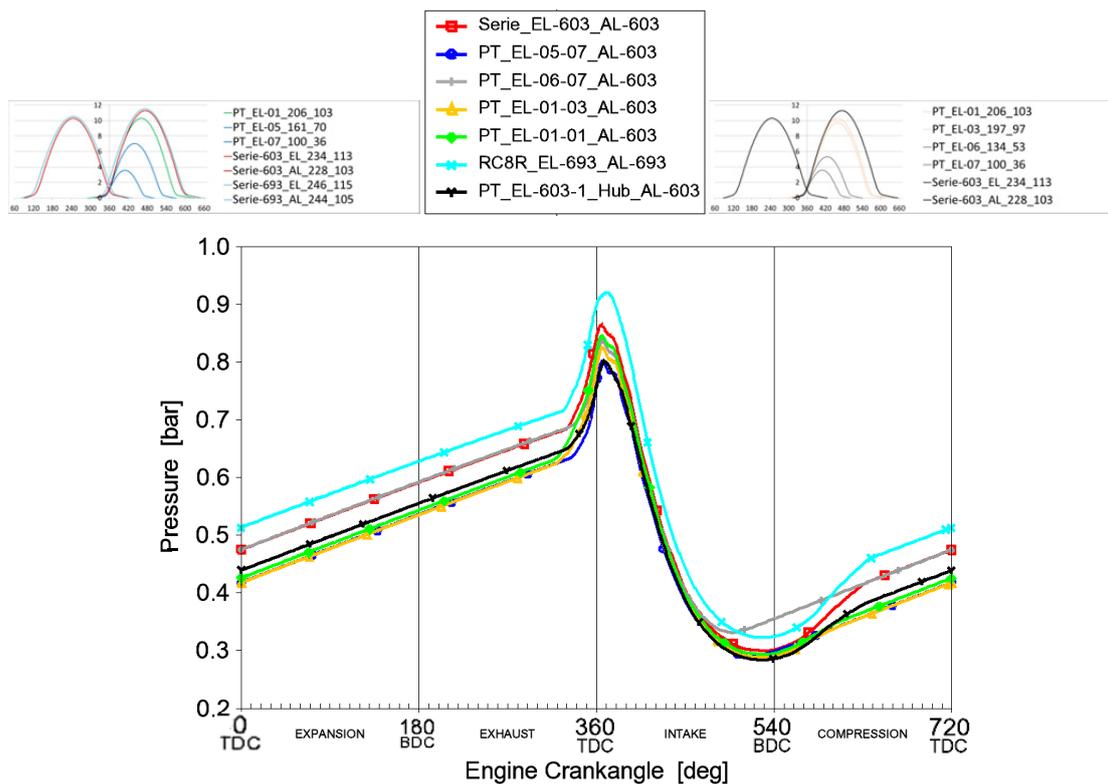


Abbildung 5-34: Zylinderdruck bei 2500 Umdrehung und 2,3 bar indiziertem Mitteldruck

Das Saugrohrdruckdiagramm zeigt, dass, im Falle der PT\_EL-06-07\_AL-603, der Unterdruck im Saugrohr mehr Zeit hat sich dem Umgebungsdruck anzupassen, da die Einlassventile früher geschlossen werden. Dabei wird der geringste Zylinderdruck beim Ladungswechsel UT erreicht, da es zwischen Einlassschluss und LUT zu einer Expansion der frisch angesaugten Ladung kommt.

Der Druck im Saugrohr, bei Verwendung der Seriennockenwelle, ist bei UT im Vergleich zur PT\_EL-06-07\_AL-603 niedriger. Allerdings wird er aber wieder auf das Druckniveau gehoben, dass sich mit der zuvor beschriebenen Prototypennockenwelle ergibt. Dies geschieht durch das Rückschieben von frischer Ladung aus dem Zylinder. Ermöglicht wird dieser Vorgang durch das späte Schließen der Einlassventile.

Der Druckverlauf im Saugrohr, bei Verwendung der Serienkonfiguration der RC8R Nockenwellen ist fast über den gesamten Bereich höher, da der Zeitpunkt des Einlassschlusses noch später liegt als bei der Serienkonfiguration. Infolgedessen wird der Saugrohrdruck gegen Ende der Ansaugphase, bedingt durch das längere Rückschieben des Frischgases, noch weiter erhöht, im Vergleich zu den restlichen Nockenwellenkonfigurationen. Somit ergibt sich auch ein höherer Druck bei der Einlassöffnung. In Summe ist die Ladungswechselsarbeit bei dieser Variante am niedrigsten.

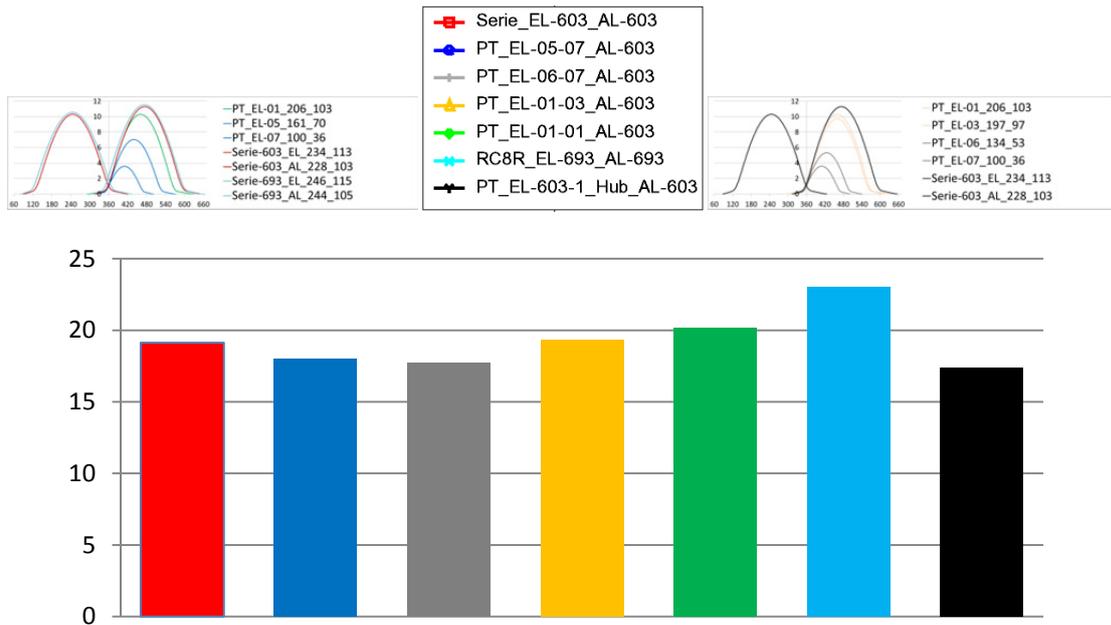


Abbildung 5-35: Restgasgehalt bei 2500 Umdrehungen und 2,3 bar effektiven Mitteldruck

Aus der oberen Abbildung ist ersichtlich, dass bei Variante 693 die größte Menge Restgas im Zylinder verbleibt. Dies wird durch die größere Ventilüberschneidung verursacht.

Man kann erkennen, dass bei Verwendung der Variante PT\_EL-06-07\_AL-603, trotz gleichbleibendem Saugrohrdruck, weniger Restgas in den Zylindern verbleibt, als bei der Variante Serie\_603.

Betrachtet man die Variante Serie\_EL-603-1-Hub, ergibt sich ein geringerer Rückfluss an Restgas durch den insgesamt geringeren Öffnungsquerschnitt.

## 6 3D-CFD Berechnung

Um die in den weiteren Kapiteln durchgeführten Messungen besser interpretieren und erklären zu können, wurde zusätzlich von Herrn DI Mehta Pratik eine 3D-CFD Berechnung der Gasströmungen durchgeführt. Dabei ist die Nockenwelle Serie\_EL-603\_AL-603 mit der Prototypenpaarung PT\_EL-05-07\_AL-603 bei 2500 Umdrehungen und einem effektiven Mitteldruck von 1,5 bar verglichen worden.

In dem berechneten Lastpunkt lässt sich eine deutliche Verbesserung der Verbrennung, durch die Prototypenventilhübe erkennen. Die dreidimensionale Berechnung der Strömung im Zylinder soll in weiterer Folge helfen die Messungen zu analysieren.

Die Simulation wurde im Anschluss an die Messungen durchgeführt und ist mit Hilfe von Randbedingungen aus der Ladungswechselrechnung und den Messergebnissen aufgebaut worden.

Im Anhang befindet sich eine Übersicht über den Aufbau und die Durchführung der CFD-Berechnung.

### 6.1 Turbulente kinetische Energie im Zylinder

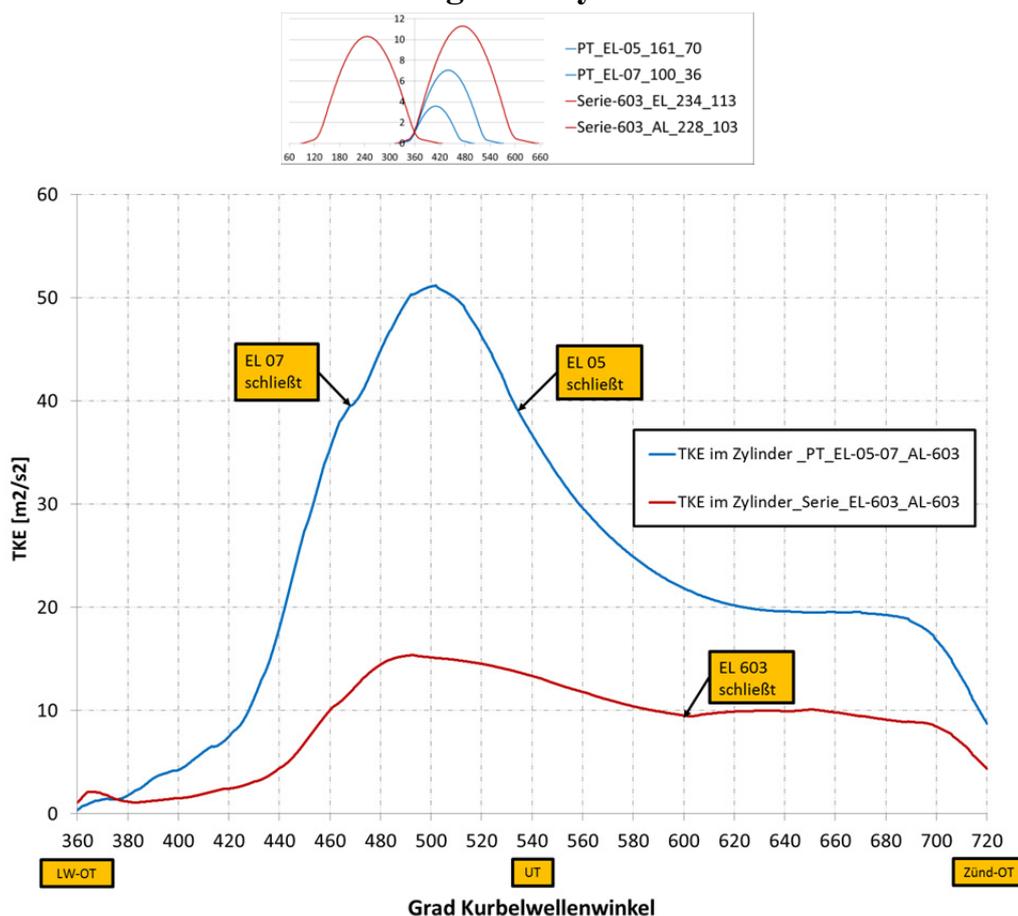


Abbildung 6-1: Turbulente kinetische Energie im Zylinder bei 2500 Umdrehungen und 1,5 bar effektiven Mitteldruck

Anhand des Diagramms der turbulenten kinetischen Energien (TKE) im gesamten Zylinder kann man erkennen, dass der maximale TKE-Wert der Prototypennocken deutlich höher ist

als der der Seriennockenwellen. Dieser Unterschied wird in der Abbildung 6-3 und der Abbildung 6-4 ersichtlich. In Folge der geringeren Ventilhübe bei den Prototypenockenwellen ergeben sich höhere Einströmgeschwindigkeiten der Frischladung. Zusätzlich zu den hohen Geschwindigkeiten wird durch den asymmetrischen Ventilhub eine starke Ladungsbewegung um die Y-Achse erzeugt (siehe Abbildung 6-4). Diese erreicht ihren Maximalwert zwischen den beiden Schließzeitpunkten der Einlassventile.

Die Abbildung 6-2 zeigt die TKE für den gesamten Zylinder der beiden gerechneten Varianten für den Verdichtungstakt. Gleichzeitig wird in dieser Abbildung auch die TKE für ein explizites Volumen um die Zündkerze dargestellt.

Dieses Volumen, mit einem Radius von 5mm, dient dazu, die TKE direkt im Bereich der Zündkerze zu beurteilen. Somit soll eine qualitative Aussage über die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit nach der Zündung ermöglicht werden.

Aus dem Diagramm wird ersichtlich, dass die TKE für die Prototypenventilhubkurven im Bereich der möglichen Zündzeitpunkte stets höher sind als bei den Serienventilhüben.

Werden die Messergebnisse von Kapitel „9.2.1 TL - 2500 Umdrehungen“ (S. 77 - 80) mittels der 3D-CFD Berechnung interpretiert, so kann zum einen daraus geschlossen werden, dass eine sehr gute Restgasdurchmischung in Folge einer hohen TKE vorliegt. Zum anderen ergibt die hohe TKE eine sehr kurze Zündverzugszeit in Kombination mit einer sehr raschen Verbrennung.

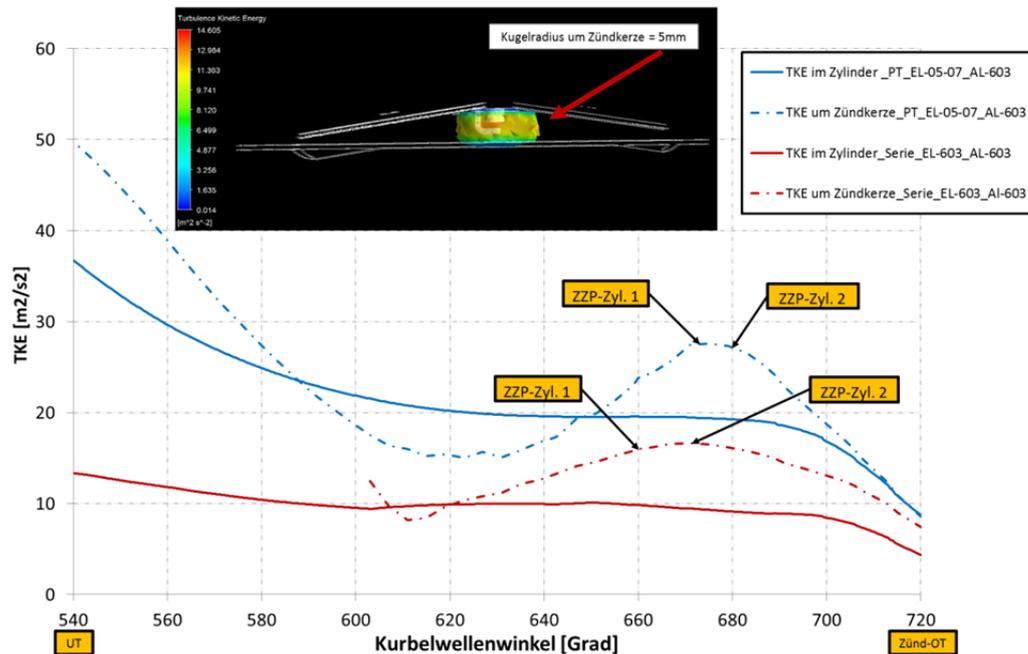


Abbildung 6-2: TKE um Zündkerze und im Zylinder bei 2500 Umdrehungen und 1,5 bar effektiven Mitteldruck

## 6.2 Ladungsbewegung bei 490 °KW

Die folgenden Bilder stellen die Ladungsbewegung im Zylinder unter Einsatz der Seriennockenwelle sowie PT\_EL-05-07\_AL-603 bei dem Maximalwert der TKE dar. Dieser liegt bei circa 490 Grad Kurbelwellenwinkel. Vergleicht man die Bilder der beiden verschiedenen Ventilhubvarianten miteinander, so kann man die deutlich höheren Einströmgeschwindigkeiten und die sehr asymmetrische Einströmung der Ladung von den Prototypnockenwellen erkennen.

### – Seriennockenwellen

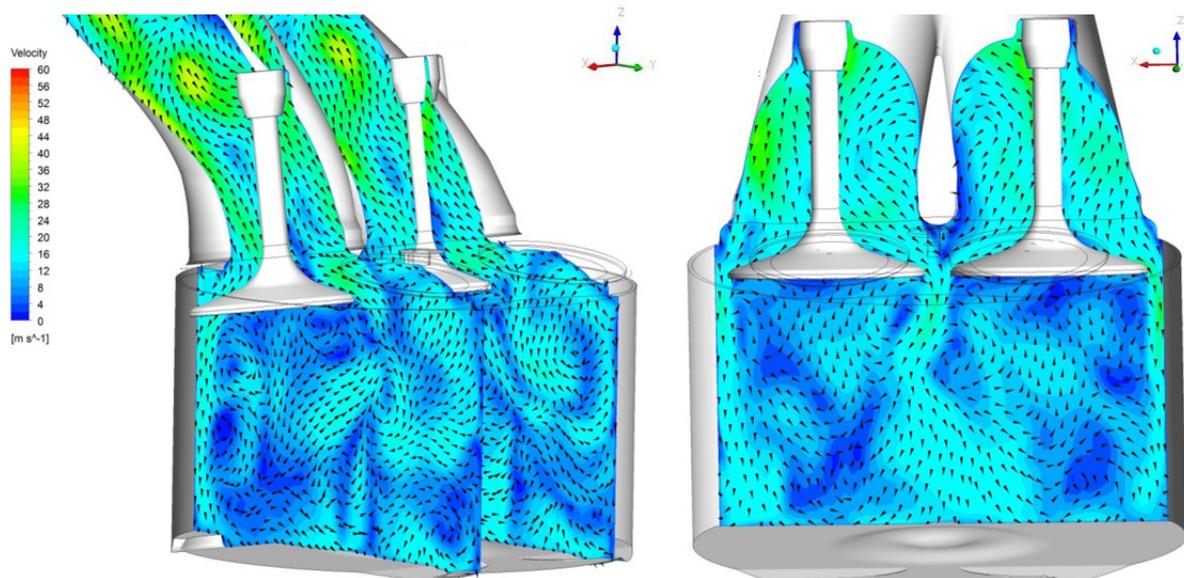


Abbildung 6-3: Ladungsbewegung Seriennockenwelle 603 bei 2500 Umdrehungen und 1,5 bar effektiven Mitteldruck

### – PT\_EL-05-07\_AL-603

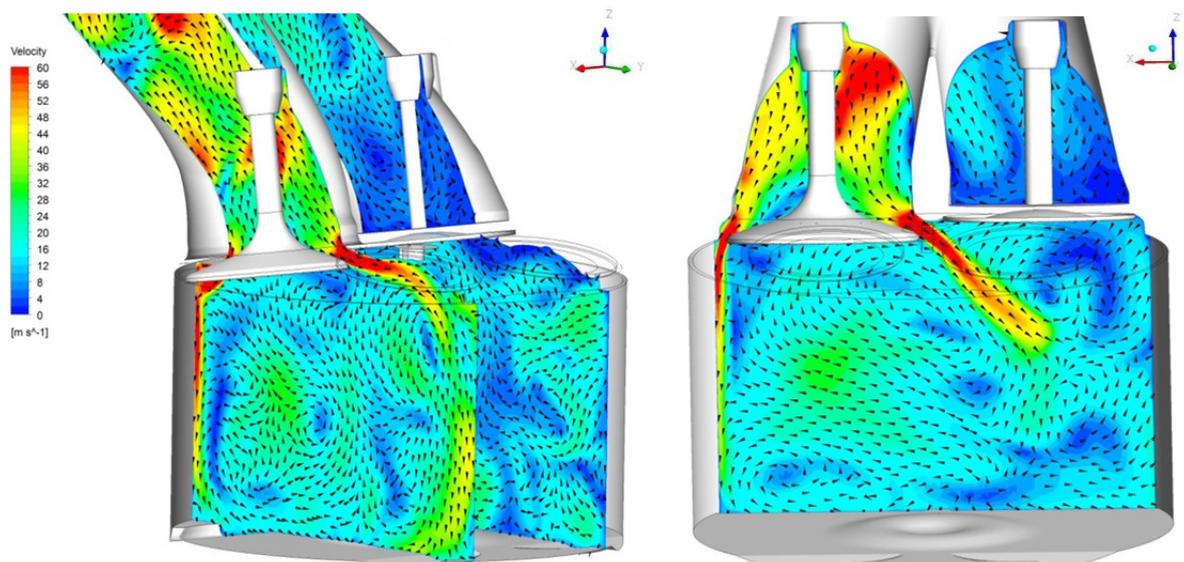


Abbildung 6-4: Ladungsbewegung PT\_EL-05-07\_AL-603 bei 2500 Umdrehungen und 1,5 bar effektiven Mitteldruck

### 6.3 Ladungsbewegung bei 670°KW

Die im Folgenden dargestellten Bilder zeigen die Ladungsbewegung bei maximaler TKE im Volumen um die Zündkerze bei circa 670 Grad Kurbelwellenwinkel. Auch hier ist deutlich zu erkennen, dass im Zylinder unter Verwendung der Prototypenventilhüben höhere Strömungsgeschwindigkeiten vorherrschen als bei den Seriennockenwellen.

#### — Seriennockenwellen

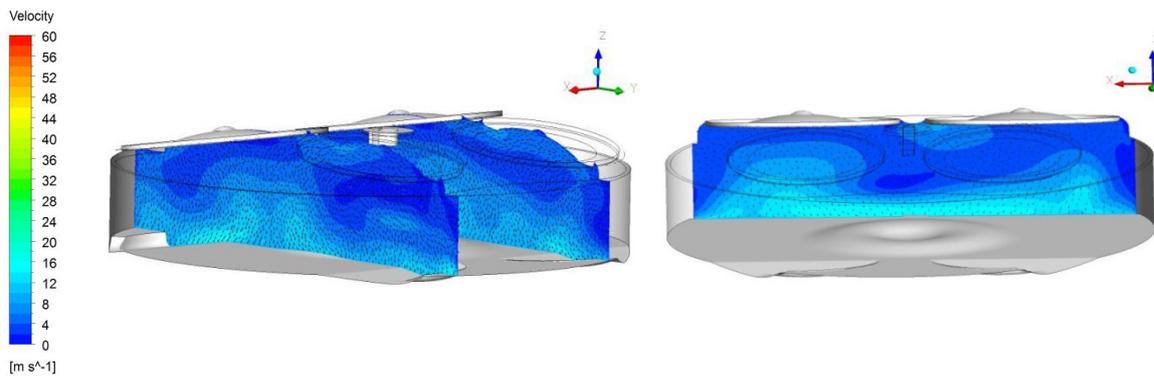


Abbildung 6-5: Ladungsbewegung der Seriennockenwelle bei 2500 Umdrehungen und 1,5 bar effektiven Mitteldruck

#### — PT\_EL-05-07\_AL-603

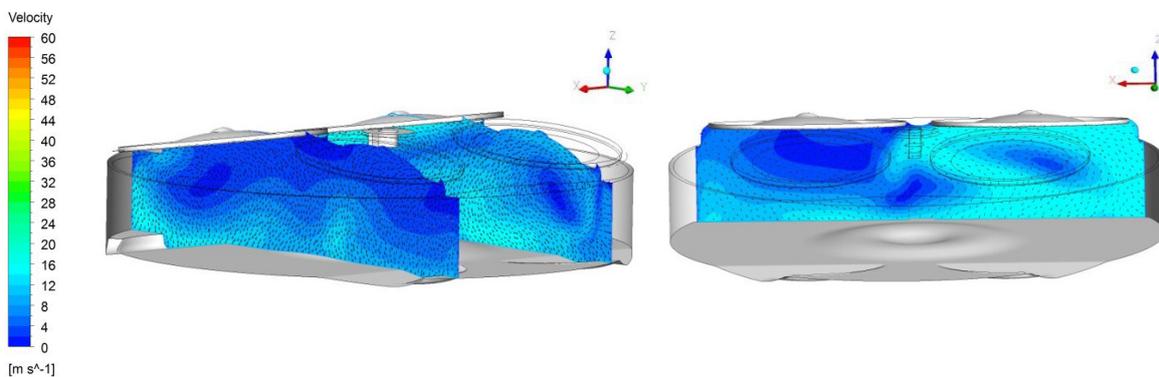


Abbildung 6-6: Ladungsbewegung der PT\_EL-05-07\_AL-603 bei 2500 Umdrehungen und 1,5 bar effektiven Mitteldruck

## 7 Versuchsträger



Abbildung 7-1: Versuchsmotor [12]



Abbildung 7-2: KTM Adventure 1190, Modell 2013 [13]

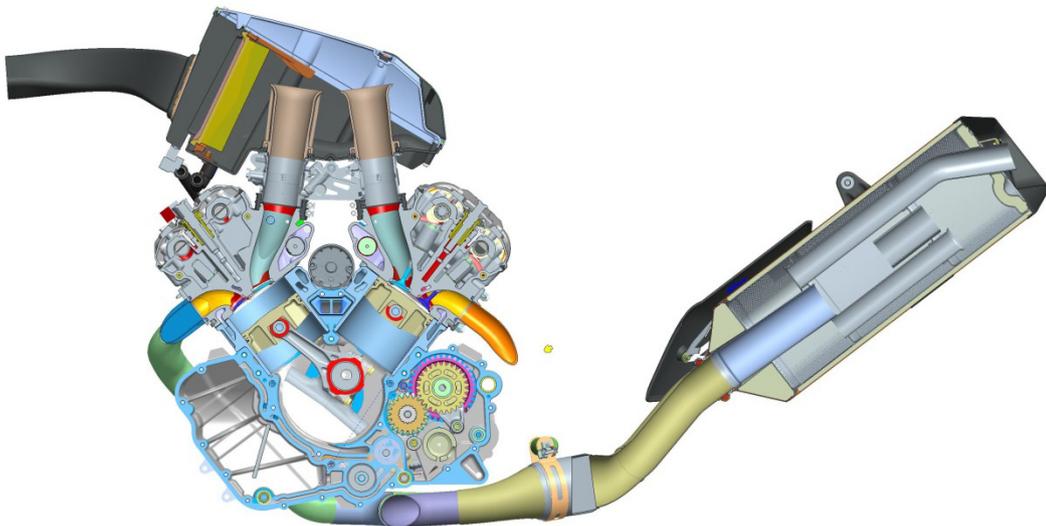


Abbildung 7-3: Schnittmodell des Versuchsmotors

Um die Versuchsreihe zu ermöglichen, wurde ein bestehender V2 Testmotor der *1190 Adventure* verwendet, der im Zuge einer vorhergehenden Diplomarbeit mit Temp-Plugs an Kolben und Pleuel versehen wurde.

Die am Motor durchzuführenden Versuche betreffen ausschließlich Veränderungen am Ventiltrieb.

Während der Versuche sind mehrere verschiedene Nockenwellen verbaut worden, um so die Auswirkungen der unterschiedlichen Ventilöffnungskurven auf die Verbrennung zu analysieren. In weiterer Folge wurden die dabei entstehenden Abgase ebenfalls bewertet.

Um Einflüsse von vorhergehenden Messungen zu vermeiden, sind alle Zylinder, Kolben und Zylinderköpfe durch neue Bauteile ersetzt worden.

Im folgenden Abschnitt sollen nun der Aufbau des Motors und die dazugehörigen Messstellen erläutert werden.

**Technische Daten:**

Bauart	2-Zylinder-4-Takt-Otto-Motor mit 75° V-Anordnung, flüssigkeitsgekühlt, 2 Zündkerzen pro Zylinder
Hub	69 mm
Bohrung	105 mm
Pleuellänge	122 mm
Gesamthubvolumen	1195 cm <sup>3</sup>
Verdichtung Zylinder 1	12,6:1
Verdichtung Zylinder 2	12,6:1
Max. Leistung (an Kurbelwelle)	110 kW bei 9300 Umdrehungen pro Minute
Max. Moment (an Kurbelwelle)	125 Nm bei 7650 Umdrehungen pro Minute
Einlassventildurchmesser / Hub	40,37 mm / 11,3 mm
Auslassventildurchmesser / Hub	32,1 mm / 10,3 mm
Zündreihenfolge	435°KW – 285°KW
Ventilbetätigung	Schlepphebel
Primärübersetzung	40 : 76
Abgasnorm	Euro 3
Drosselklappenstellung	Drive by Wire

Tabelle 1: Motordaten

## 7.1 Am Motor applizierte Messstellen

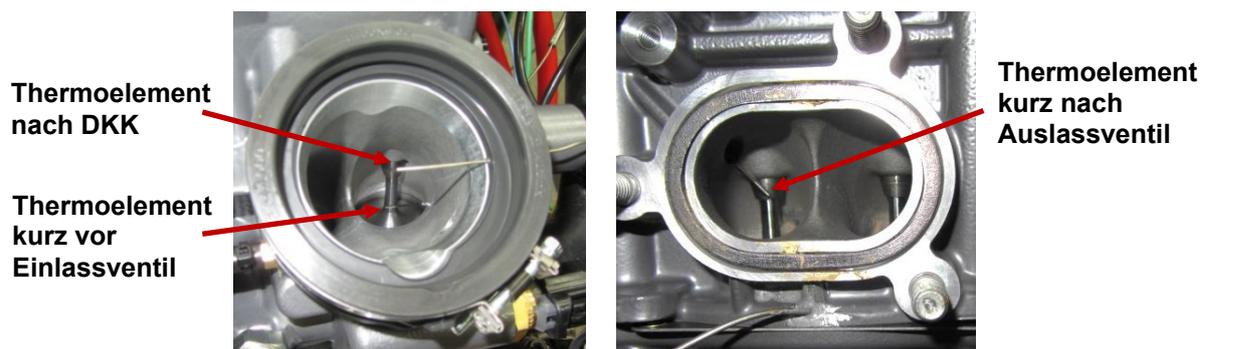


Abbildung 7-4: Temperaturmessstellen im Zylinderkopf

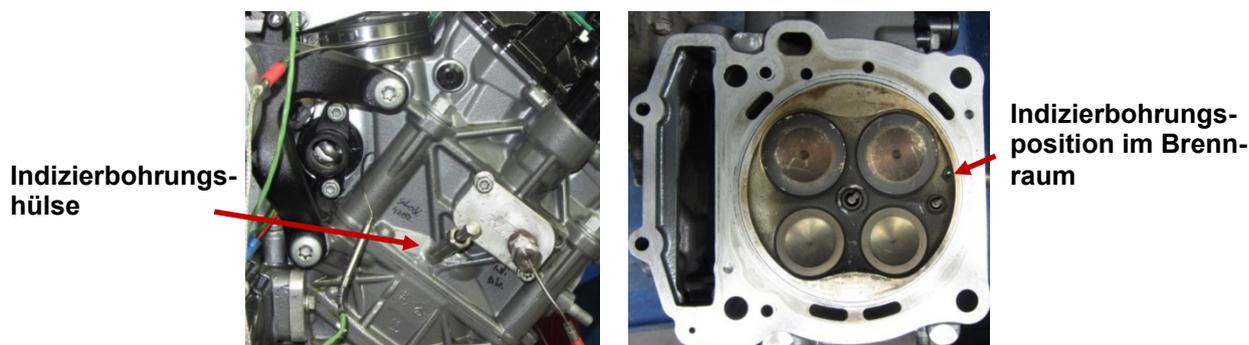


Abbildung 7-5: Indizierbohrungsposition im Zylinderkopf

Zu Beginn des Motoraufbaus sind beide Zylinderköpfe jeweils mit einer Indizierbohrung und einem funkenenerodierten Loch für eine Temperaturmessung zwischen den Auslassventilsitzen des Zylinderkopfes versehen worden.

Weiters wurde der Einlasskanal mit einer Bohrung vorbereitet, um dort ein Thermoelement zu applizieren. Dessen Messspitze soll so knapp wie möglich vor einem der beiden Einlassventile sitzen.

Des Weiteren wurde eine Temperaturmesssonde direkt nach der Drosselklappe eingesetzt, um die dort vorherrschenden Temperaturen mit der Ladungswechselsimulation abgleichen zu können.

Zusätzlich sind Thermoelemente im Abgaskanal der Zylinderköpfe verbaut worden. Diese ermöglichen es einerseits die unterschiedlichen Auswirkungen der verschiedenen Steuerzeiten und Nockenhuben auf die Abgastemperatur zu analysieren. Andererseits dienen die Thermoelemente auch als Grenzwertüberwachung.

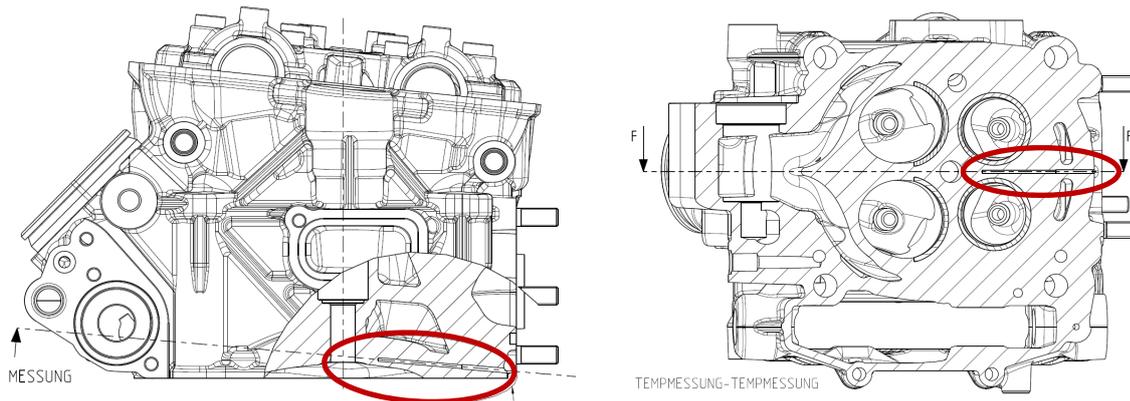


Abbildung 7-6: Funkenerodiertes Loch zwischen den Auslassventilen

Neben den genannten Messstellen sind weiters eine Saug- und Abgasniederdruckindizierung verbaut worden.

Zu Vergleichszwecken sind parallel zu den Indiziersensoren ebenfalls Drucksensoren angebracht worden, die nicht kurbelwinkelaufgelöst messen. Damit soll festgestellt werden, ob der gemessene Mitteldruck der „langsam“ messenden Sonde dem, über die Zeit gemittelten Drucksignal der Indizierungssonde entspricht.

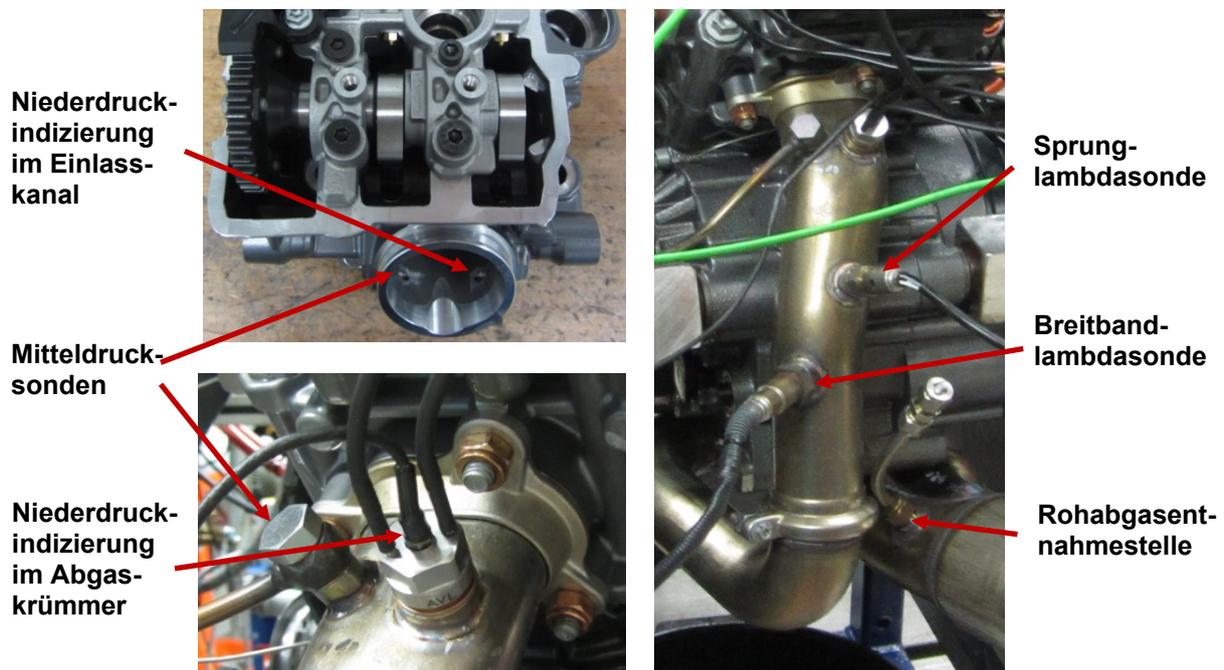


Abbildung 7-7: Weitere Messstellen am Motor

Anhand der Bilder ist zu erkennen, dass zwei Lambdasonden verbaut worden sind. Die Sprunglambdasonde wird für das Motorsteuergerät benötigt. Mit ihr soll die serienmäßige  $\lambda = 1$  Regelung ermöglicht werden.

Die Breitbandlambdasonde hingegen wird für die Abstimmung der hohen Lastbereiche verwendet, da dort ein  $\lambda$  von  $\sim 0,88$  angestrebt wird. Dieser Wert wäre mit der Sprunglambdasonde nicht messbar.

Für die Abgasmessung wurde eine Entnahmestelle der Rohemissionen direkt vor dem Katalysator angebracht.

## 7.2 Bestimmung der Verdichtung

Bei den Messungen am Versuchsmotor muss sichergestellt werden, dass sich die Verdichtungen der einzelnen Zylinder zueinander nur geringfügig unterscheiden. Nur so können die verschiedenen Mitteldrücke und das Verhalten der Zylinder korrekt miteinander verglichen werden.

Das geometrische Verdichtungsverhältnis ist zu diesem Zweck mit dem sogenannten „Auslitern“ der Brennraumvolumina bestimmt worden.

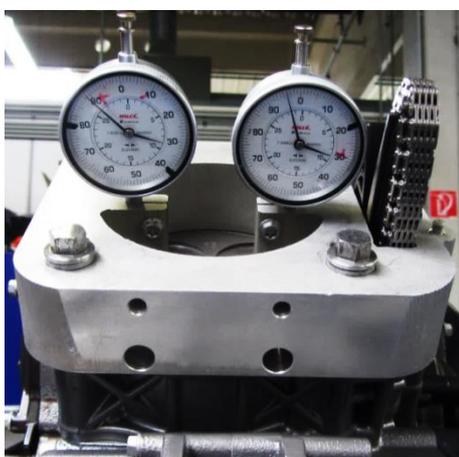


Abbildung 7-8: Bestimmung des Quetschpaltes

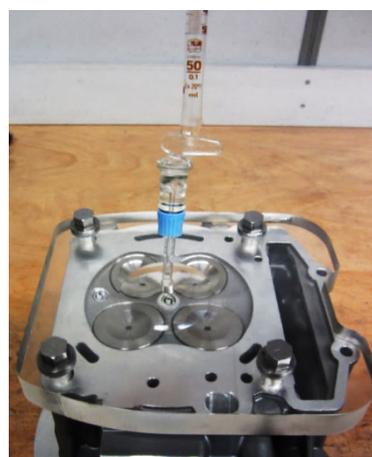


Abbildung 7-9: Bestimmung des Brennraumvolumens

Zunächst soll nun der Wert des Quetschpaltes mithilfe des, in Abbildung 7-8 gezeigten Messaufbaus ermittelt werden.

Dazu wird an dem zu vermessenden Zylinder der Kolben auf OT-Stellung gebracht und fixiert. Anschließend wird eine Aluminiumbrücke, die den Zylinderkopf abbildet, mit zwei Messuhren und einer neuen Zylinderkopfdichtung montiert.

Die beiden Messuhren geben dabei den Abstand von der zur Zylinderkopfdichtung zugewandten Seite der Aluminiumbrücke bis zum Kolben an. Durch die leichte Schiefstellung des Kolbens ergeben sich zwei unterschiedliche Werte, die im Folgenden gemittelt werden. Mithilfe des Bohrungsdurchmessers des Zylinders soll dann das Quetschpaltvolumen errechnet werden.

Um in weiterer Folge das Brennraumvolumen des Zylinderkopfes zu ermitteln, wird eine Plexiglasplatte auf die waagrecht ausgerichtete Dichtfläche des Zylinderkopfes aufgelegt und fixiert.

Anschließend wird eine Lösung aus Öl und Petroleum mittels einer Glaspipette, die eine Messvolumenskalierung von  $0,1 \text{ cm}^3$  besitzt, in den Brennraum gefüllt.

Diese Lösung wird verwendet, um einerseits einen farblichen Kontrast zur Glaspipette zu gewährleisten und andererseits das Öl mittels Petroleum dünnflüssiger zu machen. Dadurch wird ein stetiges und schnelles Einfließen durch die enge Öffnung der Glasröhre ermöglicht.

Das noch fehlende Volumen der Ventiltaschen im Kolben wird aus dem 3D-CAD-Modell erfasst.

### Ergebnisse:

	<u>Zylinder 1</u>	<u>Zylinder 2</u>
Ventiltaschen [ $V_{KT}$ ]	1,3 cm <sup>3</sup>	1,3 cm <sup>3</sup>
Kopfvolumen [ $V_{ZK}$ ]	40,9 cm <sup>3</sup>	40,9 cm <sup>3</sup>
Quetschspalthöhe [ $h_{QS}$ ] → Volumen [ $V_{QS}$ ] ( $V_{QS} = \frac{d_{Kolben}^2 * \pi}{4} * h_{QS}$ )	0,107 cm → 9,3 cm <sup>3</sup>	0,106 cm → 9,2 cm <sup>3</sup>
Kompressionsvolumen [ $V_C$ ] ( $V_C = V_{KT} + V_{ZK} + V_{QS}$ )	51,5 cm <sup>3</sup>	51,4 cm <sup>3</sup>
Hubvolumen [ $V_H$ ] ( $V_H = \frac{d_{Kolben}^2 * \pi}{4} * h_{Hub}$ )	597,5 cm <sup>3</sup>	597,5 cm <sup>3</sup>
Verdichtungsverhältnis [ $\epsilon$ ] ( $\epsilon = \frac{V_H + V_C}{V_C}$ )	<u>12,6:1</u>	<u>12,6:1</u>

Tabelle 2: Bestimmung der Verdichtung

Wie aus der Tabelle ersichtlich wird, sind die beiden vorhandenen Kopfvolumina identisch. Lediglich die Quetschspaltenvolumina unterscheiden sich in geringem Maße voneinander. Dies wirkt sich jedoch, unter Berücksichtigung der Messtoleranzen, nicht wesentlich auf das Verdichtungsverhältnis aus. In diesem Fall sind die Verdichtungen der Zylinderköpfe annähernd gleich und können ohne weitere Nachbearbeitung in den Versuchsmotor verbaut werden.

### 7.3 Nockenwelleneinbau und -umbau

Die genaue Einstellung der Steuerzeiten und Ventilspiele von allen verwendeten Nockenwellen, war ein wichtiger Bestandteil der Arbeiten am Motor.

#### Ventilspiel:

Das Ventilspiel wurde mit handelsüblichen Fühlerlehren, mit einer Abstufung von 0,05mm, vor und nach jeder Änderung am Ventiltrieb kontrolliert beziehungsweise neu eingestellt.

Während der gesamten Messperiode ergaben sich bei jeder Kontrolle die zuvor eingestellten Werte. Je nach Bedarf war eine Neueinstellung nur nach dem Einbau neuer Prototypennockenwellen notwendig.

### **Spreizung:**



Abbildung 7-10: Einstellen der Spreizung

Die obere Abbildung zeigt, dass eine Halterung am Zylinderkopf montiert worden ist, die zwei Messuhren fixiert. Die Uhren sind dabei so ausgerichtet worden, dass sie mit dem jeweiligen Messtaster, achsparallel zum Ventil, den Ventilhub am Federteller abnehmen können.

Die auf der Kurbelwelle befindliche Halterung für die Markenscheibe ist in diesem Fall zur Montage einer Winkelscheibe benutzt worden. An dieser konnte später, mithilfe eines Zeigers die jeweilige Kurbelwinkelposition abgelesen werden.

Um die Kurbelwelle in eine definierte Ausgangsposition zu bringen, ist sie mithilfe von Bohrungen in der Kurbelwange, durch eine Fixierschraube genau auf Zünd-OT des einzustellenden Zylinders positioniert worden.

Die notwendige Kettenvorspannung wurde mittels eines mechanischen Kettenspanners nach firmeninternen Vorschriften eingestellt.

Im darauffolgenden Schritt ist die Kurbelwelle solange in Motordrehrichtung gedreht worden, bis sich der Hub des Auslassventiles seinem Maximum nähert. Während der Messung zeigt die Messuhr jedoch, kurz vor und nach dem tatsächlichen Ventilhubmaximum, keine Veränderung des Messwertes an.

Der Grund dafür ist, dass sich über einige Grad Kurbelwellenwinkel der Ventilhub, zum Beispiel im Falle der Serieneinlassnockenwelle, im Bereich des Maximalhubes über 4 Grad Kurbelwellenwinkel um nur 0,003mm verändert. Diese Ventilhubveränderung kann mit der verwendeten Messuhr nicht mehr erfasst werden.

Der arithmetische Mittelwert der beiden Kurbelwellenwinkel, die den Bereich der nicht messbaren Veränderung des Ventilhubes abgrenzen, ergibt die aktuelle Spreizung der Nockenwelle.

Sollte der vorhandene Wert nicht dem vorgeschriebenen Wert entsprechen, müssen die stirnseitig angebrachten Schrauben am Kettenrad der Nockenwelle geöffnet werden.

Danach muss die Nockenwelle um den zu korrigierenden Betrag verdreht werden. Im Anschluss muss die Vermessung der Steuerzeit erneut erfolgen.

#### 7.4 Aufbau der verwendeten Nockenwellen

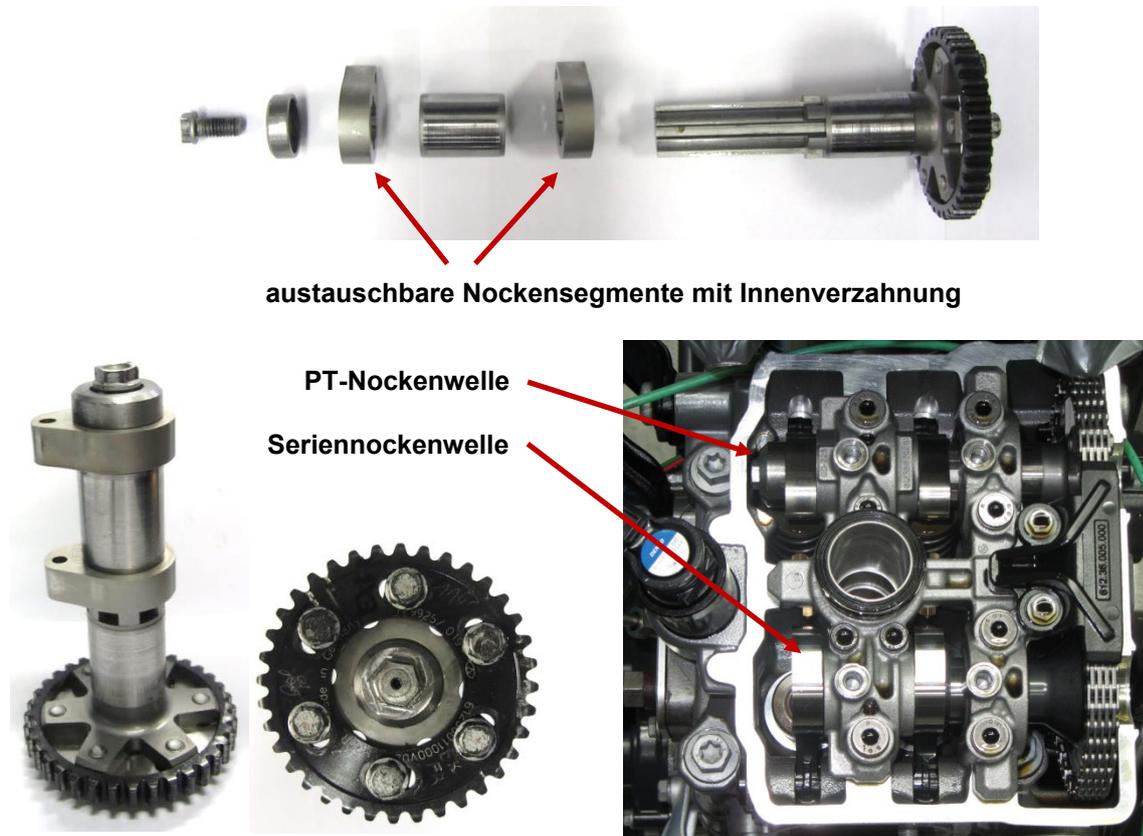


Abbildung 7-11: Prototypenockenwelle

Um die in den folgenden Kapiteln beschriebenen Versuche durchzuführen, ist eine Nockenwelle verwendet worden, die das Aufstecken von verschiedenen Nockensegmenten und das stufenlose Verändern der Steuerzeit der gesamten Nockenwelle ermöglicht.

Durch diesen Aufbau konnten nicht nur zwei gleiche Nockenstücke auf einer Nockenwelle eingesetzt werden, sondern auch unterschiedliche Stücke für die „Phasing“-Versuche verwendet werden.

## 8 Motorprüfstands Aufbau und Sensorik

### 8.1 Prüfstand

Der Prüfstand an dem alle Versuche durchgeführt worden sind, war zum Zeitpunkt der Messungen, der modernste Prüfstand der Firma *KTM*.

In weiterer Folge, möchte ich mich an dieser Stelle für die sehr gute Zusammenarbeit mit Herrn Markus Einwögerer bedanken, der diesen immens aufwändigen Prüfstands Aufbau erst ermöglicht hat.



Abbildung 8-1: Motorprüfstand

#### **Bremse**

Die Bremse ist eine permanent erregte Asynchronmaschine, die direkt mit der Getriebeausgangswelle des Versuchsmotors gekoppelt ist.

Sie ermöglicht einen 4-Quadrantenbetrieb, bei einer Dauerbremsleistung von 170kW und einer Maximaldrehzahl von 6000 Umdrehungen.

#### **Drehmomenterfassung:**

Das vom Motor abgegebene Drehmoment ist mit dem berührungslos messenden Drehmomentflansch T12 von *HBM* zwischen Getriebeausgang und Bremse gemessen worden.

Am Rotor befinden sich dazu zwei Dehnmessstreifen, deren Werte durch den Stator, mittels einer Trägerfrequenz, ausgelesen werden.

### **Motorkonditionierung und Raumklimatisierung**

Damit die Messungen stets unter vergleichbaren Bedingungen ablaufen, ist der Motor mit vorkonditioniertem Kühlwasser, Motoröl und Ansauglufttemperatur versorgt worden.

Der größte Teil der Messungen hat dabei im niedrigen Teillastbereich des Motors stattgefunden. Durch die Konditionierung der genannten Betriebsmittel sind die Parameter immer auf dem gewünschten Niveau gehalten worden.

Damit der Motor keine thermischen Schäden, aufgrund des fehlenden Fahrtwinds, erleidet, sind zwei Ventilatoren während der gesamten Messreihe in der gleichen Position und Höhe vor dem Motor platziert worden. Grundsätzlich wurden sie bei jedem Versuch verwendet. Lediglich bei den Leerlaufmessungen sind sie abgeschaltet worden, um damit die Bedingungen beim stehenden Motorrad zu simulieren.

### **Kraftstoffmassenstrommessung und Konditionierung**

Der Kraftstoffmassenstrom ist mit dem „AVL Fuel Mass Flow Meter“ ermittelt worden, in dem ein Coriolismassenmeter Anwendung findet. Durch diese Messart kann die Kraftstoffmasse direkt bestimmt werden. Man benötigt hier keine zusätzlichen Parameter, wie zum Beispiel die Dichte oder die Temperatur des zu messenden Mediums. Um die Reproduzierbarkeit der Messungen zu gewährleisten, ist der Kraftstoff zusätzlich mit der „AVL Fuel Temperatur Control“ vorkonditioniert worden.

Die Messgenauigkeit des Massenmessers liegt, laut AVL bei  $\leq 0,12\%$  des Messwertes. Die Temperaturstabilität der Konditionierung ist besser als  $0,02^\circ\text{C}$ .

### **Blowby-Messung** [14]

Das „Blowby - Meter“ der Firma AVL ist ein Durchflussmessgerät, das nach dem Wirkdruckprinzip arbeitet. Die Strömung wird durch ein Blendenmessrohr geleitet, in dessen Mitte sich eine Querschnittsverengung (Blende) befindet. Diese erzeugt eine durchflussabhängige Druckdifferenz. Aufgrund dieser Druckdifferenz kann der Volumenstrom bestimmt werden.

### **Drehzahlmessung**

In den Versuchen ist jeweils die Bremsen- sowie Motordrehzahl aufgezeichnet worden.

Um die Motordrehzahl zu bestimmen, ist der Zündstrom kurz vor der Zündspule abgegriffen und in ein Drehzahlsignal umgewandelt worden.

Das Messen beider Drehzahlen ist nötig gewesen, damit die Differenzdrehzahl an der Kupplung bestimmt werden konnte.

## **8.2 Indizierung**

Unter dem Begriff der Indizierung versteht man das kurbelwinkelaufgelöste Aufzeichnen von Messdaten, während eines Arbeitsspiels.

In diesem Fall werden die Drücke in den Brennräumen, in den Ansaug- und Abgaskanälen und die jeweiligen Zündspannungen permanent gemessen.

Eine Ausnahme bildet lediglich der Versuch zur Variation der Einspritzzeitpunkte. Hier sind die beiden Spannungen der Benzininjektoren gemessen worden und nicht die Saugrohrdrücke.

### 8.2.1 Drehwinkelaufnehmer



Abbildung 8-2: Drehwinkelaufnehmer

Die Basis dieser Messungen bildet der Drehwinkelaufnehmer. Dieser arbeitet nach dem Durchlichtprinzip und ermöglicht die Zuordnung von schnellen Messsignalen zu einer definierten Kurbelwellenposition.

Er besteht aus einem Signalabnehmer und einer Markenscheibe, die mit 360 lichtdurchlässigen Fenstern über den Umfang versehen ist. Dabei ist eines dieser Fenster als Triggerfenster ausgebildet, um so die OT-Zuordnung durchführen zu können.

### 8.2.2 Hochdrucksensoren



Abbildung 8-3: Hochdruckindiziersensor

In der Versuchsreihe sind beide Zylinderdrücke indiziert worden. Die dafür verwendeten Quarze waren der GH14D am Zylinder 1 und der GH14DK am Zylinder 2 der Firma *AVL*.

In der folgenden Tabelle sind die wichtigsten Parameter und Eigenschaften der Sensoren zusammengefasst worden.

**Eigenschaften der Sensoren:**

	<b><u>GH14D (Zyl. 1)</u></b>	<b><u>GH14DK (Zyl. 2)</u></b>
Empfindlichkeit (vor der Messreihe)	18,82 pC/bar	19,28 pC/bar
Messbereich	0 – 250 bar	0 – 300 bar
Überlast	300 bar	350 bar
Linearität	±0,3% FSO	±0,3% FSO
Lastwechsel Drift	1,5mbar/ms	1,5mbar/ms
Thermischer Drift *	± 0,5 bar	± 0,7 bar
Thermoschock Fehler **	$\Delta p \leq \pm 0,3 \text{ bar}$	$\Delta p \leq \pm 0,4 \text{ bar}$
	$\Delta p \leq \pm 1,5 \%$	$\Delta p \leq \pm 2 \%$
	$\Delta p \leq \pm 1 \%$	$\Delta p \leq \pm 1,5 \%$
Einschraubgewinde	M5 x 0,5	M5 x 0,5

\* 7 bar IMEP/1300 rpm Dieselmotor

\*\* 9 bar IMEP/1500 rpm Benzinmotor

Tabelle 3: Eigenschaften der Hochdruckindiziersensoren

Wie aus den Eckdaten der Sensoren ersichtlich, weist der GH14D einen geringeren thermischen Drift auf als der am Zylinder 2 verbaute Sensor. Der GH14DK hält hingegen höheren Spitzendrücken stand.

Die Volllastmessungen am Motor haben bei Drehzahlen im Bereich von 7500 bis 9500 Umdrehungen pro Minute, im Vergleich der Zylinder zueinander, sehr ähnliche und plausible Werte für die Hoch- sowie Niederdruckschleife ergeben. Im Gegensatz dazu, ist es, ab 7500 Umdrehungen bis hin zum Leerlauf, zu teils unglaublichen Werten in der Niederdruckschleife des Zylinders 2 gekommen.

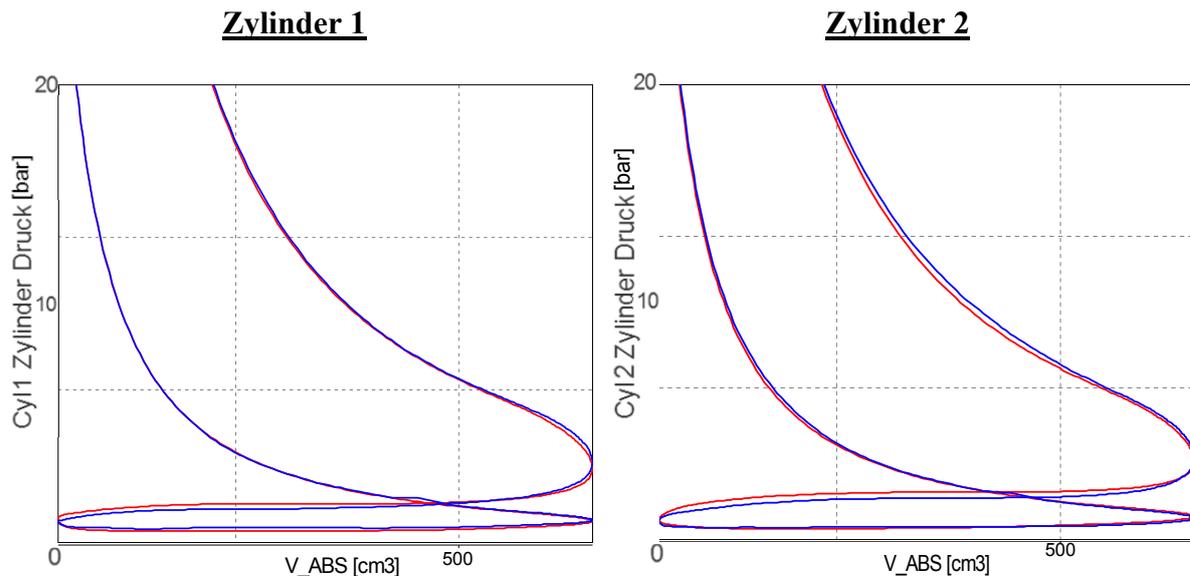


Abbildung 8-4: Gemessene und gerechnete Zylinderdrücke bei 9000 Umdrehungen und Volllast

In den oben gezeigten Bildern sieht man den Vergleich von der Messung (blaue Linien) und der 1D-Ladungswechselsimulation (rote Linien), bei einer Drehzahl von 9000 Umdrehungen pro Minute am Zylinder 1 (linkes Bild) und Zylinder 2 (rechtes Bild).

Wie zu erkennen ist, liefert die Simulation der Zylinderdrücke plausible Ergebnisse, die mit der Messung sehr gut übereinstimmen.

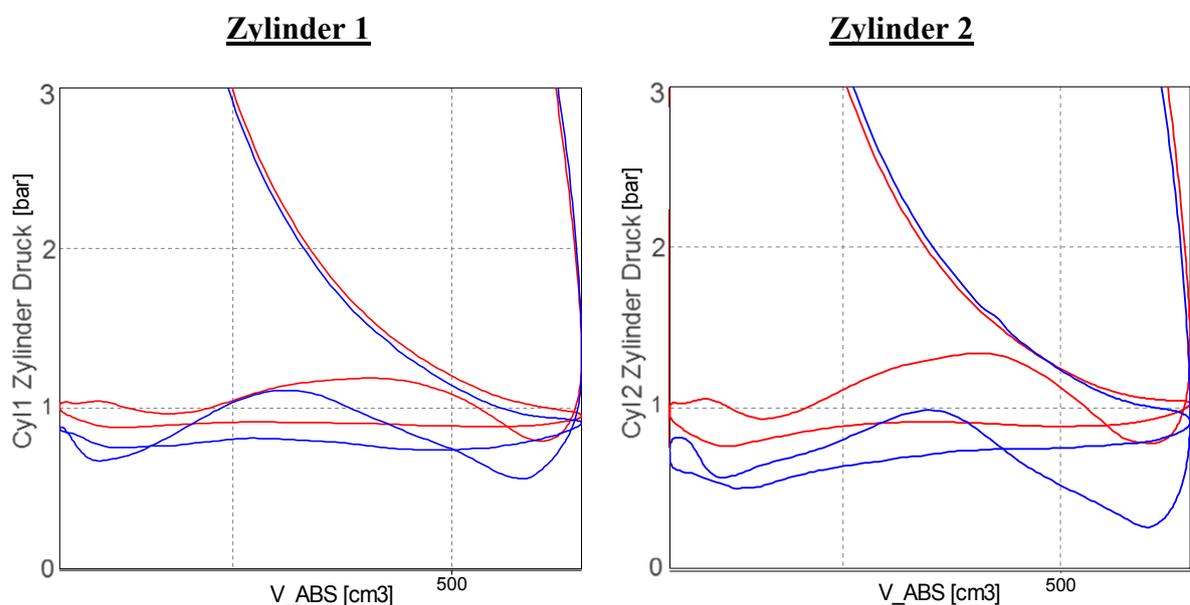


Abbildung 8-5: Gemessene und gerechnete Ladungswechselschleifen bei 3000 Umdrehungen und Volllast

Stellt man nun die Zylinderdrücke, während des Ladungswechsel bei einer Drehzahl von 3000 Umdrehungen, gegenüber, so wird ersichtlich, dass der gemessene Druck, kurz nach dem unteren Totpunkt der Expansionsphase, im Zylinder 2 von 0,2 bar Absolutdruck nicht

der Realität entsprechen kann. Auch der gemessene Druck im Zylinder 1 zeigt, im Vergleich mit der Ladungswechselsimulation fragwürdige Ergebnisse.

Diese Ergebnisse sind vermutlich auf die Dauer der Temperatureinwirkung auf den Sensor, bei niedrigen Drehzahlen, zurückzuführen. In diesem Fall wirkt sich der zyklische Temperaturdrift des GH14DK Sensors stärker auf die gemessenen Ladungswechseldrücke aus, als der Temperaturdrift des GH14D.

Zu erwähnen ist, dass der GH14DK Sensor vor den Messungen fabrikneu gewesen ist und der GH14D zuvor auch nur wenige Betriebsstunden im Einsatz gewesen ist.

### 8.2.3 Niederdrucksensoren

Der Motor ist auf beiden Zylindern saug- wie abgasseitig druckindiziert worden. Die gemessenen Druckverläufe haben einerseits dazu gedient, den Ladungswechsel zu charakterisieren. Andererseits konnte man so die Ladungswechselsimulation an die realen Druckverhältnisse anpassen und etwaige Fehler in den Steuerzeiten erkennen.

#### Saugseite:



Abbildung 8-6: Niederdruckindiziersensor der Einlassseite

Die Saugrohrdrücke sind mit einem piezoresistiven Absolutdrucksensor der Firma Kistler erfasst worden. Um die Genauigkeit der Messungen gleichbleibend hoch zu halten, sind die Sensoren an jedem Messtag auf den Umgebungsdruck kalibriert worden.

#### Eigenschaften des Sensors:

Druckbereich	0 – 5 bar
Kompensierter Temperaturbereich	25°C - 125 °C
Linearität	$\leq \pm 0,2 \%$ FSO
Thermische Nullpunktänderung	$\leq \pm 1\%$ FSO
Thermische Empfindlichkeitsänderung	$\leq \pm 0,2 \%$

Tabelle 4: Eigenschaften der Saugrohrdruckindiziersensoren

**Abgasseite:**

Abbildung 8-7: Niederdruckindiziersensor der Auslassseite

Die Abgasdrucksensoren von Kulite Semiconductor sind, wie die Saugrohrdrucksensoren auch, ein piezoresistiver Absolutdrucksensor. Sie sind ebenfalls jeden Tag neu kalibriert worden.

**Eigenschaften des Sensors:**

Empfindlichkeit	930 mV/bar
Druckbereich	0 – 10 bar
Kompensierter Temperaturbereich	-20°C - 200 °C
Linearität	≤ 0,1 % FSO

Tabelle 5: Eigenschaften der Abgasdruckindiziersensoren

Auf Grund der hohen Temperaturen im Abgaskanal ist der Indiziersensor gekühlt worden. Einerseits sollte damit ein Driften des Messsignals minimiert werden. Andererseits hat man den Sensor so auch vor einer thermischen Zerstörung schützen können.

Im untersuchten Fall hat sich, trotz der Wasserkühlung, ein sehr starkes Driftverhalten bei beiden Abgasindizierungssensoren ergeben. Während Warmlaufphase des Motors, war das Driften am stärksten zu erkennen. Damit man den Wert der Verschiebung des Indizierungssignals erfassen konnte, ist der Motor danach abgestellt worden. Anschließend hat man den momentan angezeigten Wert des Sensors mit dem Umgebungsdruck verglichen. Die Offsetwerte des gedriftet Signals zum Umgebungsdruck lagen im Bereich von 0,5 bis 1 bar.

Auch das erneute Eindrehen mit dem vorgeschriebenen Drehmoment von 4 Nm hat keine Besserung hervorgerufen. Durch das erneute Eindrehen sollten etwaige eingebrachte Spannungen, verursacht durch ein mögliches zu hohes Anzugsdrehmoment, vermieden werden.

Die beiden verbauten Sensoren waren vor dem Einsatz auf dem 1190 Adventure Motor nur wenige Betriebsstunden im Einsatz. In weitere Folge sind die beiden Sensoren gegen zwei baugleiche Modelle ausgetauscht worden. Doch die wiederholte Messung hat trotzdem die gleichen Ergebnisse wie zuvor geliefert.

Des Weiteren sind diese Sensoren auf anderen Motoren getestet worden und haben dasselbe Verhalten gezeigt.

Zum aktuellen Zeitpunkt hat man die genaueren Gründe für das starke Driftverhalten noch nicht klären können.

### 8.3 Thermo-Elemente

Für die gesamten Temperaturmessungen am Motor sind Thermoelemente Typ K verbaut worden.

Der Sensor mit positiven Temperaturkoeffizienten auf Nickel-Chrom-Nickel-Basis, der Klasse 1, ermöglicht Messungen in einem Temperaturbereich von  $-270^{\circ}\text{C}$  bis  $1372^{\circ}\text{C}$ .

#### Eigenschaften des Sensors:

<u>Messbereich</u>	<u>Toleranz</u>
$-40^{\circ}\text{C} - 375^{\circ}\text{C}$	$\pm 1,5 \text{ K}$
$375^{\circ}\text{C} - 1000^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,4 \%$

Europäische Norm EN 60584-2 : 1996 für Klasse 1 Thermoelemente

Tabelle 6: Eigenschaften der Thermoelemente

### 8.4 Sensyflow



Abbildung 8-8: ABB Sensyflow

Um eine genaue Abstimmung der im Ladungswechselmodell errechneten Luftmasse mit der am Motorprüfstand gemessenen Luftmasse zu ermöglichen, ist ein Luftmassenmessgerät der Firma *ABB* verwendet worden.

Die Luftmasse wird dabei nach dem Messprinzip des thermischen Heißfilmanemometers bestimmt.

**Eigenschaften des ABB Sensyflow**

Nenndurchmesser	80mm
Messbereich	20 – 720 kg/h
Messabweichung	$\leq \pm 1 \%$ vom Messwert
Temperatureinfluss	$< 0,03\% / K$ vom Messwert

Tabelle 7: Eigenschaften des Luftmassenmessgerätes

**8.5 Lambda-Sonden**

Man hat pro Zylinder, einerseits eine serienmäßig verbaute Sprunglambdasonde verwendet, die für die Lambdaeegelung des Motorsteuergerätes benötigt worden ist und andererseits eine Breitbandlambdasonde.

Mittels der Breitbandlambdasonde ist die Vollastanreicherung auf den verbrennungsoptimalen Lambdawert von  $\sim 0,88$  gestellt worden. Gleichzeitig hat man mit ihrer Hilfe den Lambdaeegelungsbereich des Motors überprüft. Des Weiteren sind dadurch auch Versuche im Lambdabereich  $> 1$  ermöglicht worden.

**8.6 Abgasmessgerät**

In weitere Folge ist eine Abgasmessung am Motor appliziert worden, um die Auswirkungen der unterschiedlichen Nockenwellenkombinationen, in Bezug auf die Emissionen näher betrachten zu können.

Das verwendete Abgasmessgerät war der MEXA 1600D von *Horiba*, das folgende Abgase misst:

<b><u>Abgas</u></b>	<b><u>Messmethode</u></b>
CO/ CO2	Nicht dispersiver Infrarotsensor (NDIR)
O2	Magneto pneumatic Methode (MPD)
HC	Flame ionization detection (FID)
NOx	Chemi-luminescence method (CLD)

Tabelle 8: Abgasmessmethoden

Um zu verhindern, dass der im Abgas enthaltene Wasserdampf kondensiert, ist die gesamte Entnahmeleitung elektrisch beheizt worden.

## 9 Auswertung der Messergebnisse

In den folgenden Kapiteln dieser Arbeit sollen nun die relevanten Prüfstandsmessdaten der jeweiligen Ventilhubkonfigurationen untereinander verglichen werden. In diesem Zuge sollen die Veränderungen am Motor, hervorgerufen durch die verschiedenen Ventilhübe, mittels der Ladungswechselsimulation, der 3D-CFD-Rechnung und den Messdaten selbst, analysiert und interpretiert werden.

Wie im Kapitel „4 Auswahl der Messpunkte“ beschrieben, ist ein Prüfstandsablauf für die Versuche am Motorprüfstand erstellt worden.

Grundsätzlich wurde versucht, den Prüfablauf für alle Ventilhubvarianten vollständig durchzuführen. Gegen Ende der Messungen mussten jedoch, aus Zeitgründen, einige Teilbereiche des Ablaufs entfallen.

Aus diesem Grund sind die Zündzeitpunktvariationen mit verbauter PT\_EL-01-01\_AL-603 bei 2500 Umdrehungen und Teilbereiche der Lastschnitte unter Verwendung der PT\_EL-06-07\_AL-603 nicht vermessen worden.

### 9.1 Zündzeitpunktvariation

Durch diese Variation lässt sich das grundlegende Verhalten der Verbrennung und der Abgasemissionen bei den verschiedenen Ventilhuben gut aufzeigen. Zusätzlich können mögliche Unterschiede zwischen den beiden Zylindern bei gleichem Zündzeitpunkt dargestellt werden.

Als Basisapplikation der Zündzeitpunkte der Zylinder ist versucht worden, die Lage des jeweiligen MFB50 Punktes (50 % umgesetzte Kraftstoffmasse) auf 8 Grad nach OT zu setzen. In diversen Messungen ist dieser Wert jedoch, durch beginnende Zündaussetzer (ZAHFG), beziehungsweise durch den maximal möglichen Vorzündungswinkel des Steuergerätes von 60 Grad, nicht erreicht worden.

Anschließend ist, bei konstant gehaltener Drehzahl und Drosselklappenstellung, der Zündzeitpunkt solange in 5 Grad-Schritten in Richtung „spät“ verstellt worden, bis die Abgasgrenztemperaturen erreicht worden sind.

## 9.1.1 ZZZP - Variation: TL - 2500 / 2% Drosselklappenöffnung

### Verbrennungsanalyse

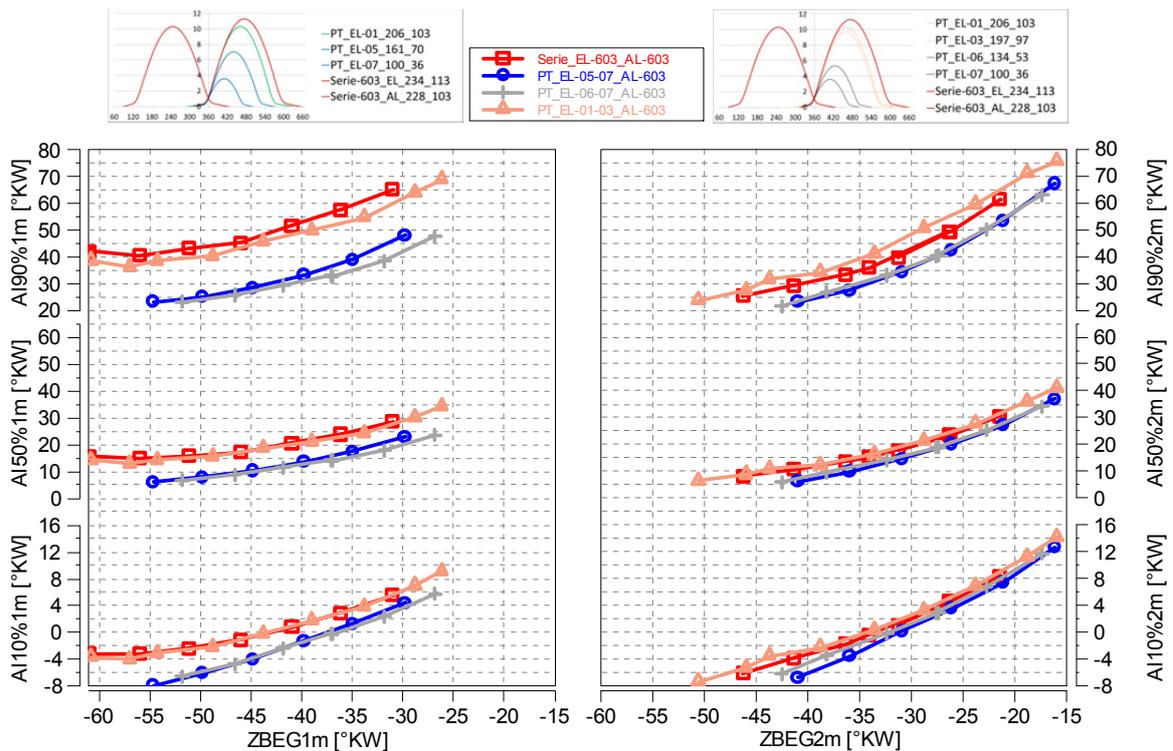


Abbildung 9-1: Umsetzpunkte bei 2500 Umdrehungen und 2% Drosselklappenöffnung

Aus Zeitgründen, konnte die Variante PT\_EL-01-01\_AL-603 nicht vermessen werden.

Vergleicht man die Umsetzpunkte der Verbrennung zwischen den Zylindern in Abbildung 9-1, so ist zu erkennen, dass die Verbrennung im Zylinder 2, für die gleichen Lagen der MFB50 Punkte, deutlich weniger Vorzündung benötigt. Dies deutet auf eine längere Zündverzugsphase im Zylinder 1 hin, die vermutlich durch eine erhöhte Restgasmenge erklärt werden könnte. Um einen Rückschluss auf die Restgasmenge zu ermöglichen, wird deshalb der Saugrohrdruck der beiden Zylinder in Abbildung 9-2 näher untersucht.

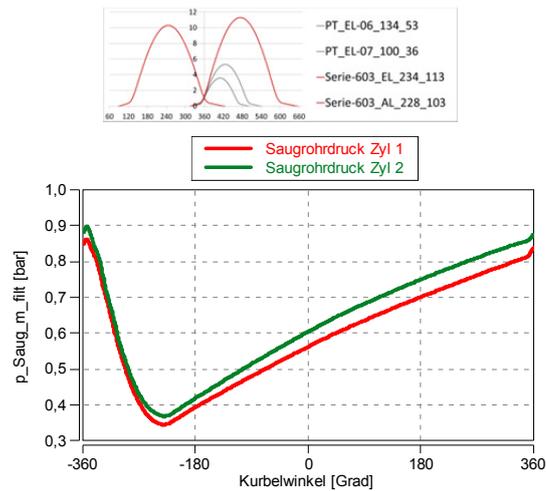


Abbildung 9-2: Saugrohrdrücke von PT\_EL-06-07\_AL-603 bei 2500 Umdrehungen und 2 % Drosselklappenöffnung

Aus dem Verlauf der Saugrohrdrücke, unter Verwendung der PT\_EL-06-07\_AL-603, ist ersichtlich, dass sich der Saugrohrdruck am Zylinder 1, während die Einlassventile geschlossen sind, langsamer an das Umgebungsniveau anpasst als am Zylinder 2. Dies ist auf eine Ungenauigkeit der Drosselklappenstellung zurückzuführen.

Im Falle dieses Drosselklappenkörpers wird die Drosselklappe am Zylinder 2 mittels eines Elektromotors positioniert, während die Drosselklappe für den Zylinder 1 über ein Gestänge mit der anderen Drosselklappe synchronisiert wird. Dies führt zu leichten Ungenauigkeiten im Öffnungswinkel der Drosselklappe am Zylinder 1.

Das bedeutet, dass, aufgrund des höheren Saugrohrunterdruckes zum Zeitpunkt des Öffnens der Einlassventile, am Zylinder 1 mehr Restgas in den Ansaugkanal rückströmt. Folglich verbleibt auch mehr Restgas im Zylinder am Ende des Ladungswechsels, was somit den Zündverzug erhöht.

Wie in Abbildung 9-3 dargestellt, ergibt sich, aufgrund der nicht exakt synchronen Drosselklappenstellungen und der damit erhöhten Restgasmenge im Zylinder 1, bei gleichen Zündzeitpunkten ein niedrigerer Mitteldruck in diesem Zylinder.

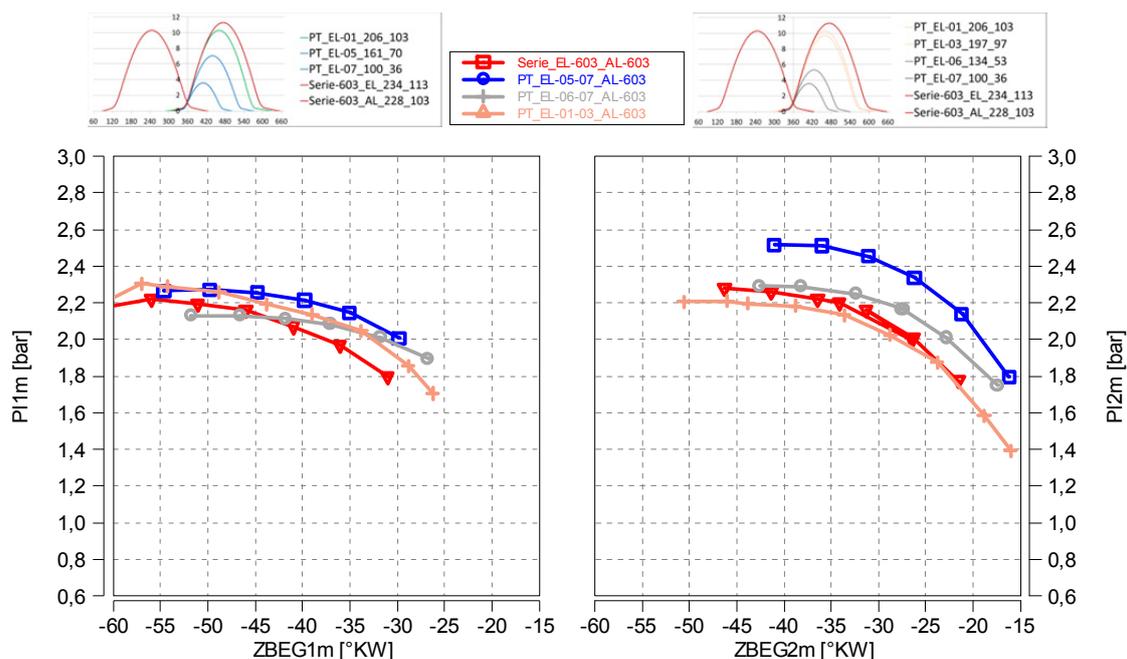


Abbildung 9-3: Mitteldrücke bei 2500 Umdrehungen und 2 % Drosselklappenöffnung

Diese Messunterschiede sind bei allen Messungen der verschiedenen Ventilhübenvarianten in diesem Drehzahl- und Lastbereich aufgetreten.

Weiters ist aus Abbildung 9-1 ersichtlich, dass es bei der Variante PT\_EL-01-03\_AL-603 im Vergleich zur Seriennockenwelle, so gut wie keine Unterschiede in den Lagen der MFB10 und MFB50 Punkten gibt. Das lässt sich vermutlich auf sehr ähnliche Ladungswechsellparameter im Zylinder zurückzuführen.

Am Beispiel der PT\_EL-05-07\_AL-603 ist ebenfalls in Abbildung 9-1 gut zu erkennen, dass eine Änderung des Zündzeitpunktes um 20 Grad (d.h. von -55 Grad auf -35 Grad vor OT) lediglich eine Veränderung der MFB50 Lage um circa 9 Grad (d.h. von ca. 8 Grad auf ca. 17 Grad nach OT) bewirkt.

In weiterer Folge kann bei beiden Zylindern, speziell unter Verwendung der Varianten PT\_EL-05-07\_AL-603 und PT\_EL-06-07\_AL-603 beobachtet werden, dass eine eindeutig schnellere Entflammung nach der Zündung vorherrscht, im Vergleich zu den Ventilhübenkombinationen mit höheren Ventilhüben.

Dieser Unterschied in der Zündverzugszeit<sup>1</sup> wird vermutlich dadurch verursacht, dass das im Zylinder verbleibende Restgas, in Folge der niedrigen Ventilhübe und in Kombination mit dem asymmetrischen Öffnen der Ventile, deutlich besser mit der Frischladung vermischt wird.

Zusätzlich ergeben sich in Folge der niedrigeren Ventilhübe, höhere Gasgeschwindigkeiten am Ventil, die vermutlich zu einer deutlich besseren Zerstäubung des Kraftstoffes sowie Erhöhung der TKE beitragen und dadurch eine gute Gemischbildung bewirken.

Somit stellt sich eine schnellere und vor allem aber auch stabilere Verbrennung ein.

Die stabilere Verbrennung kann gut mit der Zylinderdruckvarianz ( $p_{iv}$ ) des Zylinders 1 in Abbildung 9-4 aufgezeigt werden. Dabei zeigt sich, dass die Niedrighübenvarianten mit „Phasing“-Ansatz deutlich geringere Zylinderdruckvarianzen aufweisen.

<sup>1</sup> Zündverzug = ZPP bis MFB10

### Zylinderdruckvarianz:

$$pi_v = \frac{\sigma_{p_{mi}}}{\bar{p}_{mi}} \quad \text{Formel 9-1}$$

$$\sigma_{p_{mi}} = \sqrt{\frac{1}{n-1} * \sum_{i=1}^n (p_{mi_i} - \bar{p}_{mi})^2} \quad \text{Formel 9-2}$$

$pi_v$ .....Zylinderdruckvarianz       $\bar{p}_{mi}$ .....Mittelwert des indizierten Mitteldrucks  
 $p_{mi}$ .....indizierter Mitteldruck       $\sigma_{p_{mi}}$ .....Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks  
 $n$ .....Anzahl der Zyklen

### Zündaussetzerhäufigkeit

$$ZA = WENN(p_{mi} < \bar{p}_{mi} * 0,7) \quad \text{Formel 9-3}$$

$$ZAHFG = \frac{ZA}{n} * 100 \quad \text{Formel 9-4}$$

ZA...Zündaussetzer

ZAHFG...Zündaussetzerhäufigkeit

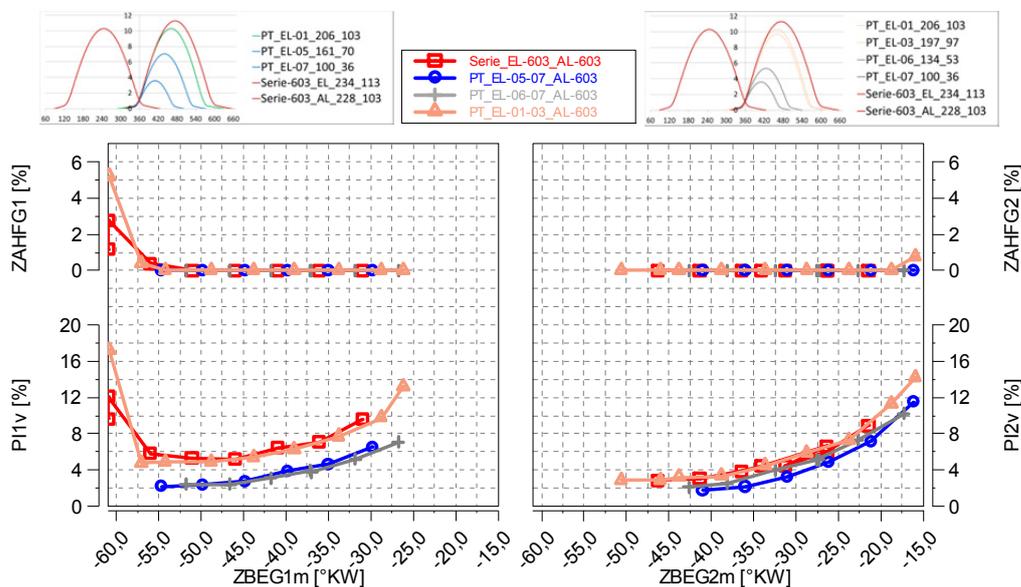


Abbildung 9-4: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 2500 Umdrehungen und 2 % Drosselklappenöffnung

Aus dem Verlauf der  $pi$ -Varianz lässt sich weiters ablesen, dass mit geringerer Vorzündung die Zylinderdruckvarianz ansteigt.

In Folge der späteren Zündung steigt der im Zylinder vorherrschende Druck zum Zündzeitpunkt. Der erhöhte Druck bedarf allerdings mehr Zündenergie, um eine stabile Entflammung des Gemisches zu ermöglichen. Das verbaute Zündsystem liefert jedoch immer die gleich Energie und ergibt somit steigende Zylinderdruckschwankungen.

Dahingegen kann ein zu früh gewählter Zündzeitpunkt ebenfalls einen raschen Anstieg der Druckvarianz bewirken. In diesem Fall besteht die Möglichkeit, dass die entstehende Flammenfront nach der Zündung durch die Ladungsbewegung ausgelöscht wird, beziehungsweise die Verbrennung nur verschleppt stattfindet.

Dadurch ergeben sich ebenfalls stark variierende Zylinderdrücke, die sich direkt auf den Wert des  $p_{i_v}$  auswirken. Dies kann an den Messergebnissen in Abbildung 9-4 des Zylinders 1, bei einem Zündzeitpunkt von ca. -60 Grad vor OT gezeigt werden.

## Emissionsanalyse

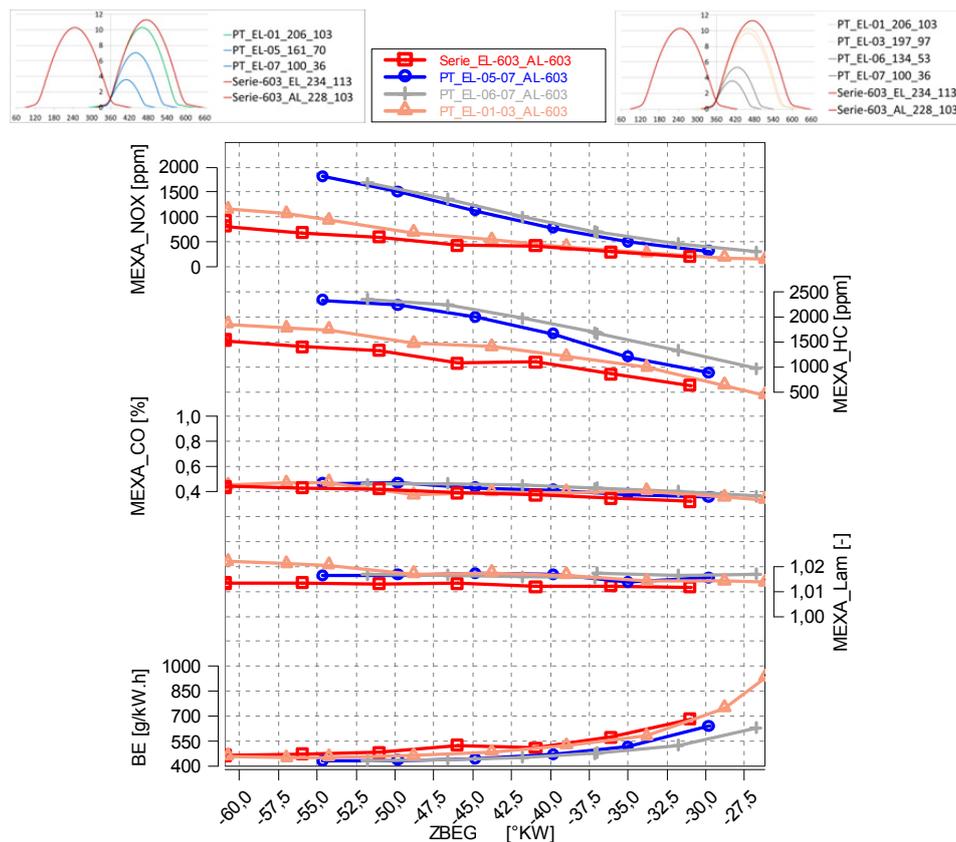


Abbildung 9-5: Emissionen und spez. Kraftstoffverbrauch bei 2500 Umdrehungen und 2 % Drosselklappenöffnung

Aus dem Verlauf der Stickoxydemissionen in Abbildung 9-5, lässt sich ablesen, dass mit weniger Vorzündung die NOx-Emissionen verringert werden. Das liegt daran, dass bei einer frühen Zündung die Lage des MFB50 Punktes näher bei OT liegt und somit der maximale Zylinderdruck höher ist als bei einem späteren Zündzeitpunkt, siehe Abbildung 9-6. In Folge des höheren Druckes steigen parallel dazu auch die Temperaturen, welche die NOx-Bildung begünstigen.

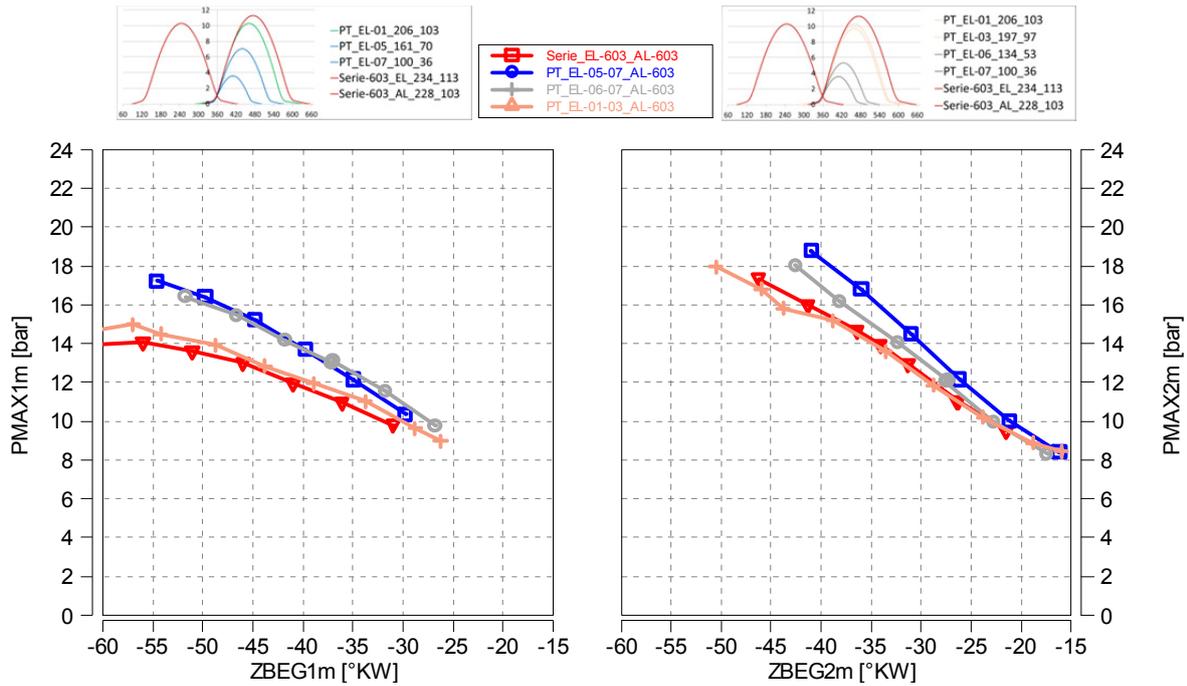


Abbildung 9-6: maximale Zylinderdrücke bei 2500 Umdrehungen und 2 % Drosselklappenöffnung

Diese Tatsache erklärt auch die niedrigeren NO<sub>x</sub>-Emissionen des Motors unter Einsatz der Seriennockenwelle und der PT\_EL-01-01\_AL-603. Bei diesen Nockenwellen liegen die MFB50-Lagen stets „später“ und ergeben somit niedrigere Zylinderdrücke.

Der gleiche Verlauf der Emissionskurve ist bei den unverbrannten Kohlenwasserstoffen und den CO-Emissionen zu erkennen. Die Ursache für die fallenden Emissionen mit späterem Zündzeitpunkt liegt vermutlich darin begründet, dass mehr Zeit zur Gemischbildung bleibt. Daraus ergeben sich weniger CO- und HC-Emissionen, da eine unvollständige Verbrennung aufgrund von Gebieten mit  $\lambda < 1$  vermieden wird.

Andererseits ermöglichen die späten Schwerpunktlagen höhere Temperaturen in der Expansionsphase, die wiederum eine bessere Nachoxidation der im Zylinder befindlichen HC, erlaubt.

In Abbildung 9-7 und Abbildung 9-8 sind die möglichen Arten und Orte der HC-Entstehung aufgezeigt.

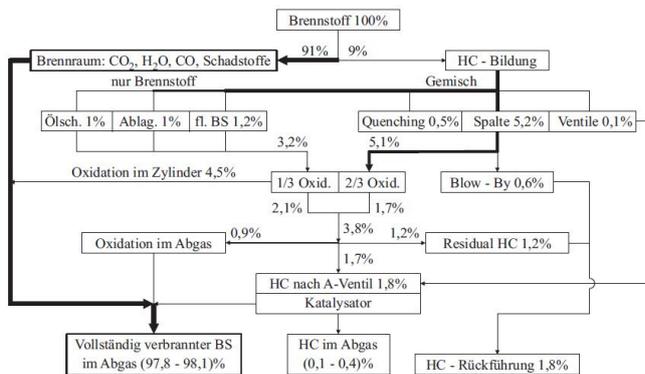


Abbildung 9-7: mögliche HC-Bildungsmechanismen [15]

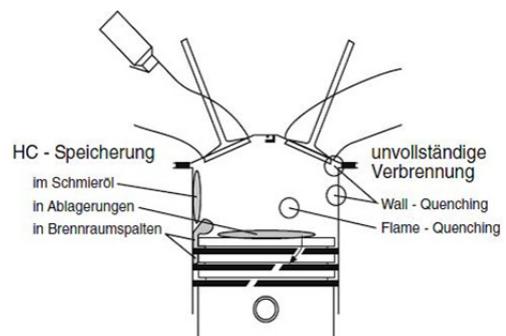


Abbildung 9-8: mögliche HC-Quellen [1]

### 9.1.2 ZZZ – Variation: TL - 4900 / 10% Drosselklappenöffnung

#### Verbrennungsanalyse

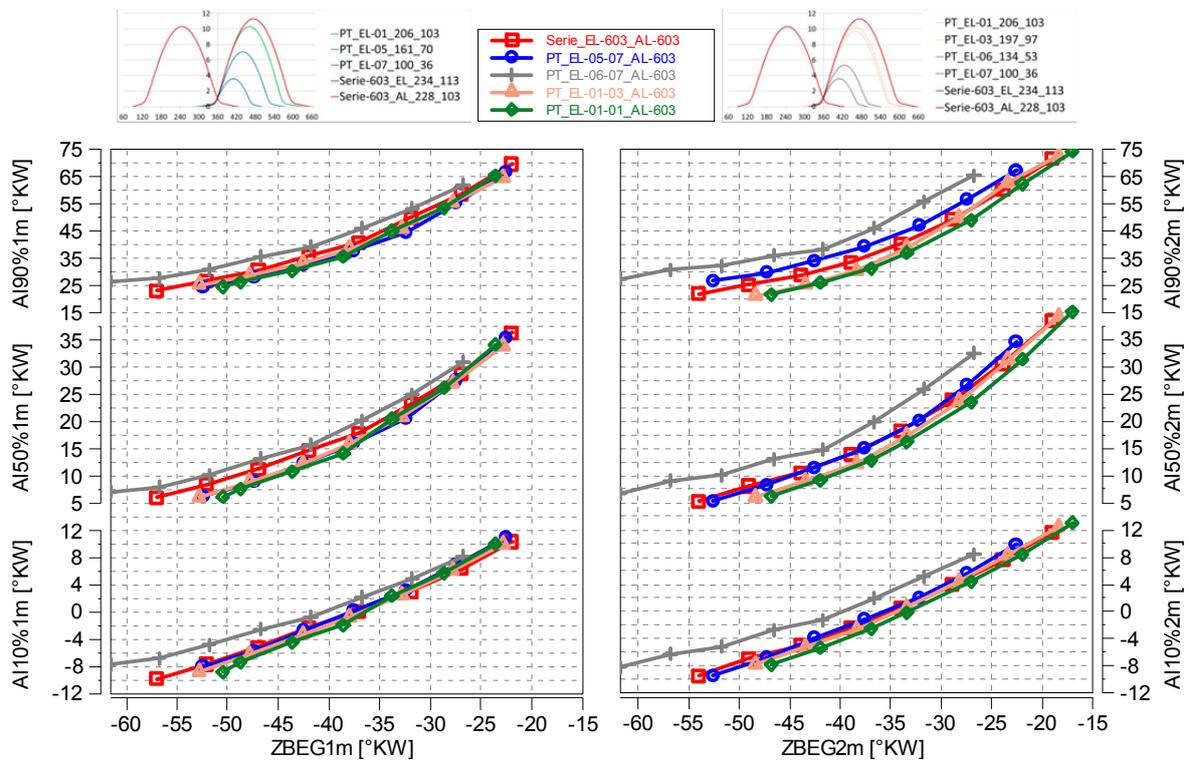


Abbildung 9-9: Umsetzpunkte bei 4900 Umdrehungen und 10 % Drosselklappenöffnung

Bei dieser Drehzahl und Last ergeben sich kleinere Unterschiede zwischen den einzelnen Zylindern, da bei 10% Drosselklappenöffnung der relative Fehler der beiden Drosselklappen zueinander geringer ist.

Diese Tatsache kann durch Abbildung 9-10 gezeigt werden. In Folge der höheren Last, im Vergleich zur Messung bei TL - 2500 / 2%, kann sich der Saugrohrdruck schneller an den Umgebungsdruck anpassen. Somit ergeben sich zum Zeitpunkt des Einlassventilöffnens für beide Zylinder dieselben Druckverhältnisse, die eine ähnliche Restgasmenge in beiden Zylindern bewirken.

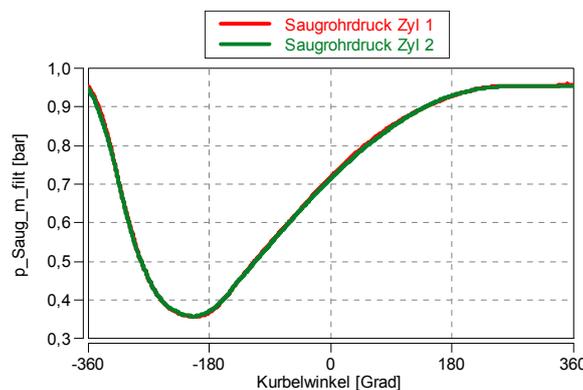


Abbildung 9-10: Saugrohrdrücke für PT\_01\_03\_AL-603 bei 4900 Umdrehungen und 10 % Drosselklappenöffnung

Weiters lässt sich aus Abbildung 9-9 erkennen, dass auch die Unterschiede in den Umsetzpunkten der verschiedenen Ventilhubvarianten geringer sind.

Dies ergibt sich wahrscheinlich aus der höheren Drehzahl sowie Last, die höhere Einströmgeschwindigkeiten in den Brennraum bewirken. Dadurch wird die Gemischbildung in den Zylindern bei allen getesteten Ventilhubvarianten verbessert. In weiterer Folge führt dies zu ähnlichen Zündverzugs- und Brenndauern.

Auch die in Abbildung 9-11 dargestellten zyklischen Schwankungen der verschiedenen Varianten, ergeben relativ ähnliche Werte.

Lediglich bei Einsatz der Variante PT\_EL-06-07\_AL-603, welche die beiden geringsten Ventilhübe auf der Einlassseite kombiniert, neigt die Verbrennung vor allem am Zylinder 2 zu einer längeren Zündverzugsphase. Auch die zyklischen Schwankungen heben sich, im Vergleich zu allen anderen, stark nach oben hin ab.

Dies wird dadurch begründet, dass die in Abbildung 9-12 aufgezeigten indizierten Mitteldrücke dieser Variante, in Folge der starken Drosselung an den Einlassventilen, sehr niedrig sind. Somit ergeben sich andere Verbrennungsvoraussetzungen, im Vergleich zu den restlichen Varianten.

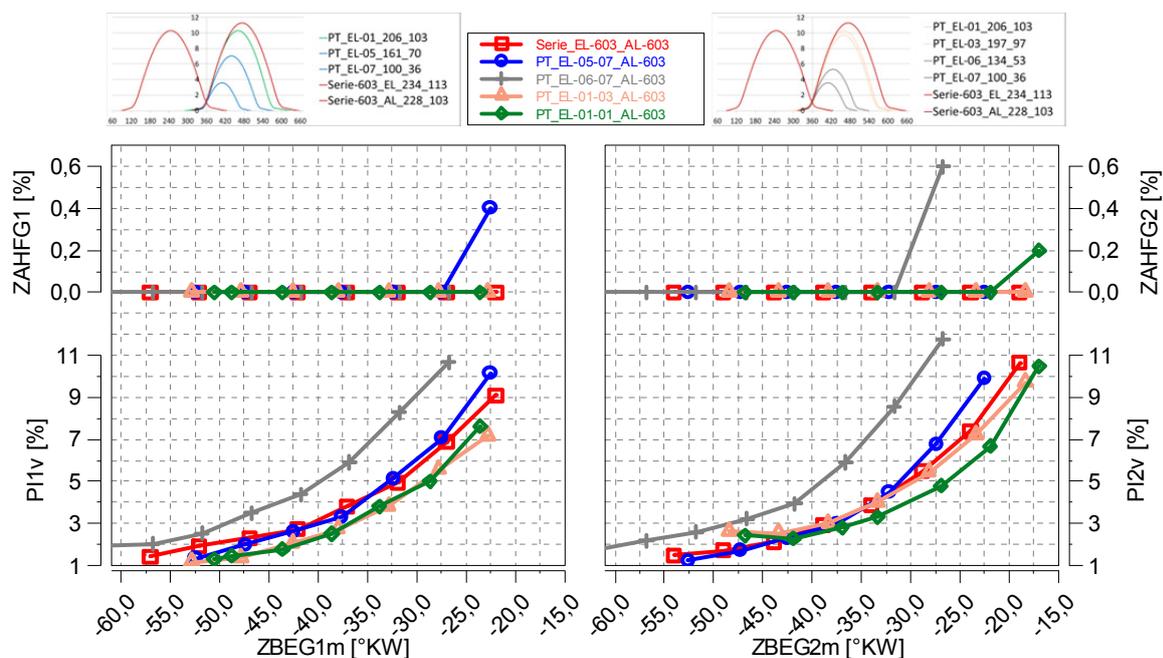


Abbildung 9-11: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 4900 Umdrehungen und 10 % Drosselklappenöffnung

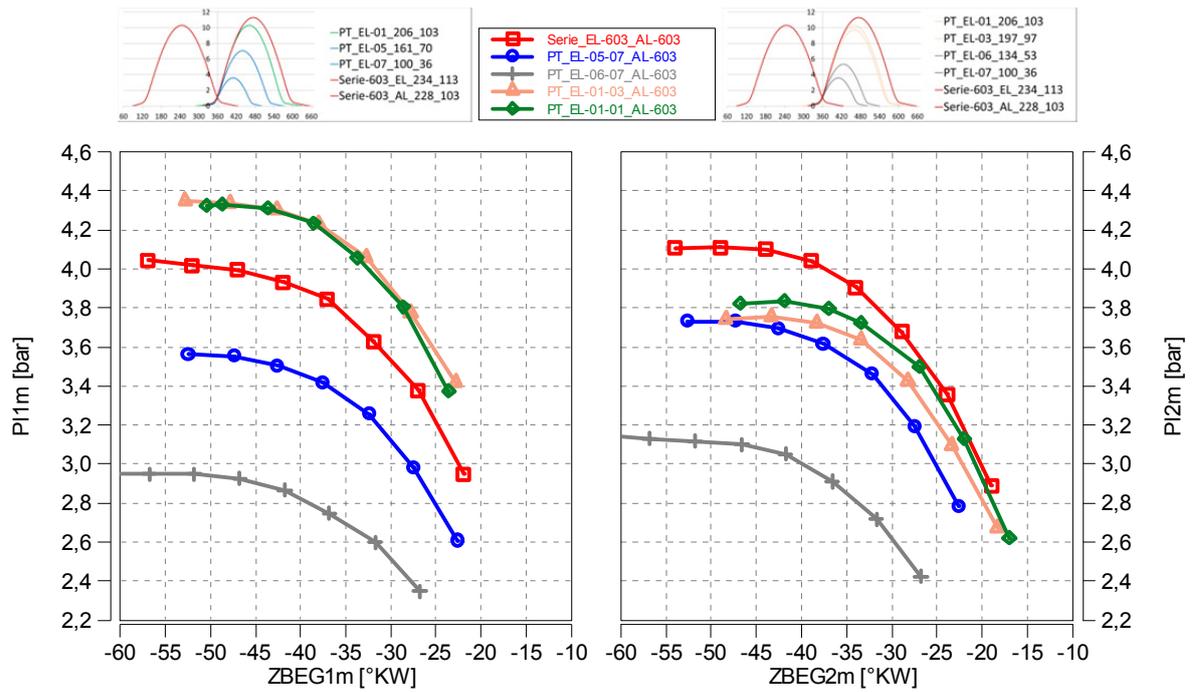


Abbildung 9-12: Mitteldrücke bei 4900 Umdrehungen und 10 % Drosselklappenöffnung

**Emissionsanalyse**

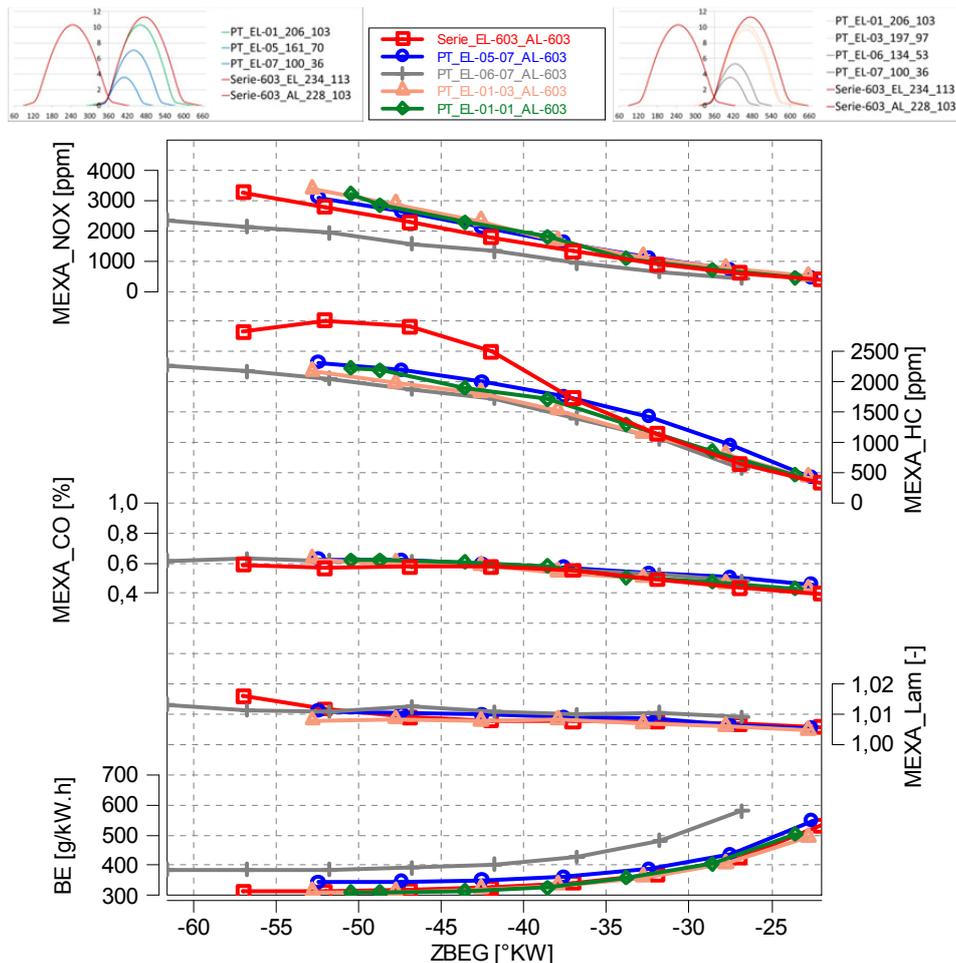


Abbildung 9-13: Emissionen und spez. Kraftstoffverbrauch bei 4900 Umdrehungen und 10 % Drosselklappenöffnung

In Folge der sehr ähnlichen Brenndaten des Motors, unter Verwendung der verschiedenen untersuchten Ventilerhebungen, ausgenommen PT\_EL-06-07\_AL-603, ergeben sich nur geringe Unterschiede in den Abgasemissionen.

Doch aufgrund der niedrigen maximalen Zylinderdrücke (siehe Abbildung 9-14) bei Gebrauch der PT\_EL-06-07\_AL-603, ergeben sich im Vergleich zu den anderen Varianten, niedrigere NO<sub>x</sub>-Emissionen des Motors.

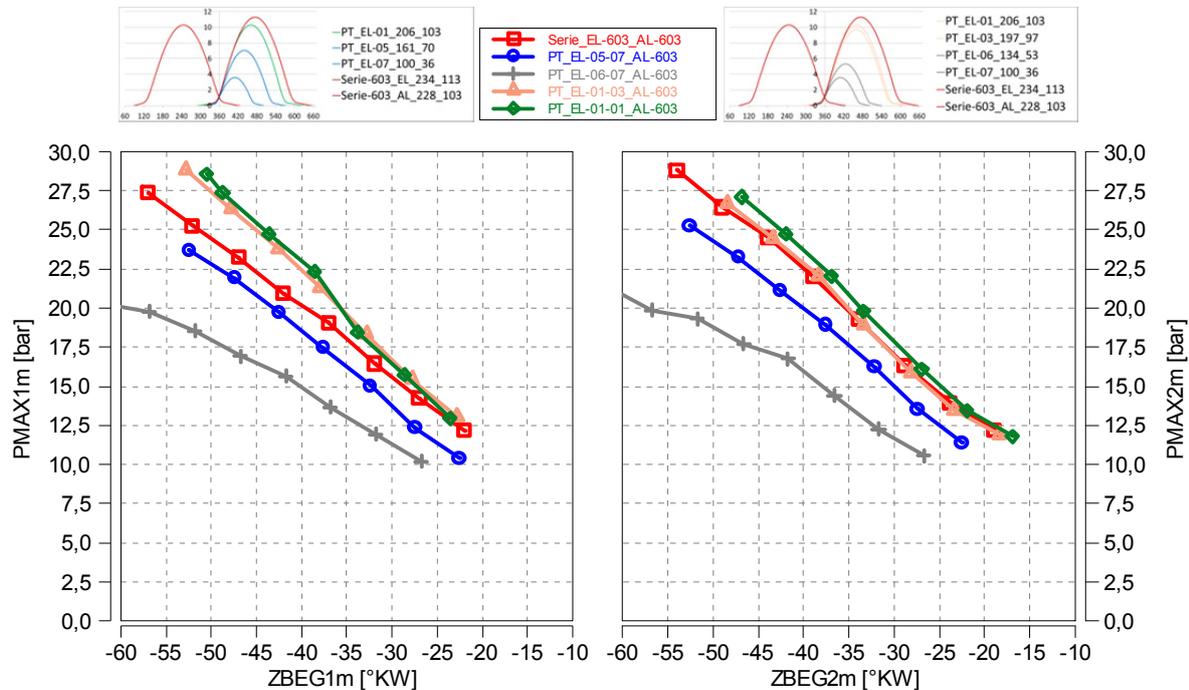


Abbildung 9-14: maximale Zylinderdrücke bei 4900 Umdrehungen und 10 % Drosselklappenöffnung

## 9.2 Teillastprogramm

Das in diesem Kapitel beschriebene Teillastprogramm ist eine firmeninterne Vorgehensweise, um eine Vergleichbarkeit von Motoren und diversen Versuchen am Motor untereinander zu ermöglichen.

In diesem Versuchsablauf werden die Drehzahlen 2500, 3500 und 5000 Umdrehungen pro Minute angefahren und jeweils die Lastpunkte mit 1; 1,5; 2; 3 und 5 bar effektivem Mitteldruck vermessen. Auf diese Weise werden die Lastpunkte des WMTC Fahrzyklus gut abgedeckt.

Während der Messungen ist immer versucht worden, den MFB50-Punkt konstant auf 8 Grad nach OT zu stellen. Wie bereits in der Zündzeitpunktvariation gezeigt wurde, ist dies bei manchen Messungen, aufgrund des maximalen Vorzündungswinkels von 60 Grad beziehungsweise durch beginnende Zündaussetzer, nicht immer möglich gewesen. In diesen Fällen wurde der bestmögliche Wert eingestellt.

Des weiteren wurde für alle Versuche das Einspritzende konstant auf 165 Grad nach LOT belassen.

### 9.2.1 TL - 2500 Umdrehungen

#### Verbrennungsanalyse

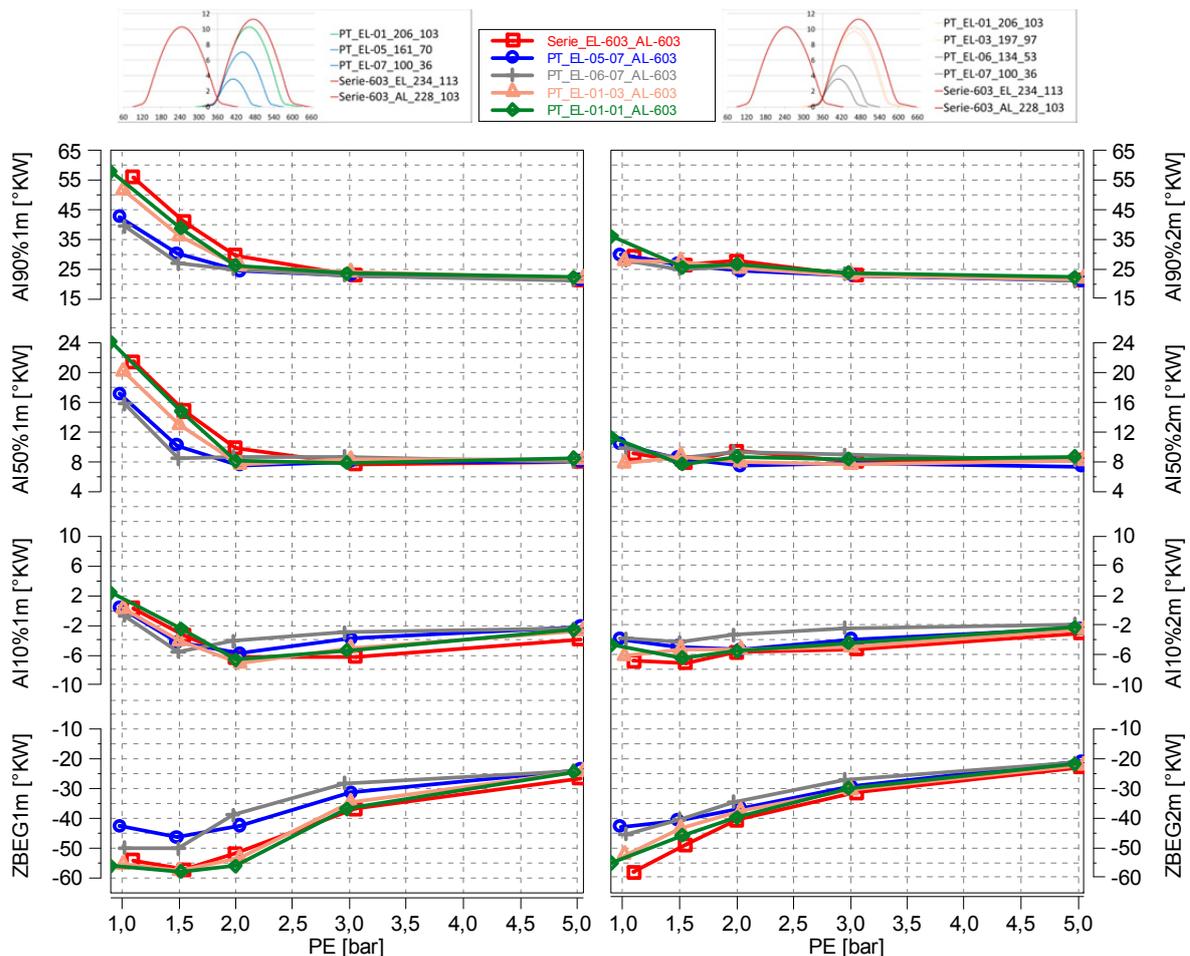


Abbildung 9-15: Umsetzpunkte bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

Die in Abbildung 9-15 gezeigten Verläufe der Umsetzpunkte weisen bei den Messpunkten von 1 und 1,5 bar effektivem Mitteldruck sehr starke Unterschiede zwischen den beiden Zylindern auf. Dies lässt sich wieder auf die nicht synchronen Drosselklappenstellungen der Zylinder untereinander zurückführen. Die in diesem Lastbereich verwendeten Drosselklappenstellungen liegen bei  $\sim 2,5\%$  bei 1 bar  $p_e$  und  $\sim 3,5\%$  bei 1,5 bar  $p_e$ . Das heißt, dass in diesem Bereich die unterschiedlichen Drosselklappenstellungen zu demselben Effekt führen, wie bei den Zündzeitpunktvariationen bei TL - 2500 / 2%. Denn auch hier ergeben sich höhere Restgasmengen im Zylinder 1, aufgrund des Rückströmens von Abgas in den Einlasskanal während dem Öffnen der Einlassventile.

Die erhöhte Menge an Restgas führt zusätzlich dazu, dass die Lage der MFB50 Punkte am Zylinder 1 in diesem Lastbereich nicht auf 8 Grad nach OT gesetzt werden kann.

Auch die in Abbildung 9-17 gezeigten Zylinderdruckvarianzen zeigen das gleiche Verhalten, wie bei der Zündzeitpunktvariation und würden eine erhöhte Restgasmenge plausibilisieren.

Auffällig ist hier die Zündaussetzerhäufigkeit des Zylinders 1 bei Gebrauch der PT\_EL-01-01\_AL-603 Nockenwellen. In diesem Fall dürfte der gewählte Zündzeitpunkt etwas zu früh gesetzt worden sein, da sich bereits deutliche Zündaussetzer ergeben. Eine Verringerung der Vorzündung dürfte eine Verbesserung der Gemiscentflammung mit sich bringen.

In Folge der Zündaussetzerneigung bei Verwendung der Nockenwellenvarianten mit hohem Hub, steigen natürlich auch die Zylinderdruckvarianzen in diesem Lastbereich.

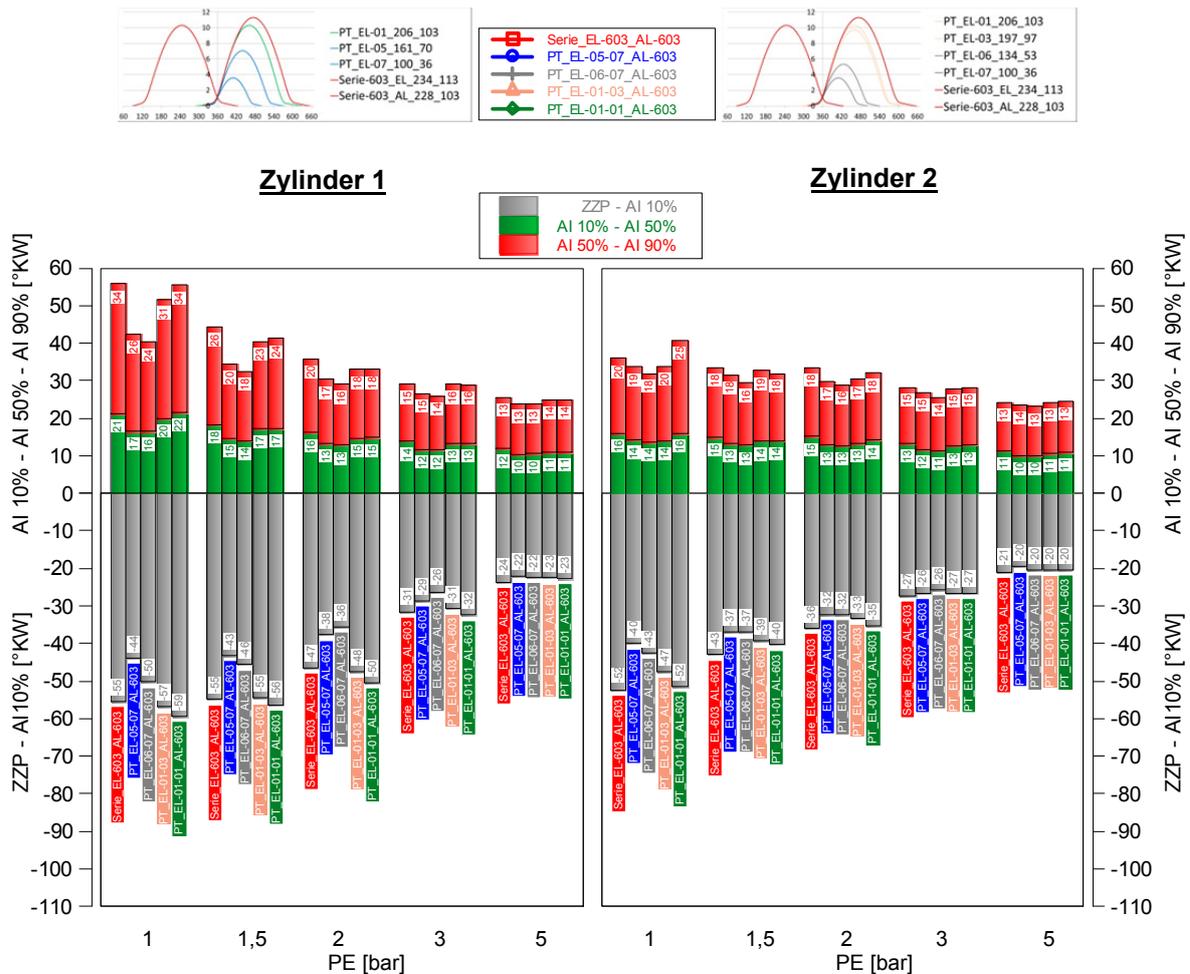


Abbildung 9-16: Zündverzug und Brenndauer bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

Betrachtet man die Auswertung der Zündverzugszeiten und der Brenndauern<sup>1</sup> in der Abbildung 9-16, so kann gut beobachtet werden, dass der Motor unter Verwendung der PT\_EL-05-07\_AL-603 und PT\_EL-06-07\_AL-603, vor allem am Zylinder 1, in den niedrigen Lasten die kürzesten Zündverzugs- und Brenndauern aufweist. Je höher die Last wird, desto geringer werden jedoch die Unterschiede.

Dies ist einerseits die Folge einer geringeren Restgasproblematik, da die Saugrohrdrücke steigen. Andererseits ergibt der höhere Luftdurchsatz höhere Strömungsgeschwindigkeiten an den Einlassventilen, die wiederum wesentlich zur Gemischbildung bei allen Varianten beitragen.

<sup>1</sup> Brenndauer = MFB10 bis MFB90

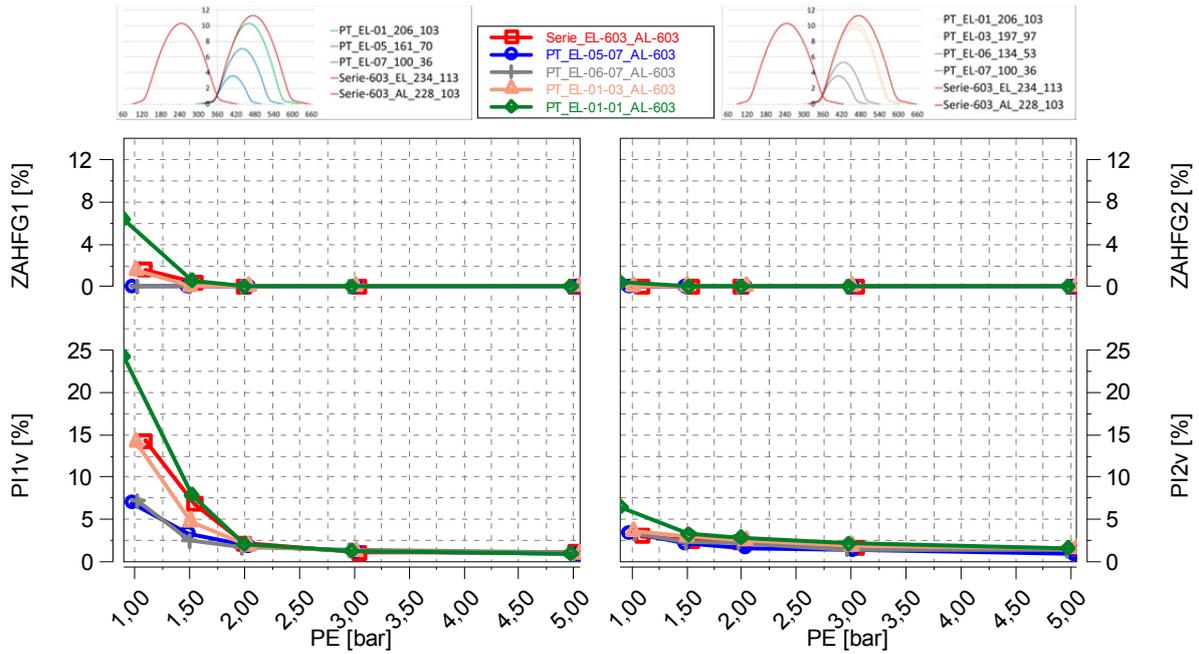


Abbildung 9-17: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

**Drosselklappenöffnung und Verbrauch**

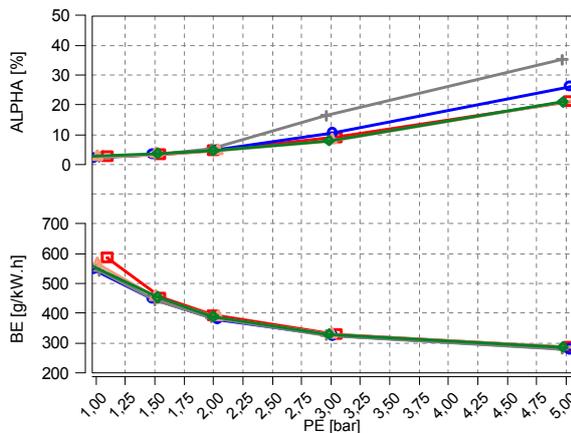


Abbildung 9-18: Drosselklappenstellung und spez. Verbrauch bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

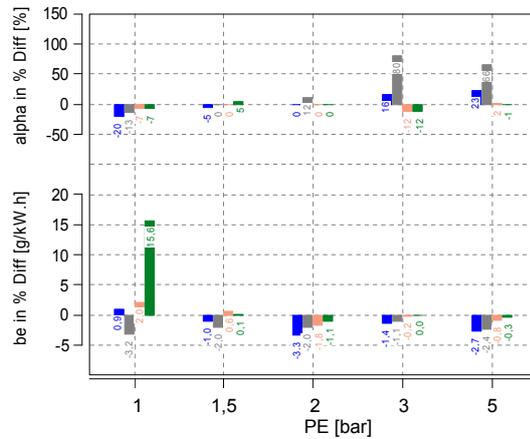


Abbildung 9-19: Entdrosselung und Kraftstoffersparnis im Vergleich zur Serie, bei gleichem effektiven Mitteldruck

Betrachtet man die Drosselklappenstellungen in Abbildung 9-18, so ist zu erkennen, dass sich an den niedrigen Lasten die Ergebnisse der Ladungswechselsimulation widerspiegeln. In diesem Lastbereich ergeben sich für alle Konfigurationen sehr ähnliche Drosselklappenstellungen, um gleiche Mitteldrücke zu erreichen. Erst ab 3 bar effektivem Mitteldruck zeigt sich, dass der Motor unter Verwendung der niedrigen Ventilhubkombinationen, mehr Drosselklappenöffnung benötigt, um denselben Mitteldruck zu erreichen.

Das bedeutet, dass im Bereich von 1 bis 2 bar  $p_e$  die Drosselklappe größtenteils für die Drosselung verantwortlich ist. Ab 3 bar  $p_e$  wirken die niedrigen Ventilöffnungsquerschnitte zusätzlich als Drosselstelle und die Drosselklappe muss für gleichen effektiven Mitteldruck weiter geöffnet werden.

Ein sehr wichtiger Aspekt der ganzen Versuchsreihe ist es, das Einsparungspotenzial an Kraftstoff bei den verschiedenen Ventilhuben zu eruieren.

Als Basis dafür dienen die Verbrauchsmessungen des Versuchsträgers mit den Seriennockenwellen.

In Abbildung 9-19 sind die Verbrauchsreduktionen des Motors durch die verschiedenen Ventilhubvarianten aufgezeigt.

Auffällig ist dabei, dass der Motor im 1 bar Punkt unter Verwendung der PT\_EL-01-01\_AL-603, scheinbar einen deutlich höheren Verbrauch aufweist, als bei den restlichen Varianten. Dies lässt sich damit begründen, dass es sehr schwierig ist, den Messpunkt mit 1 bar effektivem Mitteldruck exakt anzufahren.

In diesem Lastbereich unterliegt der Motor großen zyklischen Druckschwankungen, die zum Teil auch von sporadisch auftretenden Zündaussetzern geprägt sind. Das bedeutet, dass der Wert des effektiven Mitteldruckes während der Messung plötzlich sinken kann, was bei dieser Variante der Fall war. Die Folge ist ein überproportionaler Anstieg von Verbrauch und Zylinderdruckvarianz, aufgrund der spontan auftretenden schlechteren Verbrennung.

Das Diagramm zeigt außerdem, dass die Varianten mit niedrigen Ventilhuben tendenziell mehr Verbrauchseinsparung bieten.

Das ergibt sich aus einem höheren thermodynamischen Wirkungsgrad in Kombination mit weniger Reibung im Ventiltrieb, aufgrund geringerer Ventilerhebungen.

Der thermodynamische Wirkungsgrad steigt einerseits durch die meist ideale Lage des MFB50. Andererseits ergeben die kürzeren Brenndauern eine Verschiebung näher zur Gleichraumverbrennung, die einen höheren Wirkungsgrad aufweist.

## Emissionsanalyse

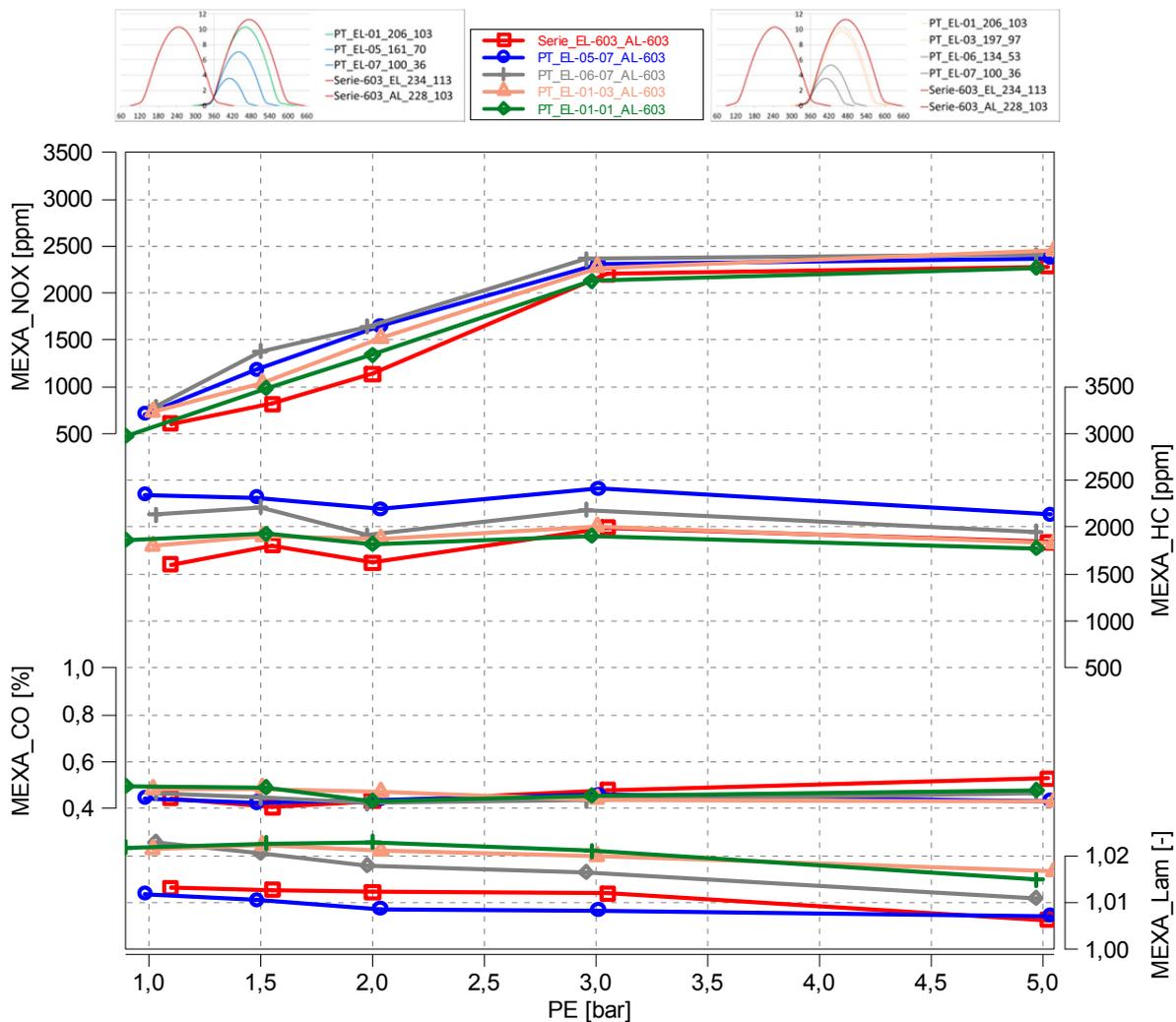


Abbildung 9-20: Emissionen und Lambda bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

Die, durch die asymmetrische Ventilbetätigung hervorgerufene gute Gemischaufbereitung, führt in der Regel zu einer hohen Flammgeschwindigkeit und raschem Abbrennen der Frischladung. Die dadurch entstehenden hohen Temperaturen begünstigen die Entstehung von thermischen Stickoxyden.

Die ähnlichen NO<sub>x</sub> –Werte bei 3 und 5 bar  $p_e$  werden durch gleiche Brenndauern hervorgerufen, die auf eine ähnliche Gemischbildung in den Zylinder für alle getesteten Nockenwellen hindeutet.

Wie bereits im Kapitel „9.1 Zündzeitpunktvariation“ beschrieben, erlauben späte Verbrennungslagen ein besseres Nachoxydieren der unverbrannten HC-Moleküle. Betrachtet man die kurzen Brenndauern unter Gebrauch der Nockenwellen mit niedrigem Ventilhub, so könnten damit die erhöhten HC-Emissionen erklärt werden. Denn die sich ergebenden, kurzen Brenndauern bewirken vermutlich schlechtere Nachoxydationsbedingungen im Zylinder.

Jedoch werden damit die höheren HC-Emissionen der niedrigen Ventilhubkombinationen, im Bereich von 3 und 5 bar, nicht erklärt, da in diesen Lastpunkten die Umsetzpunkte für alle Varianten praktisch gleich sind.

Eine mögliche Erklärung ist, dass bei allen Varianten immer der gleiche serienmäßig saugsynchrone Einspritzzeitpunkt verwendet worden ist.

Betrachtet man die verschiedenen Ventilerhebungen und den dazugehörigen Einspritzzeitpunkt Nr.: 47 in Abbildung 9-39 (Seite 97) genauer, so fällt auf, dass das Ventil mit der PT\_EL-07 Erhebung bereits geschlossen ist, bevor die Einspritzung beginnt. Das bedeutet, dass sich dort möglicherweise Benzin in flüssiger Form vorlagert. In weiterer Folge könnte dies dazu führen, dass diese Kraftstofftröpfchen, aufgrund der niedrigen Strömungsgeschwindigkeit, hervorgerufen durch die niedrige Drehzahl, beim Ansaugtakt für den nächsten Zyklus an Kolben und Zylinder anlagern. Damit würden sie nicht an der Verbrennung teilnehmen und erst im Laufe der Expansionsphase verdampfen und als HC-Emission emittiert.

## 9.2.2 TL - 3500 Umdrehungen

### Verbrennungsanalyse

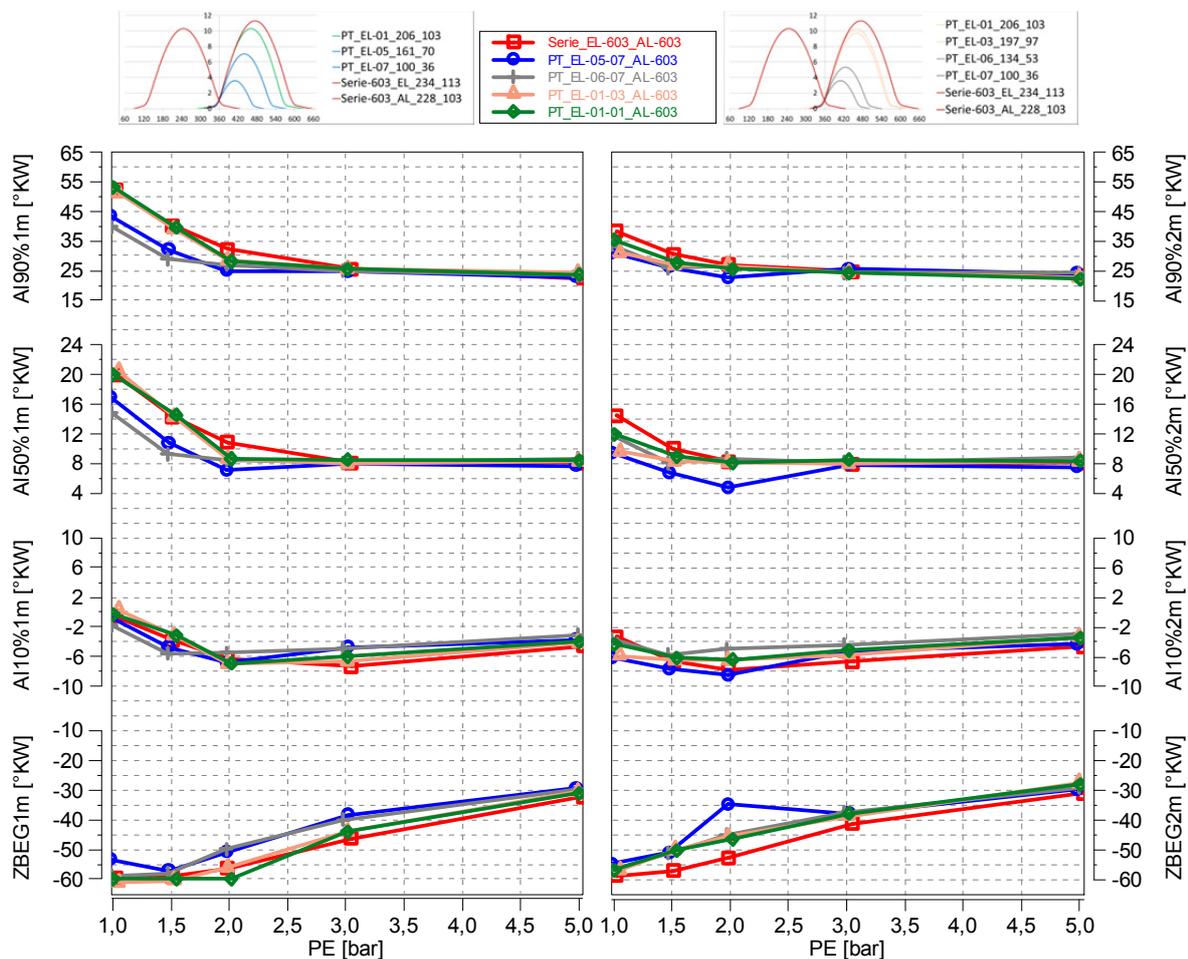


Abbildung 9-21: Umsetzpunkte bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

Wie bereits bei den Teillastmessungen bei 2500 Umdrehungen, ergeben sich bei den niedrigen Lasten leichte Restgasprobleme am Zylinder 1. Dies ist durch die erhöhten Zylinderdruckvarianzen in Abbildung 9-23 und den MFB50-Lagen in Abbildung 9-21, im Vergleich der Zylinder untereinander, gut zu erkennen. Auch die Untersuchung der Zündverzugszeiten und Brenndauern in Abbildung 9-22 zeigen das gleiche Verhalten wie bei 2500 Umdrehungen. Diese Werte sind jedoch aufgrund der höheren Drehzahl leicht angestiegen. Dies führt in den Lastpunkten von 1 und 1,5 bar auch am Zylinder 2 dazu, dass die Lage der MFB50-Punkte nicht mehr auf 8 Grad nach OT gesetzt werden kann.

Eine Ausnahme bildet die Verbrennung bei Gebrauch der PT\_EL-05-07\_AL-603. Trotz eines späteren Zündzeitpunktes liegen die MFB10- und MFB50-Umsetzpunkte deutlich früher, im Vergleich zu den anderen Varianten. Die genaue Ursache für dieses Verhalten, bei nur einem Messpunkt kann nicht eindeutig geklärt werden.

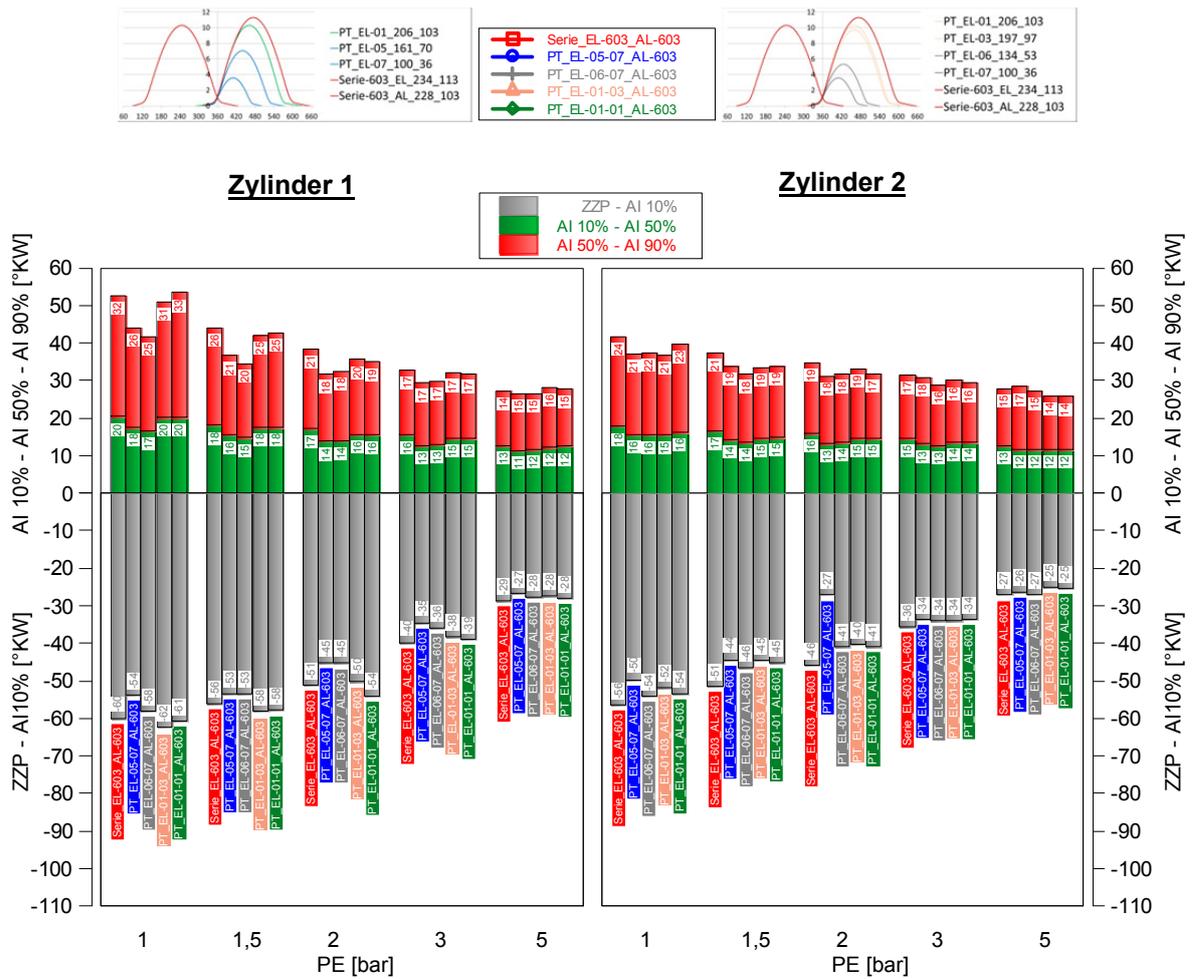


Abbildung 9-22: Zündverzug und Brenndauer bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

Aus Abbildung 9-22 lässt sich ebenfalls erkennen, dass das Gemisch bei Verwendung von niedrigen Ventilhuben, tendenziell etwas kürzere Zündverzugszeiten ergibt. Die Brenndauern hingegen sind in den Gebieten, in denen Restgas kein Problem mehr darstellt, praktisch ident mit den restlichen Ventilhuben.

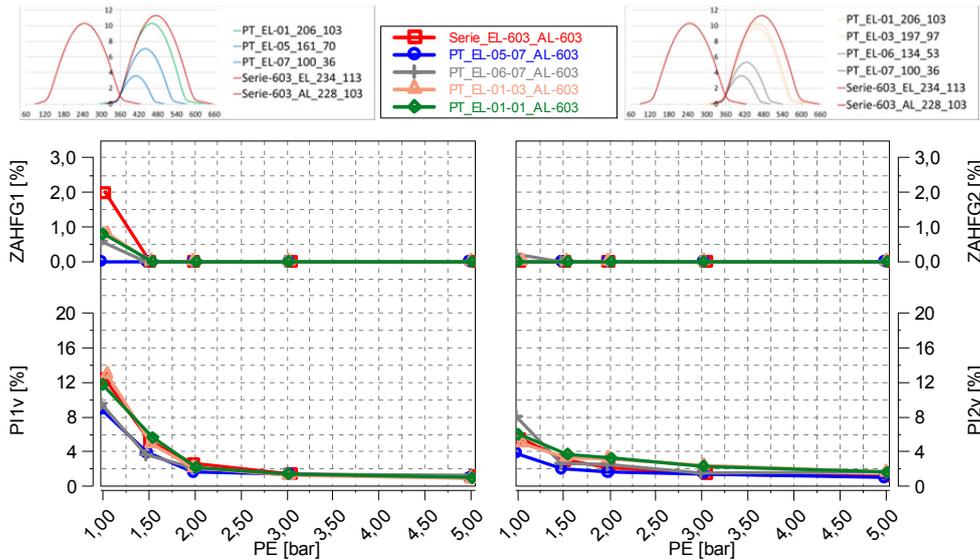


Abbildung 9-23: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

### Drosselklappenöffnung und Verbrauch

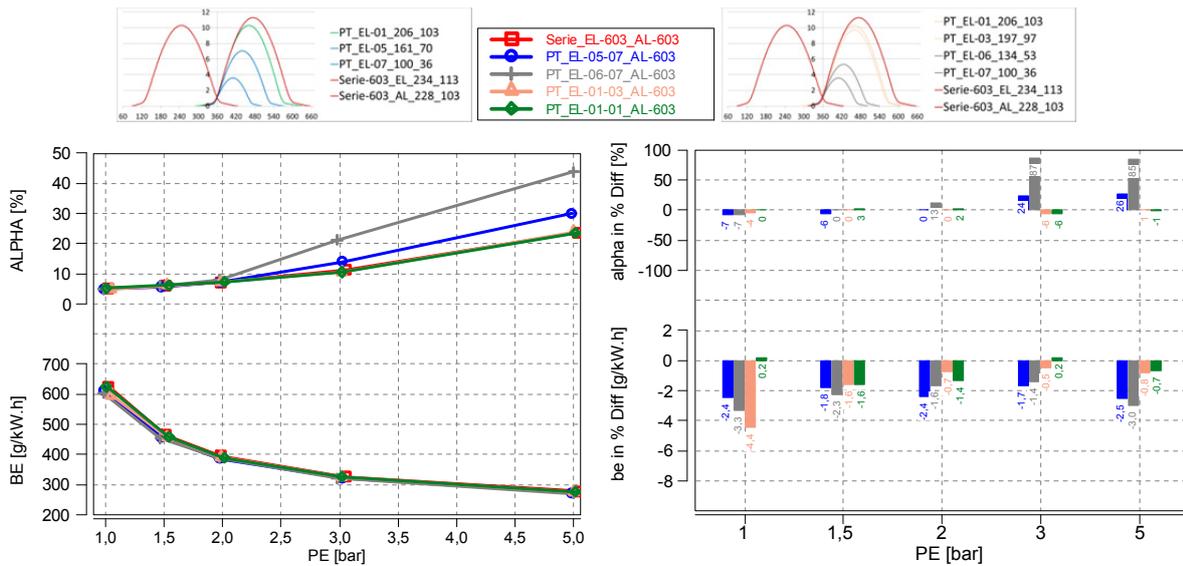


Abbildung 9-24: Drosselklappenstellung und spez. Verbrauch bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

Abbildung 9-25: Entdrosselung und Kraftstoffersparnis im Vergleich mit Serienkonfiguration bei gleichem effektiven Mitteldruck

Wie in Abbildung 9-24 gezeigt, ist es bei dieser Drehzahl bereits ab 2 bar effektivem Mitteldruck notwendig, die Drosselklappen während der Versuche mit den PT\_EL-05-07\_AL-603 und PT\_EL-06-07\_AL-603 Nockenwellen, weiter zu öffnen, um das gleiche  $p_e$  zu erhalten.

Wie auch im vorigen Kapitel, ergeben sich unter Verwendung der niedrigen Ventilhubkurven die größten Verbrauchseinsparungen.

## Emissionsanalyse

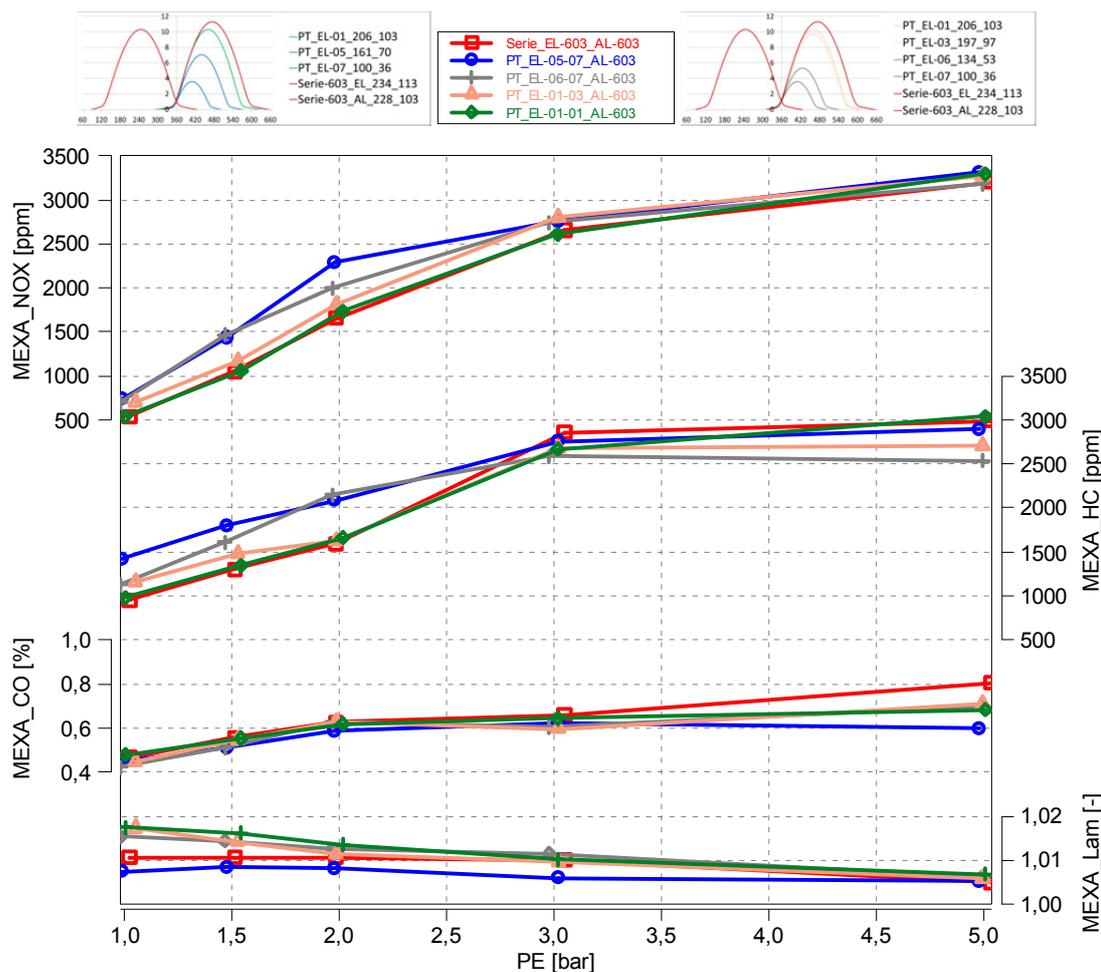


Abbildung 9-26: Emissionen und Lambda bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

Anhand der Abbildung 9-26 ist zu erkennen, dass aufgrund der raschen Verbrennung bei Gebrauch der PT\_EL-05-07\_AL-603 und PT\_EL-06-07\_AL-603 Nockenwellen, der Motor höhere NOx-Emissionen ergibt.

Da im Bereich von 3 bis 5 bar die Brenndaten aller Varianten sehr ähnlich sind, ergeben sich keine großen Unterschiede in den NOx-Werten.

Ein ähnlicher Verlauf zeigt sich bei den HC-Emissionen im Bereich von 1 bis 2 bar. Auch hier bewirken die niedrigen Ventilhubes eine rasche Verbrennung, die eine schlechtere Nachoxydation ergibt.

Im Gegensatz zu den Messungen bei 2500 Umdrehungen, ergeben hier alle getesteten Varianten sehr ähnliche HC-Emissionen im Bereich von 3 bis 5 bar. Dies kann möglicherweise auf eine vergleichbare Gemischbildung, aufgrund der höheren Gasgeschwindigkeiten im Ansaugkanal, zurückgeführt werden.

Der Motor erzeugt mit der Variante PT\_EL-06-07\_AL-603, im Vergleich zur Serienkonfiguration, deutlich weniger HC-Emissionen. Dies resultiert wahrscheinlich daraus, dass durch diese Ventilhubes die höchsten Geschwindigkeiten an den Ventilsitzen generiert werden, was zu einer sehr guten Zerstäubung des Kraftstoffes führt.

## 9.2.3 TL - 5000 Umdrehungen

### Verbrennungsanalyse

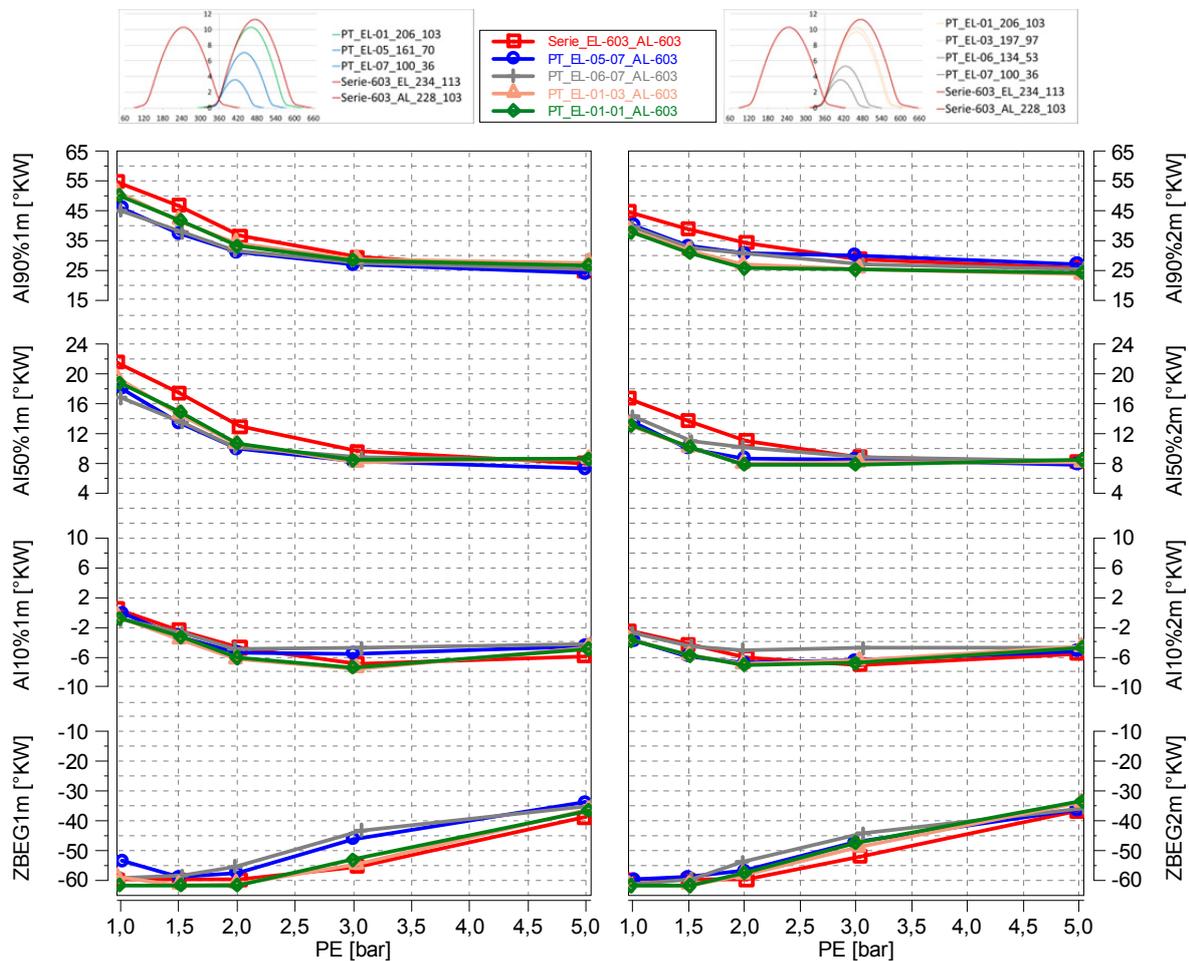


Abbildung 9-27: Umsetzpunkte bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

Wie in Abbildung 9-27 zu erkennen ist, reicht die maximale Vorzündung von 60 Grad bei dem vorhandenen Zündverzögerung nicht mehr aus, um die MFB50-Punkte von 1 bis 2 bar auf 8 Grad nach OT zu setzen.

Auffällig ist auch, dass die Verbrennung, unter Verwendung der Seriennockenwelle, in diesem Bereich stets etwas spätere Schwerpunktlagen aufweist, als die der restlichen Varianten. Betrachtet man dazu die Abbildung 9-28, so wird deutlich, dass sich bei genannter Verbrennung, im Gegensatz zu den anderen Varianten, in diesem Lastbereich eine etwas längere Zündverzögerungszeit und Brenndauer ergibt.

Weiters zeigt das Diagramm, dass sich die PT\_EL-01-01\_AL-603 und PT\_EL-01-03\_AL-603 am Zylinder 2 genau gegengleich zu Zylinder 1 verhalten. Bei dieser Messung ist die Brenndauer am Zylinder 2 in der Regel gleich schnell oder sogar schneller, als die der niedrigen Ventilhübenkombinationen.

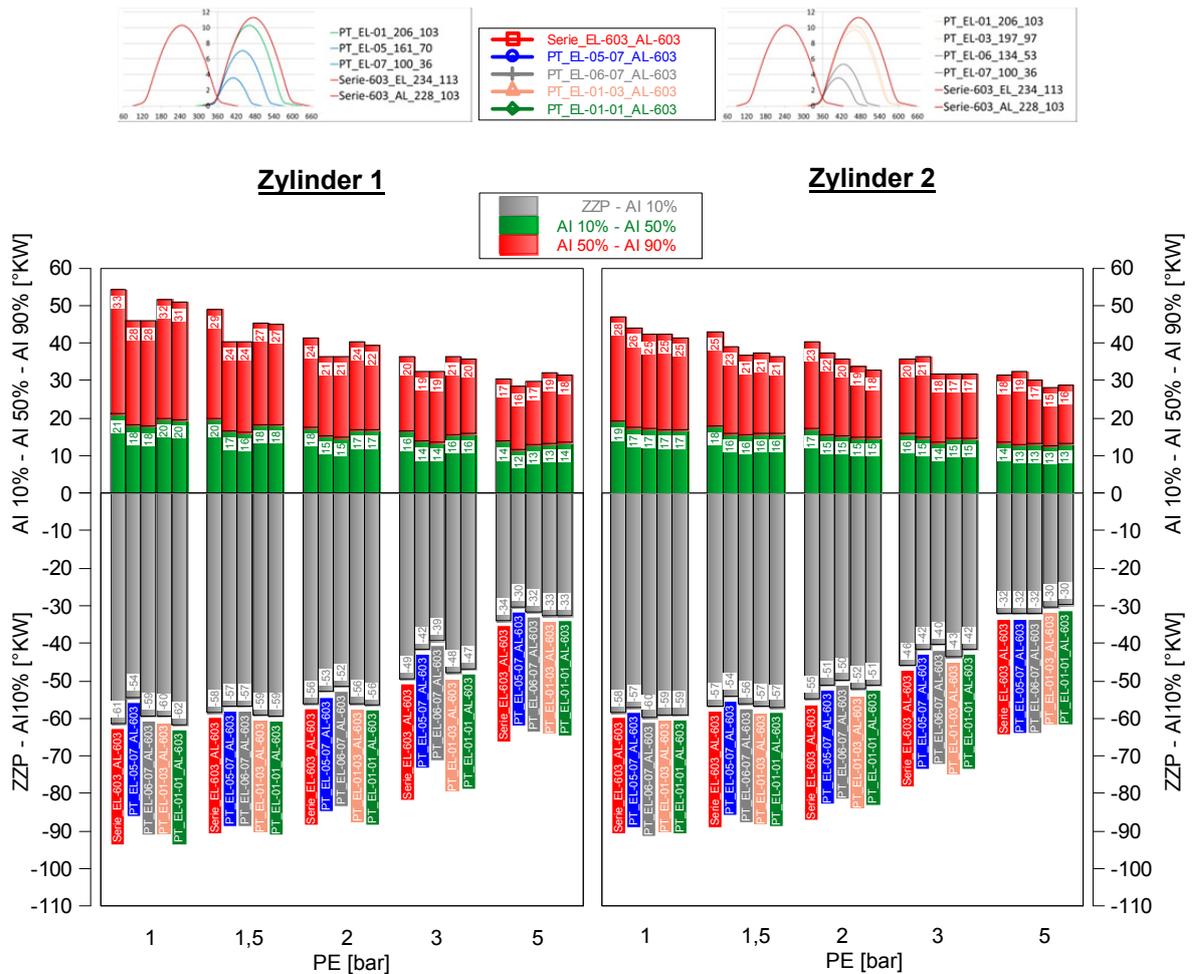


Abbildung 9-28: Zündverzug und Brenndauer bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

Die in Abbildung 9-29 gezeigten Zylinderdruckvarianzen ergeben sehr ähnliche Ergebnisse, im Vergleich zu den vorangegangenen Messungen. Die einzige Ausnahme stellt Verbrennung bei der Verwendung der PT\_EL-05-07\_AL-603 Variante dar. Sie ergibt bei 2 bar  $p_e$  am Zylinder 1, aufgrund des frühen Zündzeitpunktes, leichte Zündaussetzer, welche in weiterer Folge eine Erhöhung der Zylinderdruckvarianz mit sich bringen.

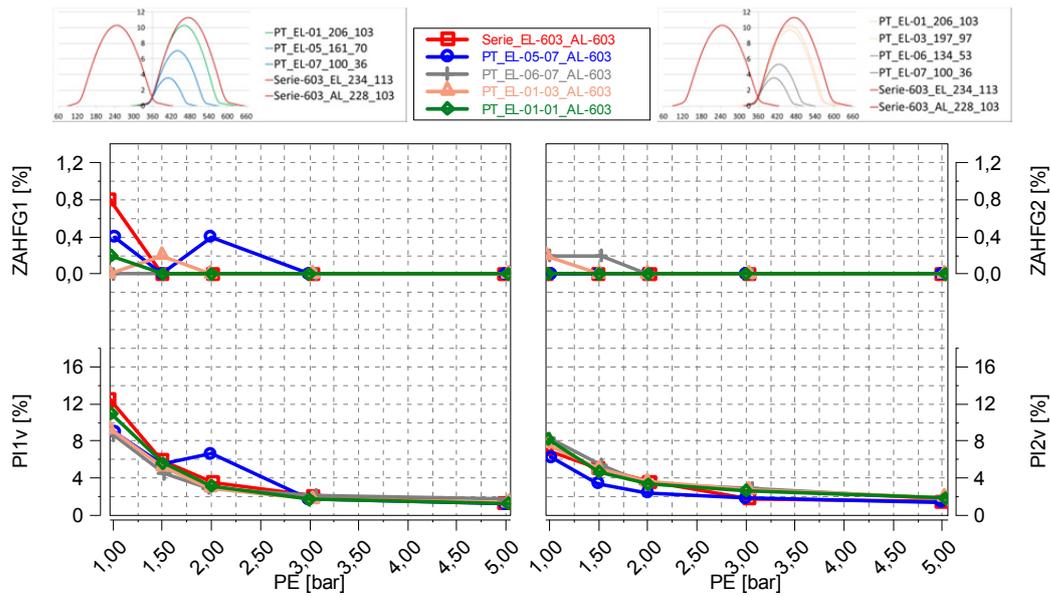


Abbildung 9-29: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

### Drosselklappenöffnung und Verbrauch

Die sich ergebenden Drosselklappenstellungen bei Gebrauch der PT\_EL-06-07\_AL-603 sowie der PT\_EL-05-07\_AL-603 unterscheiden sich, in Folge des hohen Luftmassendurchsatzes, bereits ab 2 bar Mitteldruck, deutlich von den restlichen Drosselklappenstellungen.

Die spezifischen Verbräuche verhalten sich wieder ganz ähnlich der anderen Messungen.

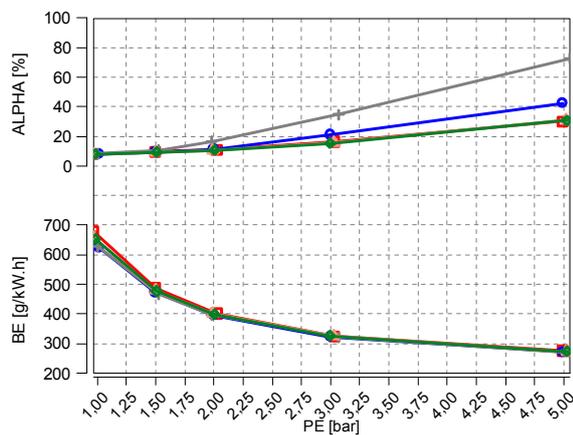


Abbildung 9-30: Drosselklappenstellung und spez. Verbrauch bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

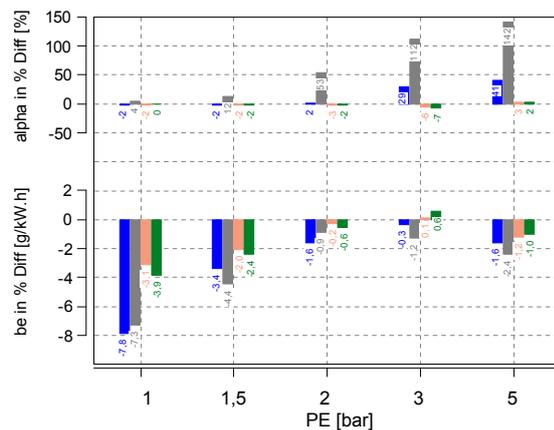


Abbildung 9-31: Entdrosselung und Kraftstoffersparnis im Vergleich mit Serienkonfiguration bei gleichem effektiven Mitteldruck

## Emissionsanalyse

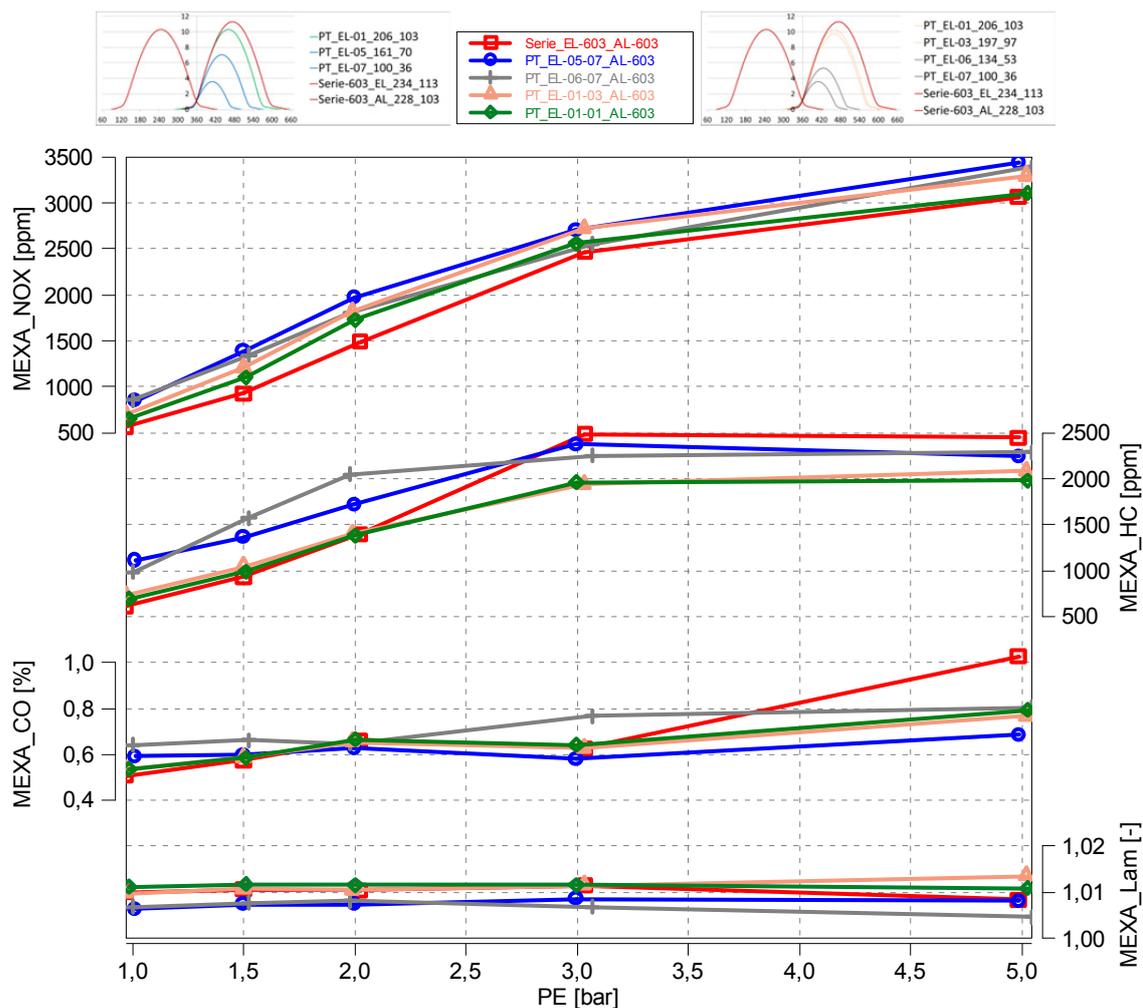


Abbildung 9-32: Emissionen und Lambda bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken

Aus der Abbildung 9-32 lässt sich ablesen, dass der Drehzahlunterschied zwischen 3500 und 5000 Umdrehungen keinen großen Einfluss mehr auf die Abgasemissionen hat. Zwar sind die HC-Emissionen leicht gefallen, aber es zeichnen sich die gleichen Tendenzen wie in der vorigen Messung ab.

Die niedrigen HC-Werte im Lastbereich von 1 bis 3 bar, im Vergleich zu den Messungen bei 2500 Umdrehungen, ergeben sich vermutlich daraus, dass sich bei den Teillastmessungen von 3500 und 5000 Umdrehungen eine spätere Verbrennungslage einstellt und die unverbrannten HC-Moleküle sehr gut nachoxydieren.

### Fazit der Teillastmessungen:

Die verwendeten Prototypennockenwellen mit niedrigem Hub, also die Varianten PT\_EL-05-07\_AL-603 und PT\_EL-06-07\_AL-603, bringen, wie erwartet, eine hohe Ladungsbewegung und somit sehr kurze Zündverzugszeiten und Brenndauern mit sich. Vor allem in den Lastbereichen, in denen eine erhöhte Restgasmenge im Zylinder 1 verblieben ist, zeigt sich der deutliche Vorteil dieser Ventilhubvarianten, im Vergleich zu den Serienventilerhebungen. Je mehr die Last, beziehungsweise die Drehzahl, gesteigert wird, desto geringer werden die Unterschiede zu den anderen Ventilhubkurven.

Im Gegensatz dazu ergeben die Varianten PT\_EL-01-01\_AL-603 und PT\_EL-01-03\_AL-603 in den meisten Messungen, mit Tendenz zu leicht besseren Werten, nur geringe Unterschiede zur Serie.

Die sich einstellenden Verbrauchsvorteile bilden sich zum einen durch die raschere Verbrennung in gewissen Lastbereichen. Zum anderen entstehen sie durch die Reibleistungsminimierung aufgrund kürzerer Öffnungsdauern und niedrigerer Ventilhuben der Prototypennocken.

Die Rohabgasemissionen variieren mit der Last und ergeben sowohl Vor- als auch Nachteile. Um die genauen Auswirkungen auf den Fahrzyklus zu eruieren, müsste in nachfolgenden Messungen die tatsächliche Änderung der emittierten Abgase untersucht werden.

### 9.3 Emissionsmesspunkte

Um die Auswirkungen der Ventilhubvarianten auf die Abgasemissionen zu untersuchen, sind 5 Lastpunkte, die im WMTC-Fahrzyklus der *Adventure* häufig an- beziehungsweise durchgefahen wurden, näher betrachtet worden.

In Folge der während dieses Tests nicht applizierten Zylinderdruckmessung, wurden die in Abständen von 0,1 Sekunden gemessenen Drosselklappenstellungen, sowie Motordrehzahlen, als Basis für die Häufigkeitsverteilung herangezogen, siehe Abbildung 9-33.

Damit eine Zuordnung der Drosselklappenstellungen zu dem jeweilig abgegebenen effektiven Mitteldruck möglich wurde, ist der Versuchsmotor mit dem serienmäßigen Motormapping und den Nockenwellen ausgestattet worden. Danach wurden diese Punkte angefahren. Die sich einstellenden Drehmomente und Leistungen haben dabei als Referenz für die Fahrleistungsanforderung der verschiedenen Ventilhubvarianten im WMTC-Fahrzyklus gedient.

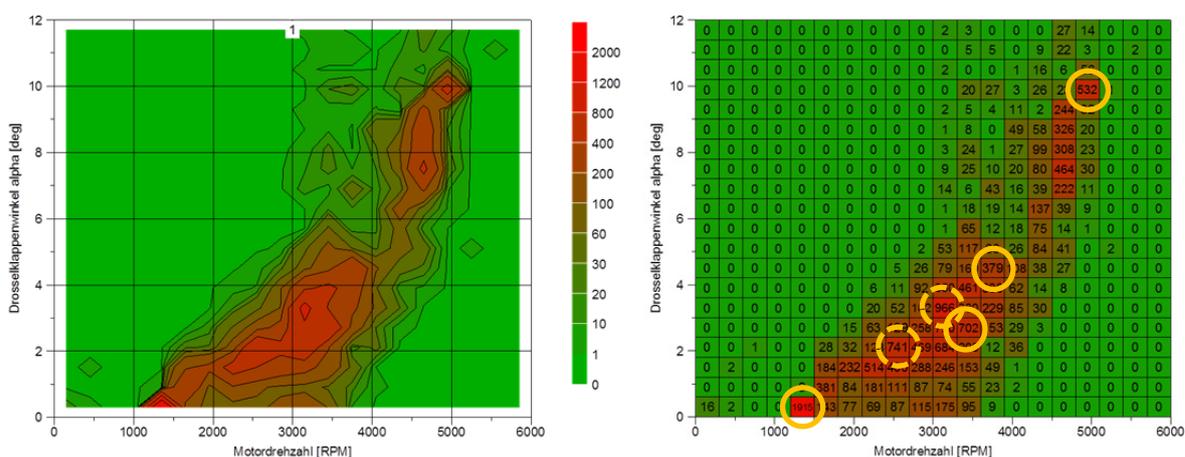


Abbildung 9-33: Häufigkeitsverteilung der Drosselklappenstellung im WMTC

Aufgrund eines Fehlers in der Datenauswertung, sind die zwei strichliert Punkte in Abbildung 9-33 nicht richtig am Prüfstand angefahren worden. Der Punkt bei 2500 Umdrehungen und 2 Grad Drosselklappenwinkel wird daher nicht in die Messungen mitaufgenommen. Der Messpunkt bei 3200 Umdrehungen und 3,2 Grad wird hingegen durch den Punkt bei 3500 Umdrehungen und 2,8 Grad ersetzt.

Betrachtet man die Anzahl und die Lage der Häufungspunkte, so wird klar, dass der Motor während des Fahrzyklus nur im sehr niedrigen Lastbereich betrieben wird oder sich häufig sogar nur im Leerlauf befindet.

Betrachtet man die Rohemissionen dieser Messpunkte in Abbildung 9-34, so ist ersichtlich, dass sich bei den Stickoxydemissionen keine großen Unterschiede ergeben. Vor allem im Leerlauf ist die NO<sub>x</sub>-Emission, in Folge der niedrigen Zylinderdrücke, von Grund auf sehr niedrig.

Dahingegen zeigen die Emissionen an HC bei 3500 und 3700 Umdrehungen deutliche Abweichungen. Die höheren HC-Emissionen des Motors bei Verwendung der

Niedrighubvarianten, lassen sich wieder durch die schnelle Verbrennung erklären, die eine schlechtere Nachoxydation von HC im Brennraum ergibt.

Bei einer Drehzahl von 4900 Umdrehungen sind die HC-Emissionen jedoch deutlich geringer als die der Serienkonfiguration.

Die HC-Emissionen unter Gebrauch der Prototypenvarianten PT\_EL-01-01\_AL-603 und PT\_EL-01-03\_AL-603, sind bei 3700 und 4900 Umdrehungen ebenfalls niedriger als die Serienventilerhebungen.

Die emittierten HC-Emissionen des Motors und Verwendung der Seriennockenwelle bei 4900 Umdrehungen, spiegelt das Verhalten des Teillastprogrammes bei 5000 Umdrehungen wieder. Auch hier sind die Werte, im Vergleich zu den restlichen Varianten, wieder höher.

Der Grund dafür könnte sein, dass die niedrigeren Strömungsgeschwindigkeiten am Ventilsitz, in Folge des höheren Hubes, während des Einspritzvorganges zu einer etwas schlechteren Zerstäubung des Kraftstoffes führen. Dadurch ergibt sich eine schlechtere Gemischbildung und in weiterer Folge mehr HC-Emissionen.

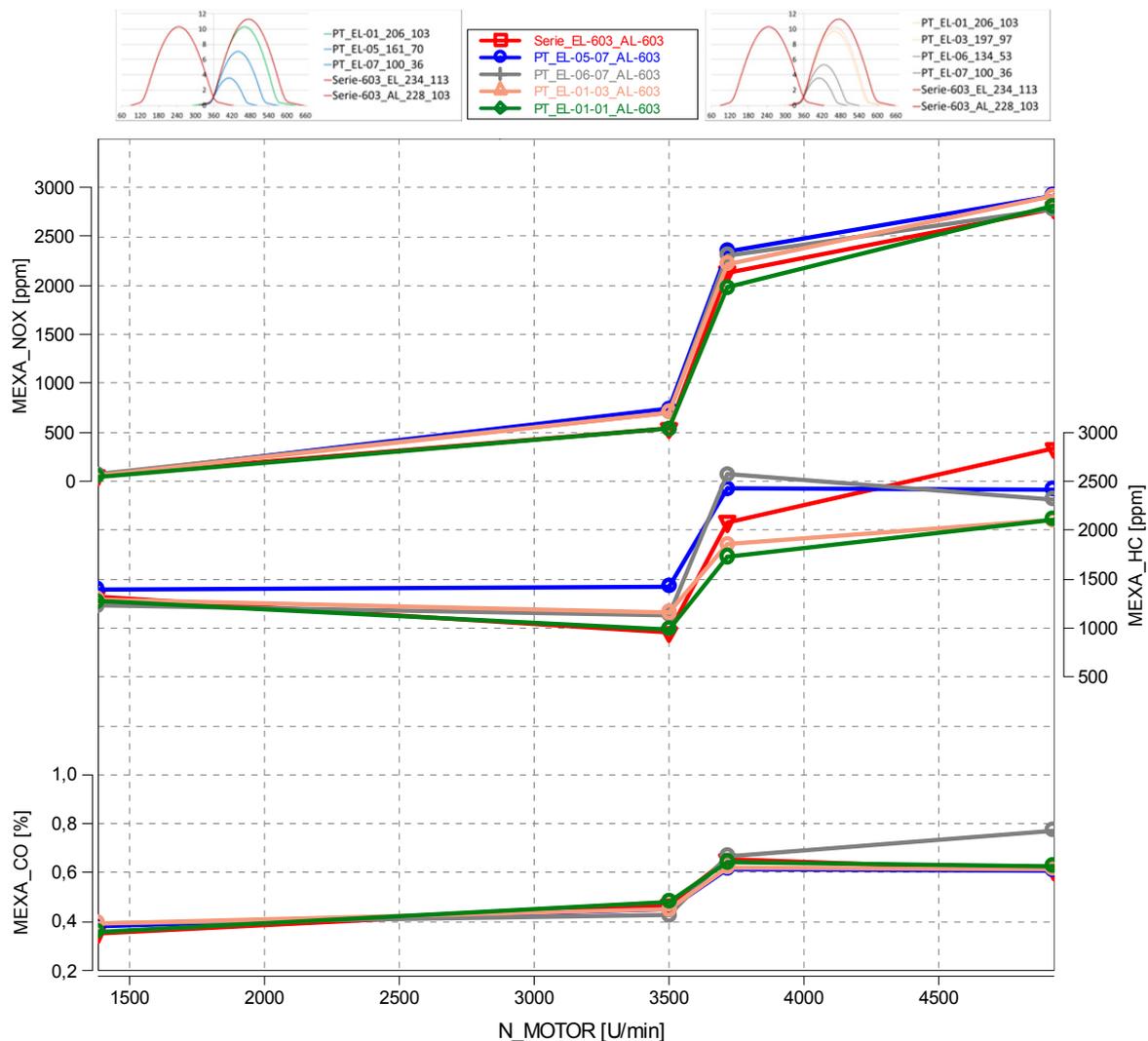


Abbildung 9-34: Emissionen in den Häufigkeitspunkten im WMTC

Betrachtet man dahingegen den Leerlaufpunkt, bei einer Drehzahl von 1380 Umdrehungen, so ergeben sich nur geringe Unterschiede.

Zu beobachten ist jedoch, dass die HC-Emissionen verhältnismäßig hohe Werte erreichen.

Der Grund dafür, ist in Abbildung 9-35 ersichtlich.

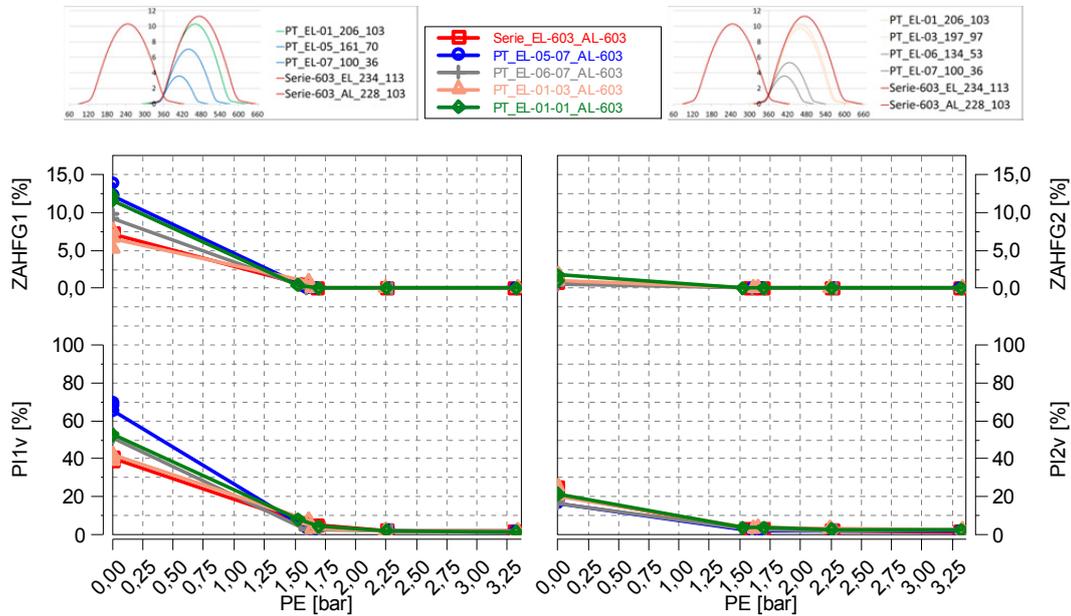


Abbildung 9-35: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz im WMTC

Die asynchronen Drosselklappenstellungen zwischen den Zylindern wirken sich hier am stärksten aus. Die Kombination aus erhöhter Restgasmenge und geringen Gasgeschwindigkeiten bewirken bei dieser Drehzahl eine schlechte Restgasdurchmischung und Gemischbildung. Dies führt zu einer starken Zündaussetzerneigung am Zylinder 1 und folglich zu relativ hohen HC-Emissionen.

Der erwartete Vorteil der „Phasing“ Ventilhubkombinationen bleibt jedoch aus. In Folge der generell sehr niedrigen Gasgeschwindigkeiten bei dieser Drehzahl, führt die asymmetrische Ventilbetätigung zu keiner merklichen Verbesserung der Restgasverträglichkeit.

## 9.4 Drehmomentverläufe unter Vollast

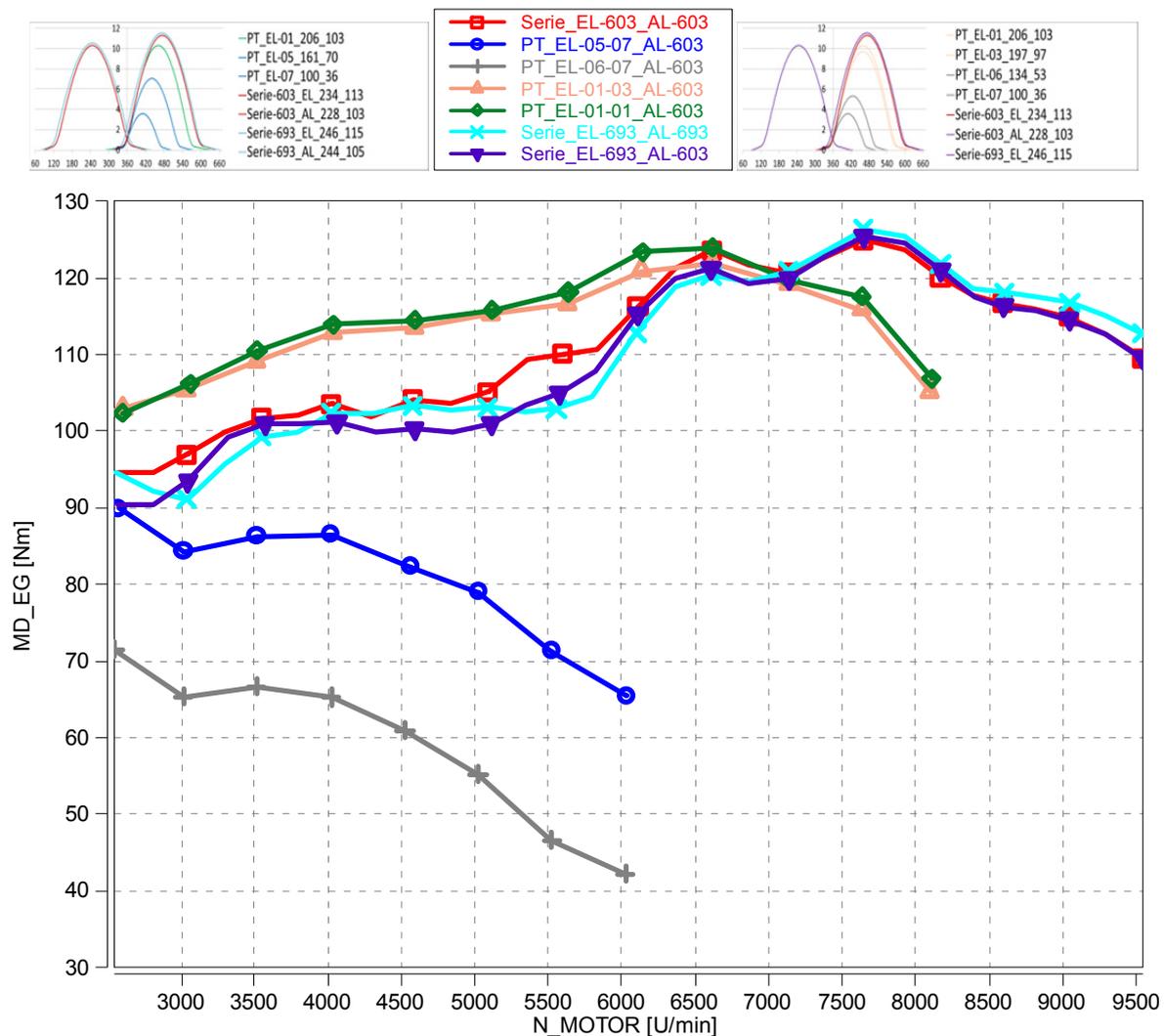


Abbildung 9-36: Volllast-Drehmomentverläufe verschiedener Ventilhubvarianten

Die gemessenen Volllastkurven bestätigen die, ohne Brenndaten berechneten Tendenzen der Drehmomentkurven der Ladungswechselsimulation, siehe Abbildung 5-28 auf Seite 38.

Anhand von Abbildung 9-36 lässt sich erkennen, dass die beiden Ventilhubkombinationen PT\_EL-05-07\_AL-603 und PT\_EL-06-07\_AL-603 einen negativen Einfluss auf den Drehmomentenverlauf ergeben. Durch die hohen benötigten Luftmassenströme während der Volllast, tritt eine in Folge der geringen Ventilhübe eine starke Drosselung an den Ventilen ein, die eine gute Zylinderfüllung verhindert.

Ein ganz anderes Drehmomentverhalten ergibt sich dahingegen bei der Verwendung der Ventilhubvarianten PT\_EL-01-03\_AL-603 und PT\_EL-01-01\_AL-603 sowie Serie\_EL-693\_AL-693 (KTM RC8R).

Im Falle der beiden Prototypennockenwellen ist der Ventilhub, im Gegensatz zu den Seriennockenwellen, etwas reduziert. Aufgrund der kürzeren Öffnungsdauer der Ventile, ergibt sich jedoch, bei Drehzahlen bis 6500 Umdrehungen pro Minute, eine geringere zurückgeschobene Luftmasse nach dem unteren Ladungswechseltotpunkt (siehe Ladungswechselsimulation Abbildung 5-29 auf Seite 39). In Folge dessen erhöht sich die Zylinderfüllung und somit auch das abgegebene Drehmoment, im Gegensatz zur Serie.

Die Nockenwellen der *RC8R* hingegen sind auf hohe Spitzenleistung ausgelegt, was durch die hohen Ventilhube und die langen Steuerzeiten deutlich wird (siehe Abbildung 3-3). Der Vorteil dieser Konfiguration zeigt sich ab Drehzahlen von 7500 Umdrehungen. Durch die große Ventilüberschneidung erfolgt eine gute Spülung des Brennraumes mit Frischgas. In weiterer Folge wird durch das späte Schließen der Einlassventile ein Aufladeeffekt erzielt, der durch die einströmende Luftmasse hervorgerufen wird. Dadurch strömt, trotz des aufwärts gehenden Kolbens, noch weiter Frischgas in den Zylinder ein.

### Verbrennungsanalyse

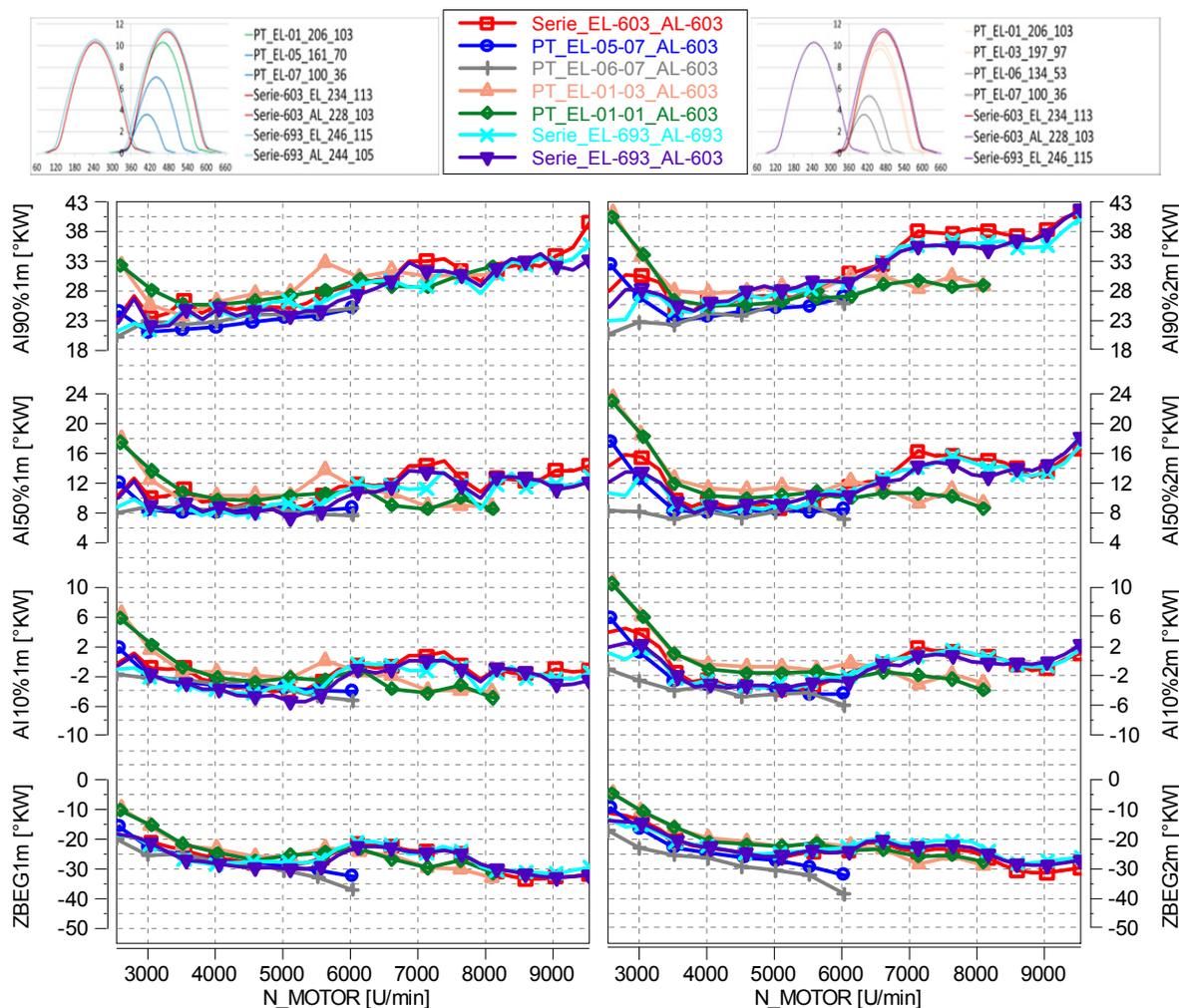


Abbildung 9-37: Umsetzpunkte verschiedener Ventilhubvarianten

Aus Abbildung 9-37 ist ersichtlich, dass das Gemisch bei Gebrauch der Prototypennockenwellen mit hohen Hüben bis 4000 Umdrehungen, im Vergleich mit den anderen Nockenwellen, nur einen späteren Zündzeitpunkt zulässt. Dies erklärt sich aufgrund der erhöhten Klopfneigung, die vermutlich dadurch entsteht, dass das effektive Verdichtungsverhältnis durch das frühe Schließen der Einlassventile erhöht wird. Daraus ergibt sich während der Verdichtungsphase ein höheres Druck- und Temperaturniveau im Zylinder, was die Vorreaktionen des Kraftstoffes begünstigt und bei zu früher Zündung zu einer klopfenden Verbrennung führt.

Wird am Motor zusätzlich eine Klopfregelung appliziert, ergibt sich dadurch noch ein zusätzliches Drehmomentpotenzial dieser Varianten.

Des Weiteren ist zu erkennen, dass der Zylinder 2 in diesem Drehzahlbereich tendenziell klopfanfälliger ist, da er noch weniger Vorzündung zulässt als der Zylinder 1.

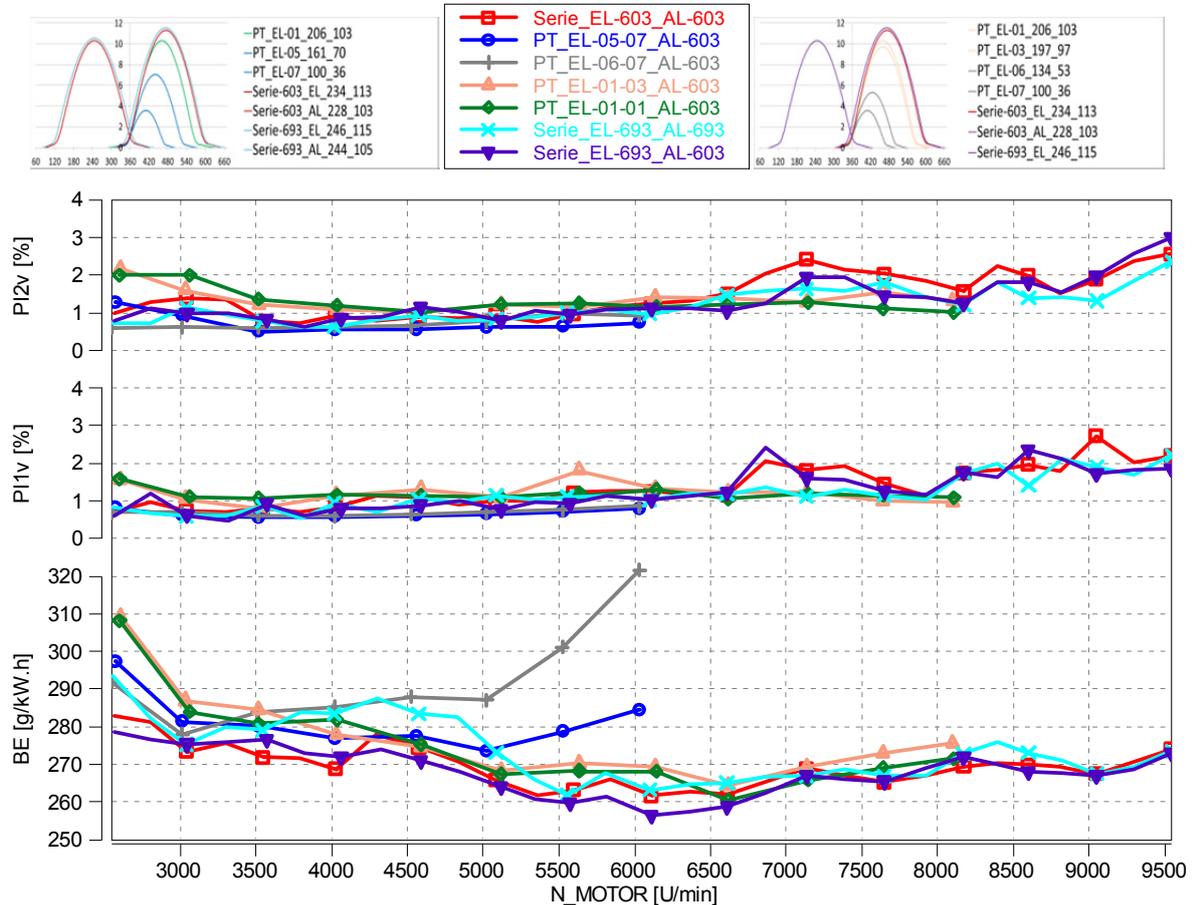


Abbildung 9-38: Zylinderdruckvarianz und spez. Kraftstoffverbrauch verschiedener Ventilhubvarianten

Aufgrund der späten Verbrennungslagen bei der Verwendung von Prototypennockenwellen mit hohem Hub, steigen die spezifischen Verbräuche des Motors bei niedrigen Drehzahlen, siehe Abbildung 9-38. Auch die Zylinderdruckvarianzen sind, im Vergleich zu den anderen Varianten, durch den späteren Zündzeitpunkt etwas erhöht.

Betrachtet man die spezifischen Kraftstoffverbräuche fällt auf, dass der Motor mit den Varianten PT\_EL-05-07\_AL-603 und PT\_EL-06-07\_AL-603, aufgrund der starken Drosselung an den Ventilen, bei höheren Drehzahlen sehr hohe Verbräuche aufweist.

## 9.5 Einspritzzeitpunktvergleich im TL-Programm

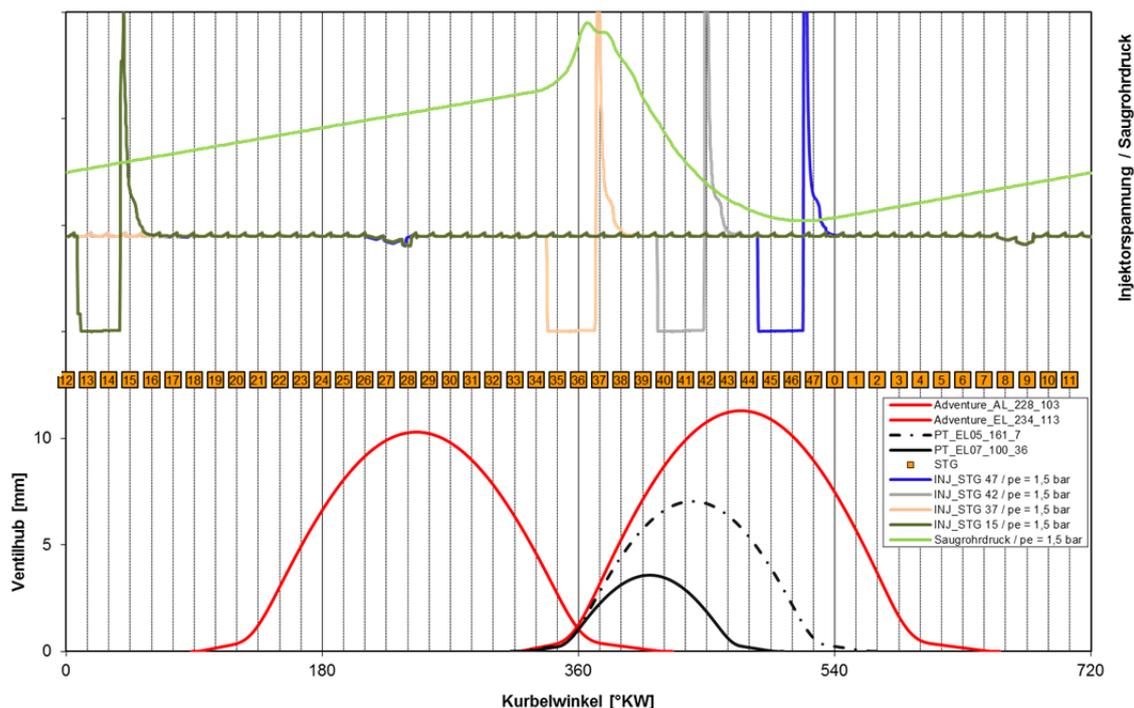


Abbildung 9-39: Einspritzzeitpunkte, Ventilhubkurven und Saugrohldruck bei 2500 Umdrehungen und 1,5 bar effektivem Mitteldruck

In diesem Kapitel sollen die Auswirkungen von verschiedenen Einspritzzeitpunkten aufgezeigt werden. Speziell bei den niedrigen Ventilhuben wird vermutet, dass eine andere zeitliche Lage der Einspritzung mögliche Veränderungen auf die Abgasemissionen und die Verbrennung bewirken könnte.

Um dies zu bewerkstelligen, ist mit der Nockenwellenkombination PT\_EL-05-07\_AL-603, eine Variation der Einspritzzeitpunkte in 4 Punkten durchgeführt worden.

Die im Diagramm orange gekennzeichneten Punkte stellen dabei jeweils das Einspritzende dar, von dem aus das Steuergerät, je nach benötigter Kraftstoffmenge, den Einspritzbeginn variabel verändert.

Das Ende der Einspritzzeitpunkte ist dabei in folgende Abschnitte gelegt worden: 15, 37, 42, 47.

Um eine Vergleichbarkeit mit anderen Messungen herzustellen, sind in diesem Zuge die Messungen, mit dem bereits bekannten Teillastprogramm der Firma *KTM*, durchgeführt worden.

Damit der Vergleich mit der Seriennockenwellen auch weiterhin möglich ist, werden diese Daten ebenfalls in die Datenauswertung eingefügt. Die Messungen für die Serienkonfiguration haben dabei stets in Punkt 47 stattgefunden.

Die Einspritzzeitpunkte werden im Folgenden auch als „Stage“ (Abkürzung: STG) bezeichnet.

## 9.5.1 Variation der Einspritzzeitpunkte bei TL - 2500 Umdrehungen

### Verbrennungsanalyse

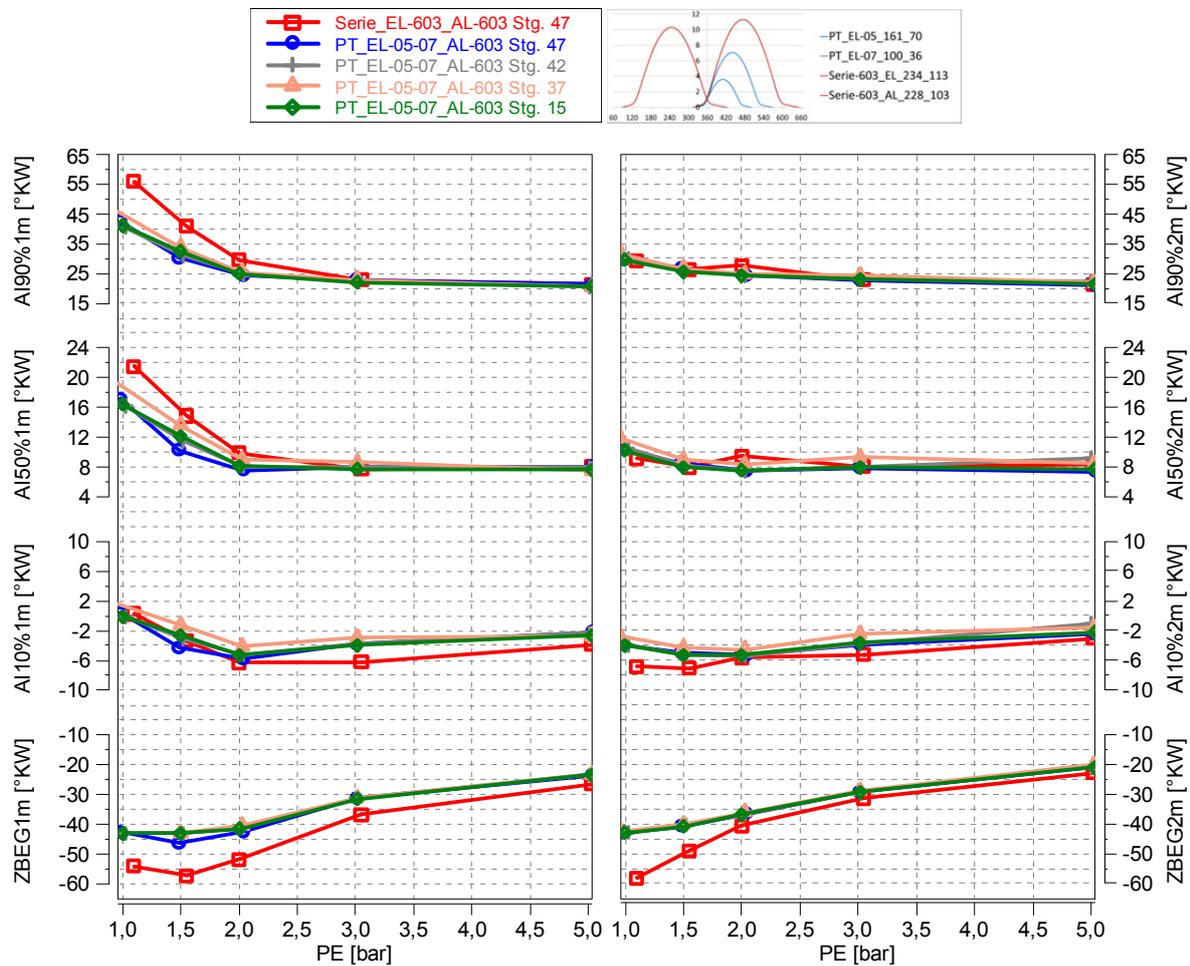


Abbildung 9-40: Umsetzpunkte bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten

Anhand der Abbildung 9-40 und Abbildung 9-41 lässt sich gut zeigen, dass bei Verwendung der Seriennockenwelle, wie auch bei den anderen Messungen, eine längere Zündverzugszeit und Brenndauer auftreten.

Betrachtet man die Variation der verschiedenen Einspritzzeitpunkte, so gibt es keine großen Unterschiede in den Brenndaten zu verzeichnen. Das deutet darauf hin, dass die Gemischbildung, trotz unterschiedlicher Einspritzzeitpunkte, stets ähnlich sein muss.

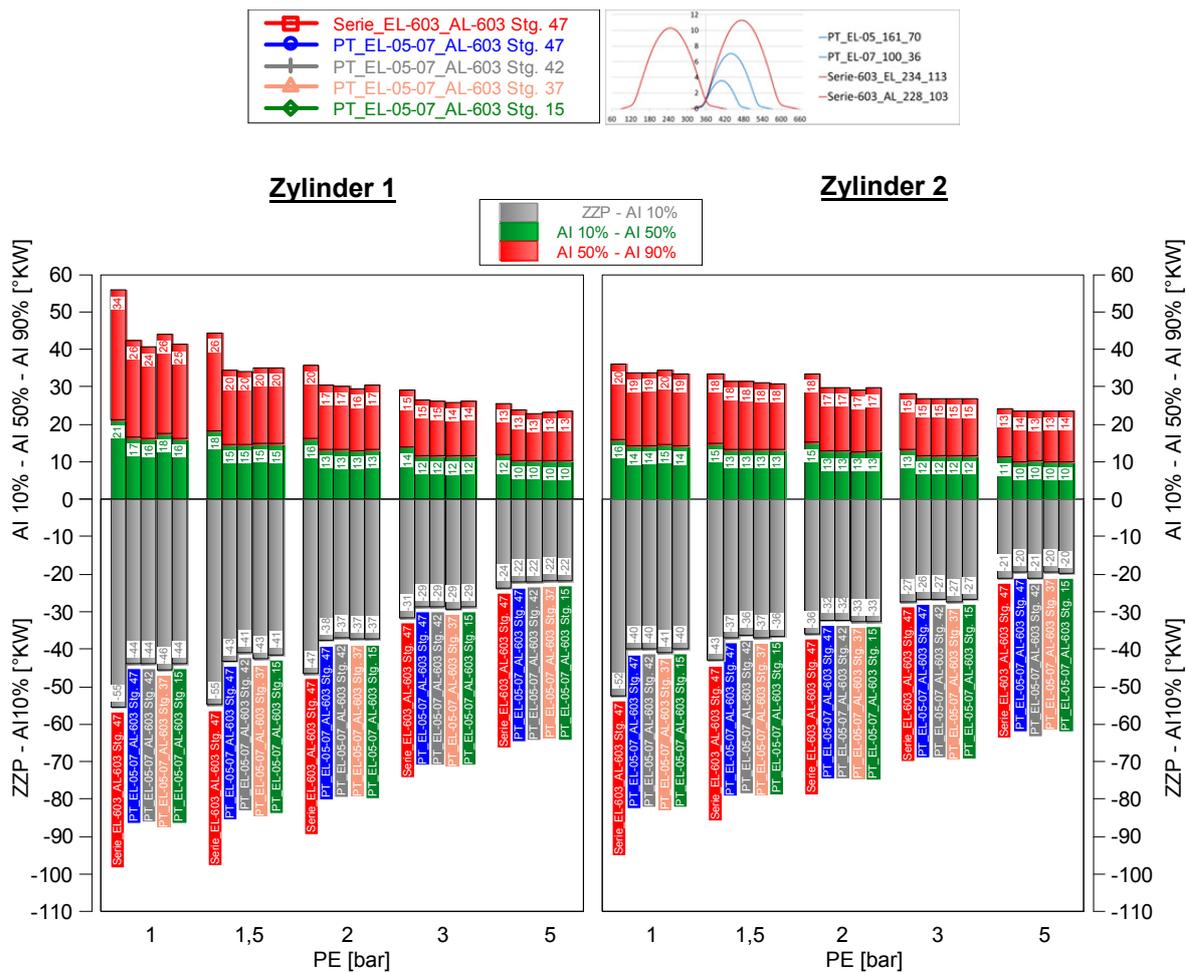


Abbildung 9-41: Zündverzug und Brenndauer bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten

Unterschiede gibt es in Bezug auf die Zündaussetzerneigung und die Abgasemissionen am Zylinder 1.

Wie aus Abbildung 9-42 zu erkennen ist, ergeben sich bei einem Einspritzende im Punkt 37 durch das Restgas leichte Zündaussetzer, die die Zylinderdruckvarianz anheben. Andererseits ist eine deutliche Verbesserung der HC-Emissionen, im Bereich von 1 bis 2 bar effektivem Mitteldruck, erreicht worden.

Betrachtet man in Abbildung 9-39, bei einem Einspritzende im Punkt 37, den dazugehörigen Beginn der Einspritzung, so ist zu sehen, dass genau dann eingespritzt wird, wenn die Einlassventile öffnen. In den niedrigen Lastbereichen von 1 bis 2 bar ist der Saugrohrdruck zu diesem Zeitpunkt noch nicht auf Umgebungsniveau, wodurch Restgas aus dem Zylinder einströmt.

Das bedeutet in diesem Fall, dass der eingebrachte Kraftstoff direkt auf eine einströmende, heiße Restgaswolke trifft. Die hohen Temperaturen führen zu einer raschen Verdampfung des Kraftstoffes und in weiterer Folge zu einer sehr guten Gemischbildung.

Dies würde die etwas niedrigeren HC-Emissionen in Abbildung 9-43 erklären. Der Verlauf der CO-Emissionen kann jedoch in diesem Zusammenhang nicht erklärt werden.

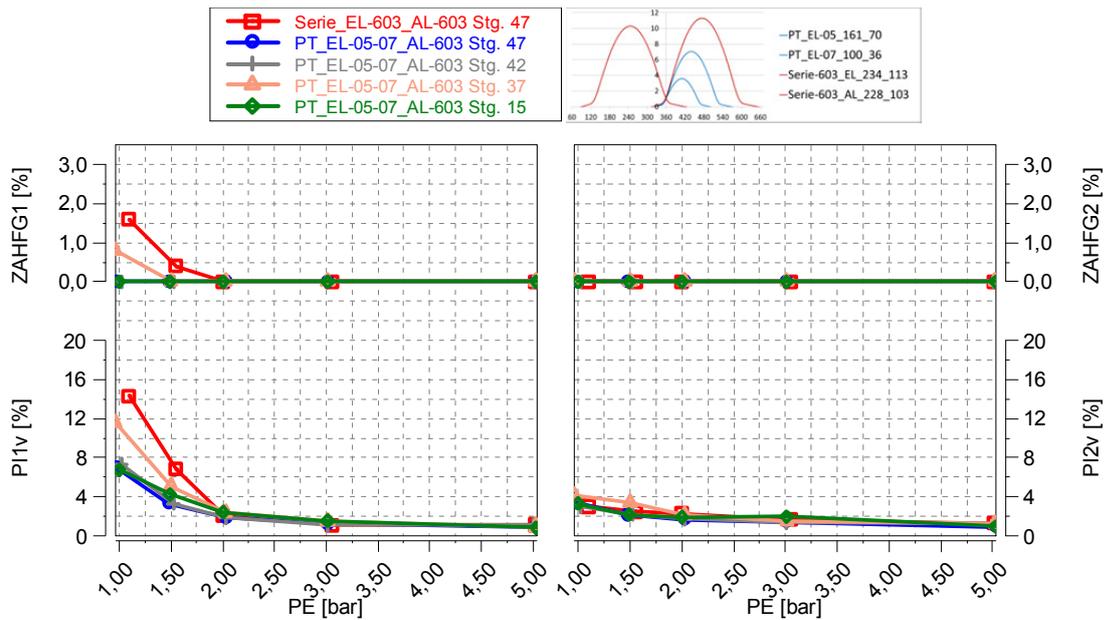


Abbildung 9-42: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten

### Emissionsanalyse

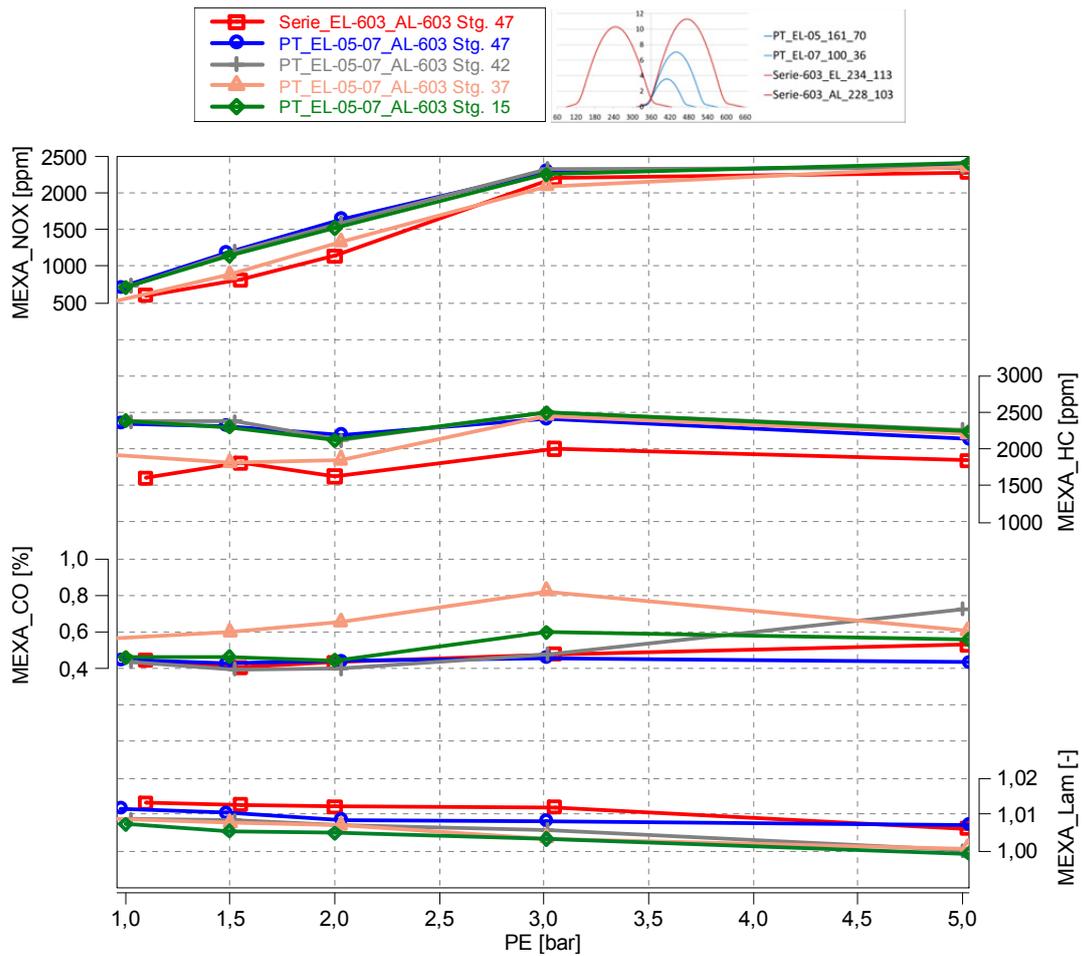


Abbildung 9-43: Emissionen und Lambda bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten

## 9.5.2 Variation der Einspritzzeitpunkte bei TL - 3500 Umdrehungen

### Verbrennungsanalyse

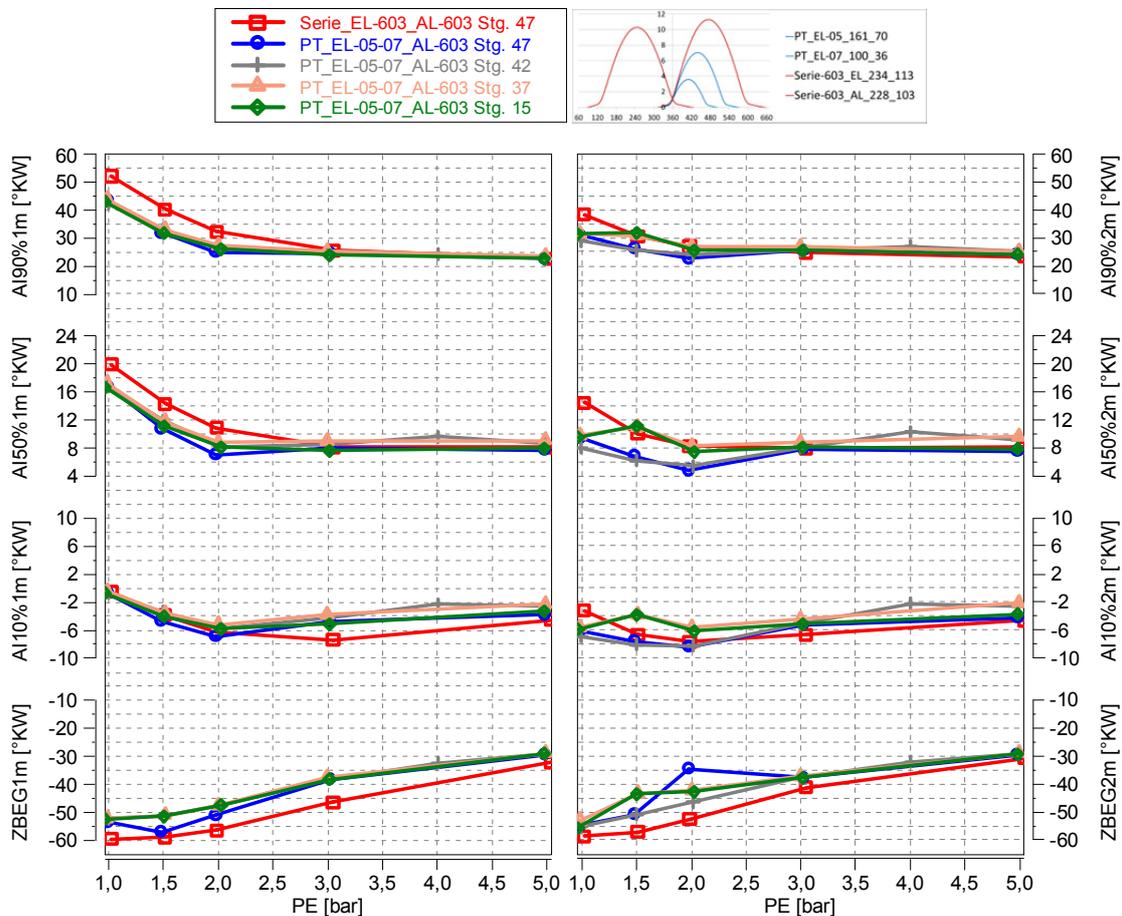


Abbildung 9-44: Zündzeitpunkt und Brenndaten bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten

In den Versuchen bei 3500 Umdrehungen ist, im Falle des Einspritzendes im Punkt 42, auch ein Messpunkt bei 4 bar gesetzt worden.

In den Brenndaten dieser Messreihe sticht der 2 bar Punkt bei einem Einspritzende in Punkt 47 am Zylinder 2 heraus. In diesem Punkt ist, trotz deutlich weniger Vorzündung, die Lage des MFB50 Punktes 2 Grad zu früh.

Die beiden späten Zündzeitpunkte, im 1,5 bar Lastpunkt am Zylinder 2 für die beiden Einspritzzeitpunkte von 15 und 37, sind durch eine nicht optimale Applikation entstanden.

Wenn man die Aufzeichnungen zu Zylinder 1 genauer betrachtet, kann man erkennen, dass die Lagen der Zündzeitpunkte sowie der MFB50 Punkte über den ganzen Lastbereich sehr ähnlich sind. Lediglich bei 1,5 bar musste für das Einspritzende im Punkt 47 der Zündzeitpunkt verändert werden, um eine bestmögliche Lage des MFB50 Punktes zu erreichen.

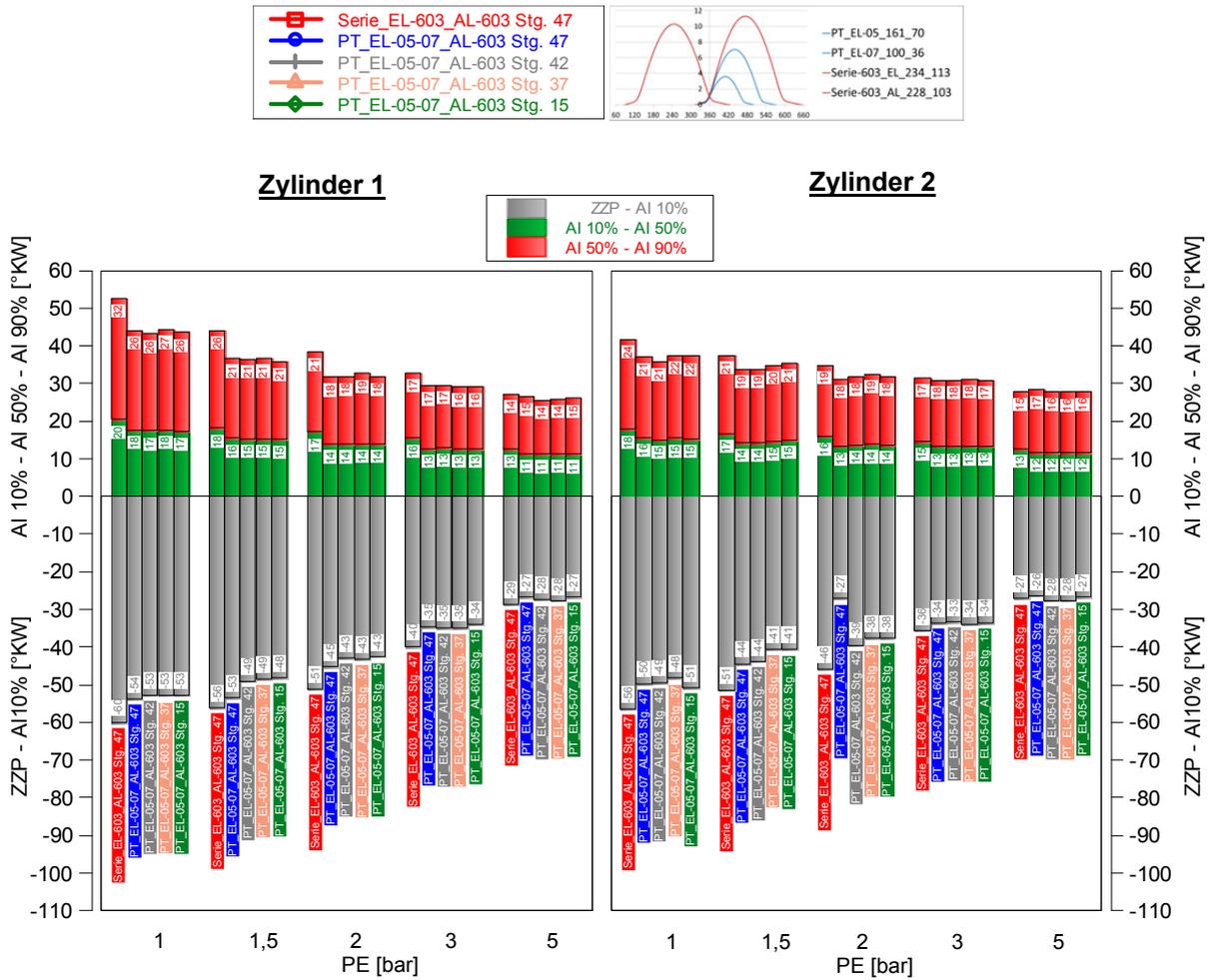


Abbildung 9-45: Zündverzugs- und Brennleistungsdiagramme bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten

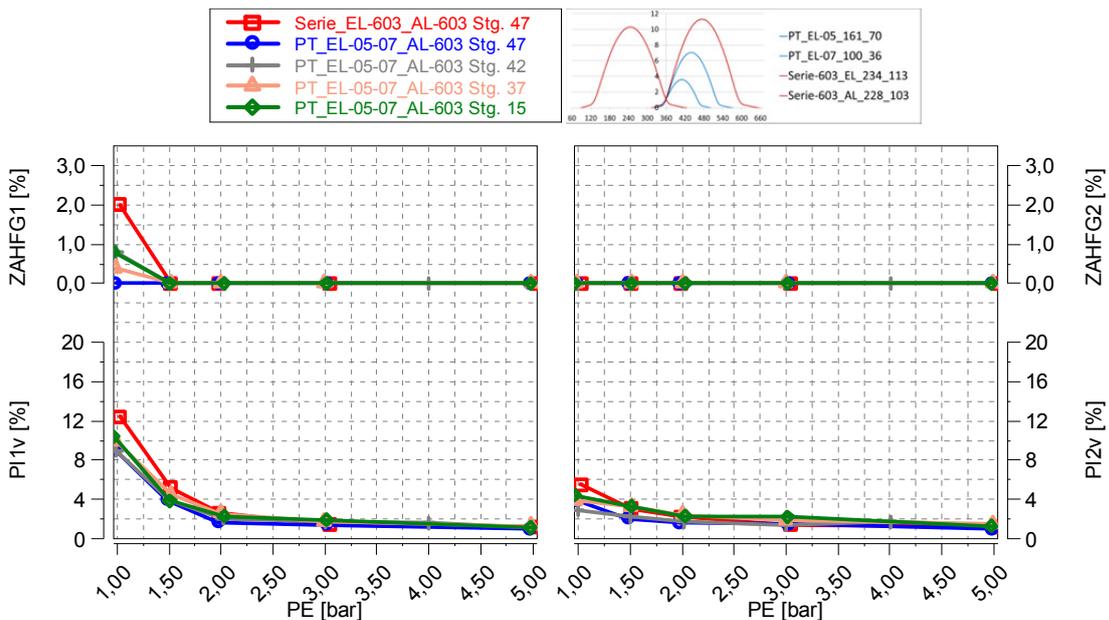


Abbildung 9-46: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten

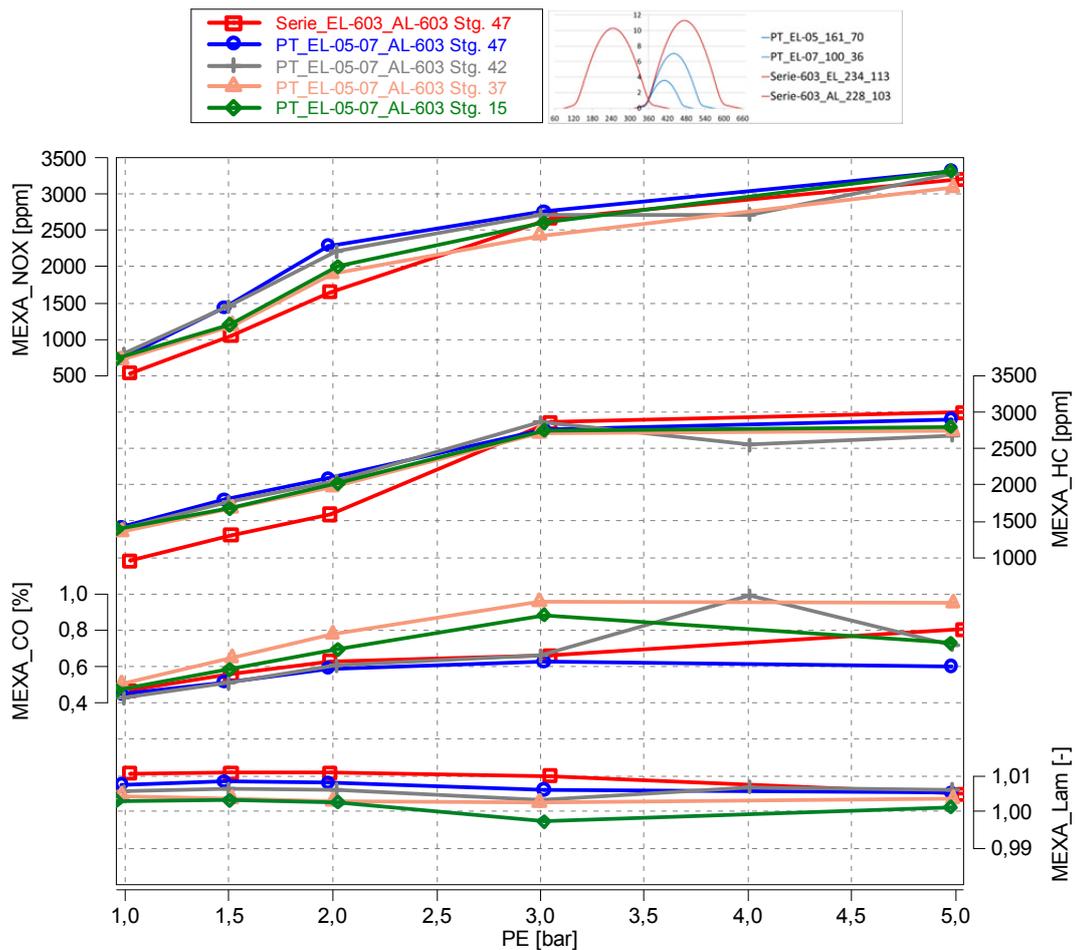
**Emissionsanalyse**

Abbildung 9-47: Emissionen und Zündverzug bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten

Die Emissionen an HC in Abbildung 9-47 zeigen keine großen Unterschiede zwischen den verschiedenen Einspritzzeitpunkten. Im Bereich von 1 bis 2 bar effektiven Mitteldruck kommt es zu leichten Unterschieden in den NO<sub>x</sub>-Emissionen, die anhand der Brenndaten und nicht erklärt werden können.

Auch die CO-Emissionen können mittels der Brenndaten nicht gänzlich erklärt werden.

### 9.5.3 Variation der Einspritzzeitpunkte bei TL - 5000 Umdrehungen

#### Verbrennungsanalyse

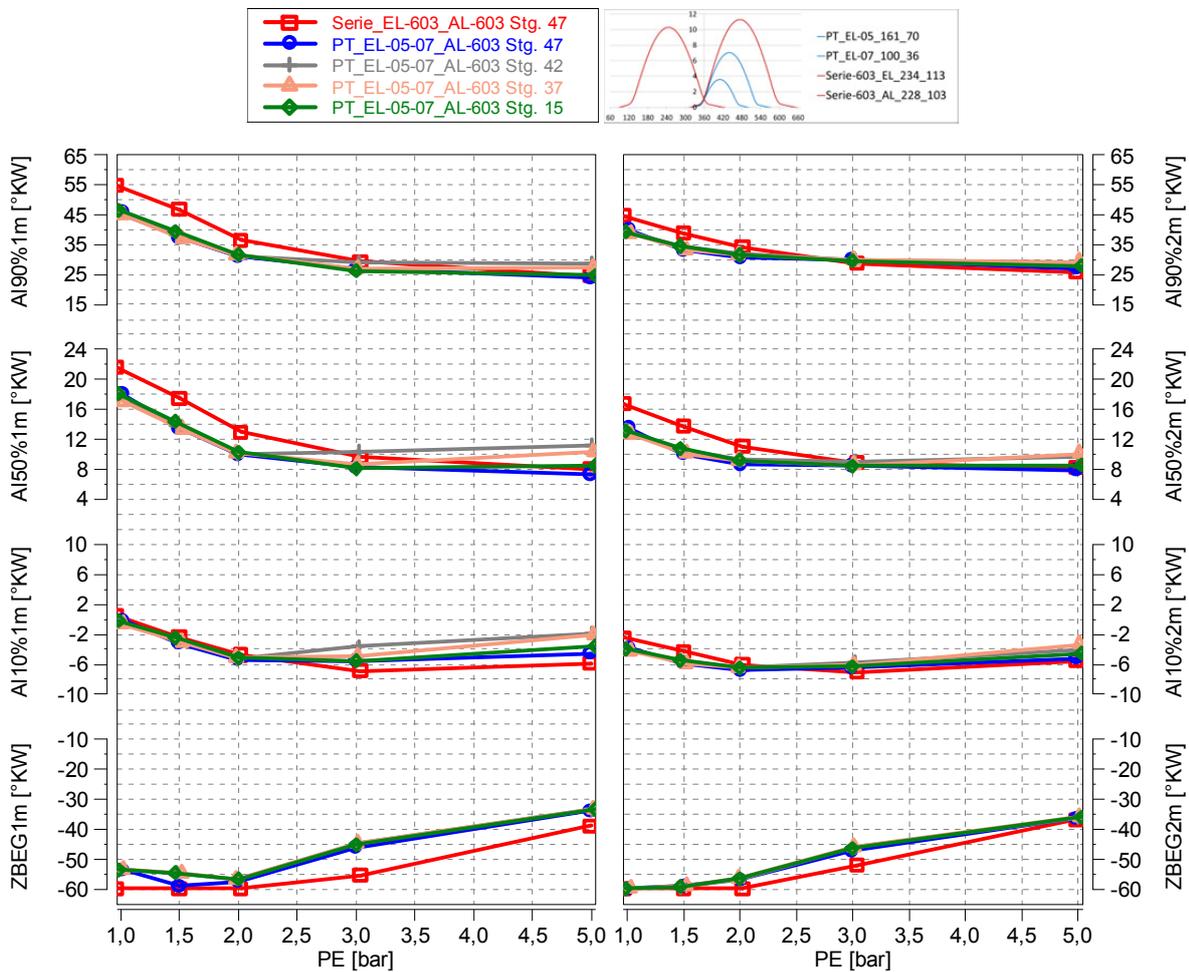


Abbildung 9-48: Zündzeitpunkt und Brenndaten bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten

Die Brenndaten in Abbildung 9-48 zeigen, dass im 5 bar Punkt am Zylinder 1 die Lagen der MFB50 Punkte, trotz gleicher Zündzeitpunkte, zu variieren beginnen. Ansonsten sind die Brenndaten der unterschiedlichen Einspritzzeitpunkte praktisch identisch, wie auch in Abbildung 9-49 zu sehen ist.

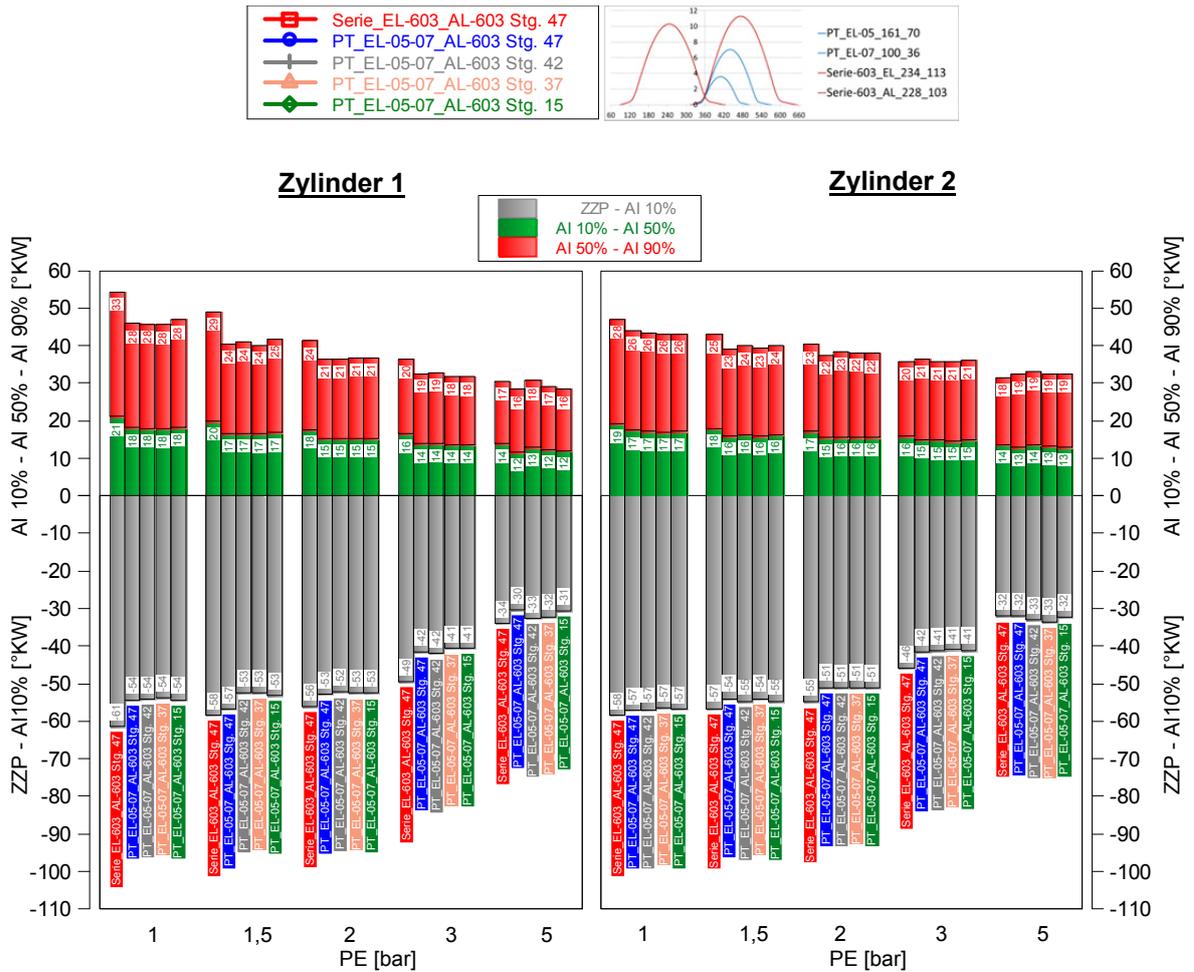


Abbildung 9-49: Zündzeitpunkte und Umsetzpunkte bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten

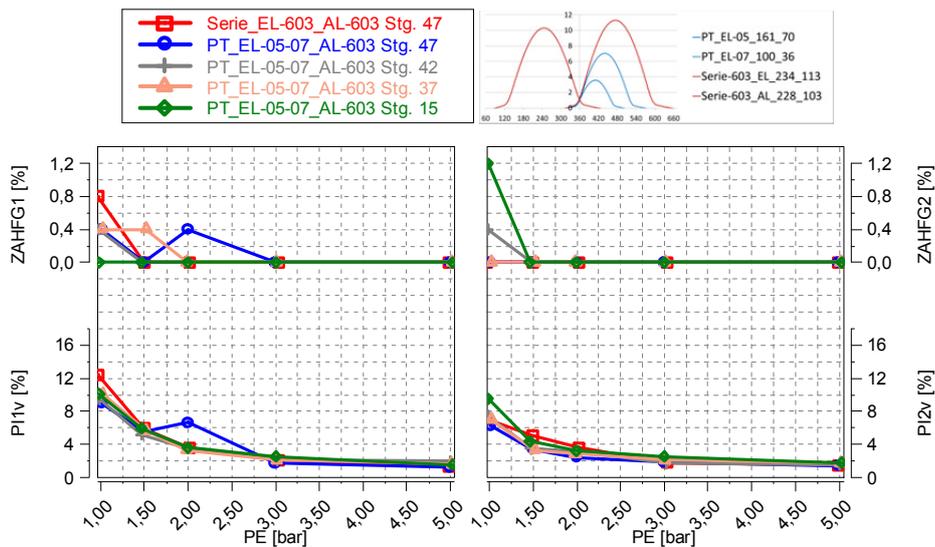


Abbildung 9-50: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten

Die in Abbildung 9-50 gezeigte Zylinderdruckvarianz und Zündaussetzerhäufigkeit am Zylinder 1 bei 2 bar sind vermutlich dadurch zustande gekommen, da sich zum Zeitpunkt

der Messung kurzzeitige Schwankungen in der Verbrennung ergeben haben, die während des Applizierens des Zündzeitpunktes nicht in Erscheinung getreten sind.

Die Zündaussetzerhäufigkeit am Zylinder 2, bei einem Einspritzende im Punkt 15 und einem effektiven Mitteldruck von 1 bar, weist vermutlich auf einen etwas zu frühen Zündzeitpunkt hin.

## Emissionsanalyse

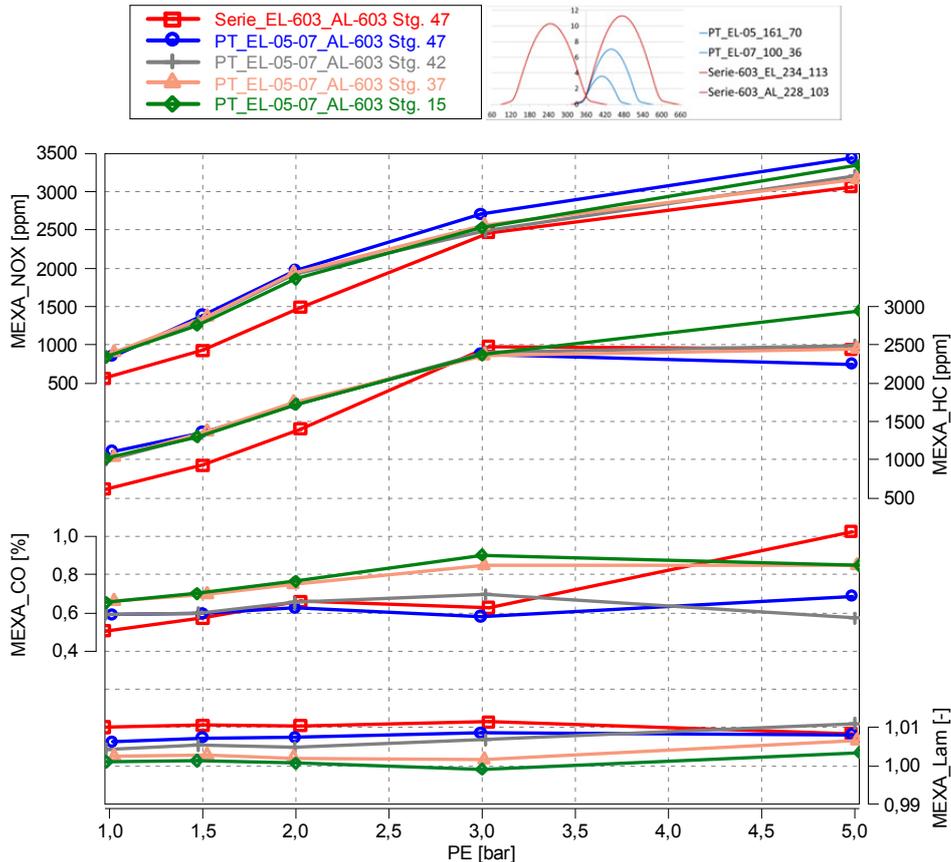


Abbildung 9-51: Emissionen und Lambda bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten

Auch hier zeigen die Abgasemissionen, speziell bei den Stickoxyden und den unverbrannten Kohlenwasserstoffen, nur sehr geringe Unterschiede.

Auffällig ist, dass der Motor bei einem Einspritzende in den Punkten 15 und 37, wie bei der Messung zuvor, mehr CO produziert.

Diese Tatsache könnte auf Gebiete im Brennraum mit  $\lambda < 1$  hindeuten, welche durch eine schlechtere Gemischbildung verursacht werden.

## 9.6 Lastschnitte

Die in der Automobilindustrie bereits vielfach in Serie verbauten Schaltnockensysteme ergeben, durch das Umschalten zwischen zwei verschiedenen Nockenhuben, eine andere Drehmomentcharakteristik.

Wird bei konstanter Drosselklappenstellung zwischen den Nockenhuben umgeschaltet, in denen die Drehmomentverläufe bei gleicher Drehzahl nicht dasselbe Moment ergeben, führt dies unweigerlich zu einer Beschleunigungsveränderung. In Folge der großen Massenträgheit eines PKW werden kleine Drehmomentsprünge nicht weiter spürbar sein. Ganz im Gegenteil zum Motorrad, wo aufgrund der niedrigen Masse, bereits kleine Drehmomentveränderungen als Ruck spürbar sind

Um dies zu vermeiden, muss versucht werden die Umschaltung zwischen den beiden Nockenhuben in jenen Drehzahlbereichen durchzuführen, in denen sich die beiden unterschiedlichen Drehmomentverläufe des Motors schneiden, oder nur sehr geringe Unterschiede im Drehmoment auftreten.

Eine Drehmomentanpassung wäre auch mittels einer Veränderung der elektronisch gesteuerten Drosselklappe denkbar. Dadurch können sich jedoch Probleme in der exakten und vor allem schnellen Positionierung der Klappe ergeben. Dies würde wiederum zu einer spürbaren Drehmomentveränderung führen, die der Kunde wahrnimmt.

### – PT\_EL-01-03\_AL-603 vs. Serie\_EL-603\_AL-603

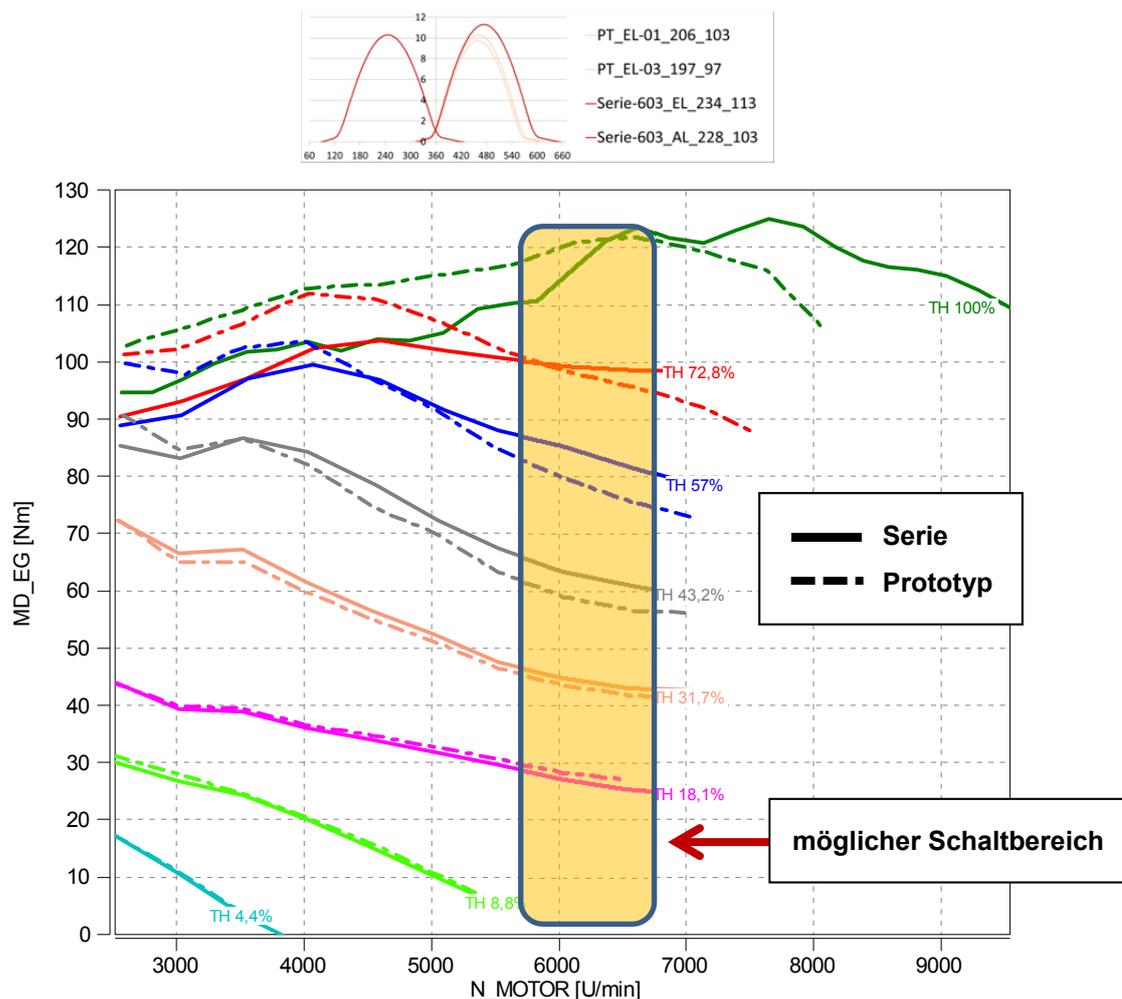


Abbildung 9-52: Drehmomentvergleich zwischen Serie und PT\_EL-01-03\_AL-603 bei gleicher Drosselklappenstellung

Vergleicht man die Drehmomente der PT\_EL-01-03\_AL-603 und der Seriennockenwellen in Abbildung 9-52 miteinander, so ist ersichtlich, dass sich für die unteren Lastbereiche von 4,4 % bis 31,7 % das abgegebene Drehmoment nur minimal unterscheidet. Für die Lasten 72,8 % und 100 % ergeben sich idealerweise Schnittpunkte, die einen optimalen Schaltpunkt der Nockenwelle ermöglichen würden. Lediglich die Drehmomentlinien mit TH 57% und TH 43,2 % ergeben kleine Drehmomentsprünge.

Um diese Drehmomentunterschiede zu verkleinern, ist es denkbar das Drehmoment der Seriennockenwelle, durch geänderte Zündzeitpunktlagen oder durch Lambdawerte  $\neq 1$ , anzupassen. Die Lambdawerte  $\neq 1$  ergeben jedoch das Problem, dass der genaue Lambdawert in diesem Bereich nicht geregelt werden kann, da aus Kostengründen Sprunglambdasonden verbaut sind. Die Drehmomentanpassung mittels geändertem Zündzeitpunkt erlaubt eine genauere Applikation des abgegebenen Drehmomentes. Auch der Lambda = 1 Regelbetrieb würde dadurch nicht betroffen werden.

Des Weiteren wäre es denkbar, die Ventilhube an beiden Zylindern nicht synchron, sondern nacheinander zu schalten, um den Drehmomentunterschied nicht abrupt zu generieren.

Ferner ist zu bedenken, dass sich, nach einer Hubumschaltung, die Gasdynamik und die Umsetzpunkte zuerst an die neuen Verhältnisse anpassen müssen. Dadurch würde der Drehmomentsprung im dynamischen Betrieb möglicherweise gedämpft werden.

#### – PT\_EL-05-07\_AL-603 vs. Serie\_EL-603\_AL-603

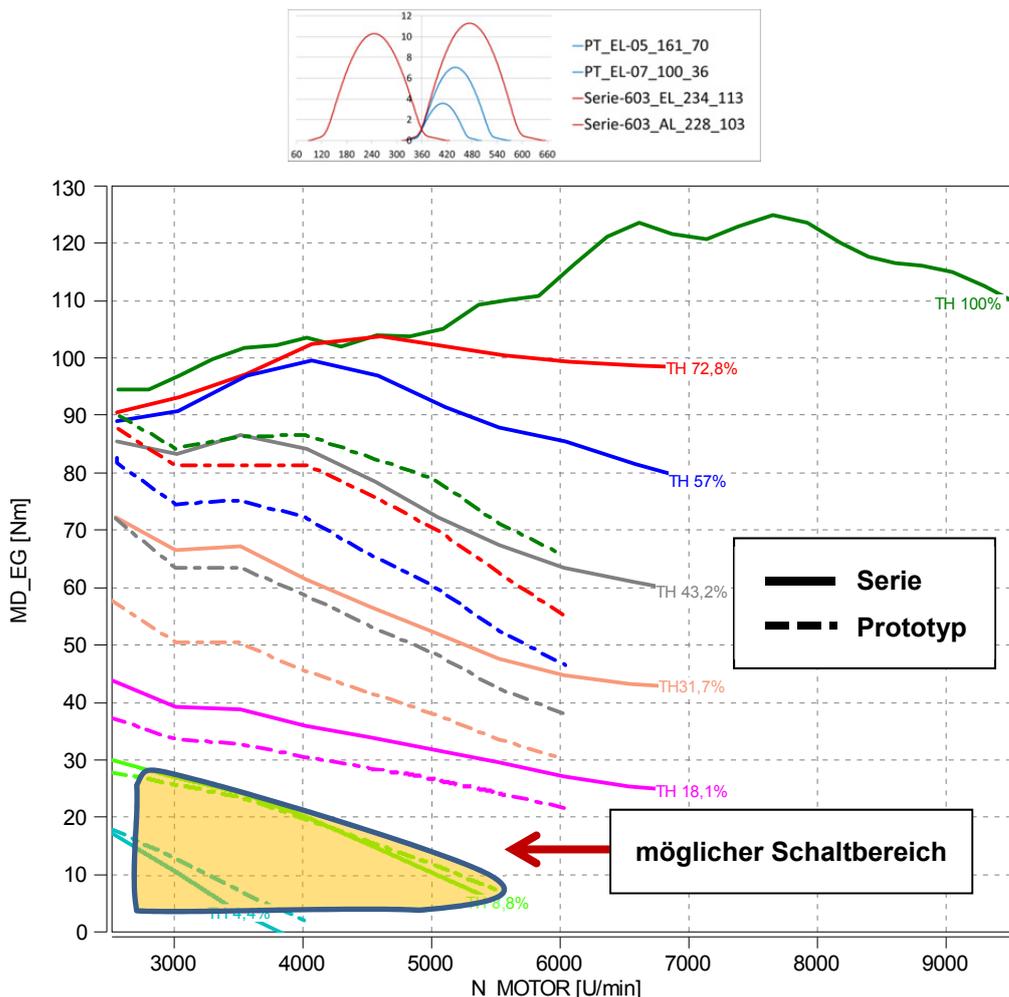


Abbildung 9-53: Drehmomentvergleich zwischen Serie und PT\_EL-05-07\_AL-603 bei gleichen Drosselklappenstellungen

Vergleicht man die Drehmomentlinien der Nockenvarianten von PT\_EL-05-07\_AL6-603 mit der Seriennockenwelle in der Abbildung 9-53, so ist zu erkennen, dass sich die möglichen Schaltpunkte, ohne Eingriff auf die Applikationsdaten, ausschließlich auf die TH 4,4% und TH 8,8% Linien beschränken. Die TH 18,1% Linien könnten noch mittels einer Anpassung der Zündzeitpunkte, auf ein gleiches Drehmomentniveau gebracht werden. Im restlichen Bereich des Kennfeldes sind die Unterschiede zwischen den Drehmomentlinien, bei gleicher Drosselklappenstellung, jedoch zu groß, um sie mittels geänderter MFB50 Punkte oder höheren Lambdawerten zu korrigieren.

In diesem Fall kann man das Drehmoment nur durch eine Veränderung der Drosselklappenposition anpassen.

#### – PT\_EL-06-07\_AL-603 vs. Serie\_EL-603\_AL-603

Für den Vergleich von PT\_EL-06-07\_AL-603 mit der Seriennockenwelle sind, aus Zeitgründen, nur noch drei Drehmomentlinien vermessen worden.

Hier sind die Unterschiede zwischen den einzelnen Drehmomentverläufen, aufgrund der geringsten Ventilhübe unter den untersuchten Varianten, noch größer.

Auch in diesem Fall müsste die Drosselklappe verstellt werden, um die Drehmomentdifferenz auszugleichen.

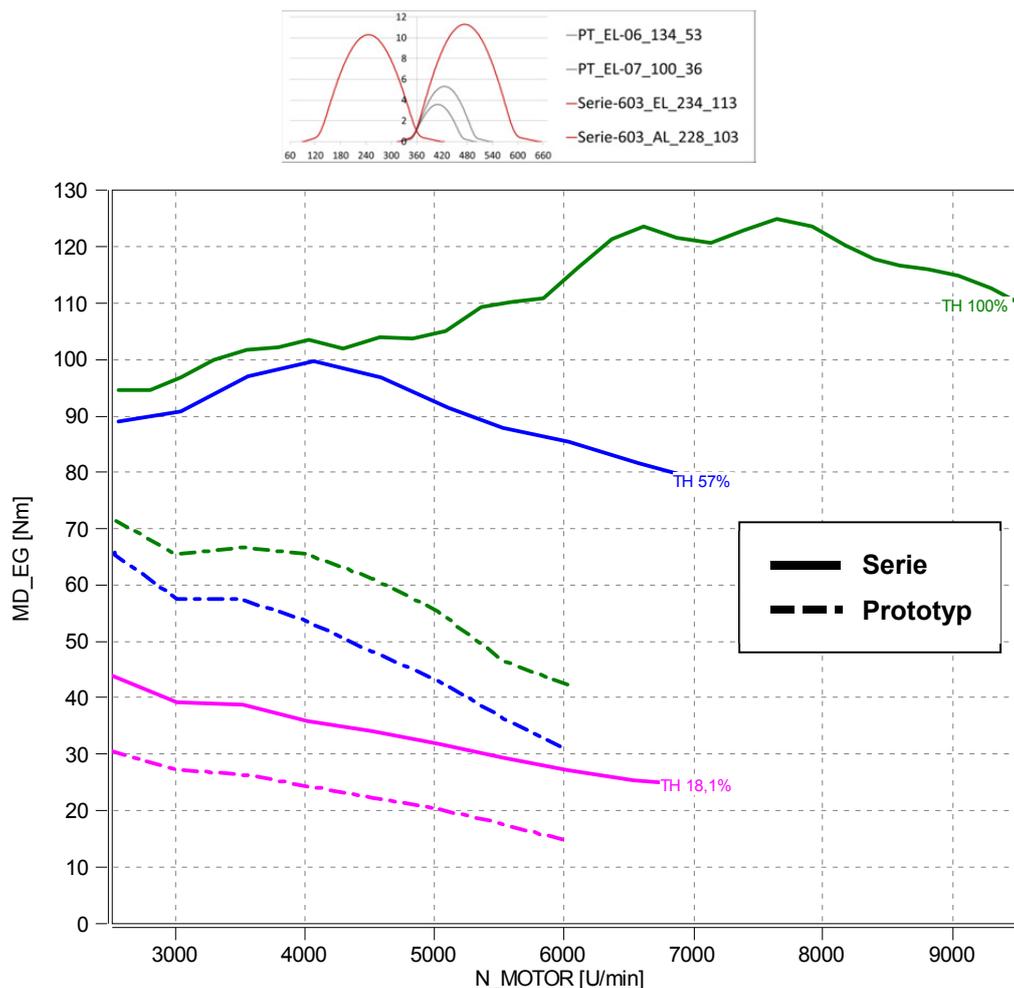


Abbildung 9-54: Drehmomentvergleich zwischen Serie und PT\_EL-06-07\_AL-603 bei gleichen Drosselklappenstellungen

## 9.7 Verbrauchskennfelder

Vergleicht man die beiden Verbrauchskennfelder der Serienkonfiguration mit dem der PT\_EL-01-03\_AL-603, so wird ersichtlich, dass die Prototypenventilhübe über einen sehr großen Kennfeldbereich weniger Verbrauch aufweisen.

Somit ergibt sich neben einem höheren Drehmoment auch noch eine Verbrauchseinsparung über einen weitem Kennfeldbereich.

Nützt man das gewonnene Drehmoment um gleiche Fahrleistungen bei weniger Hubraum zu realisieren (Downsizing), so wächst das mögliche Potenzial einer Verbrauchseinsparung zusätzlich.

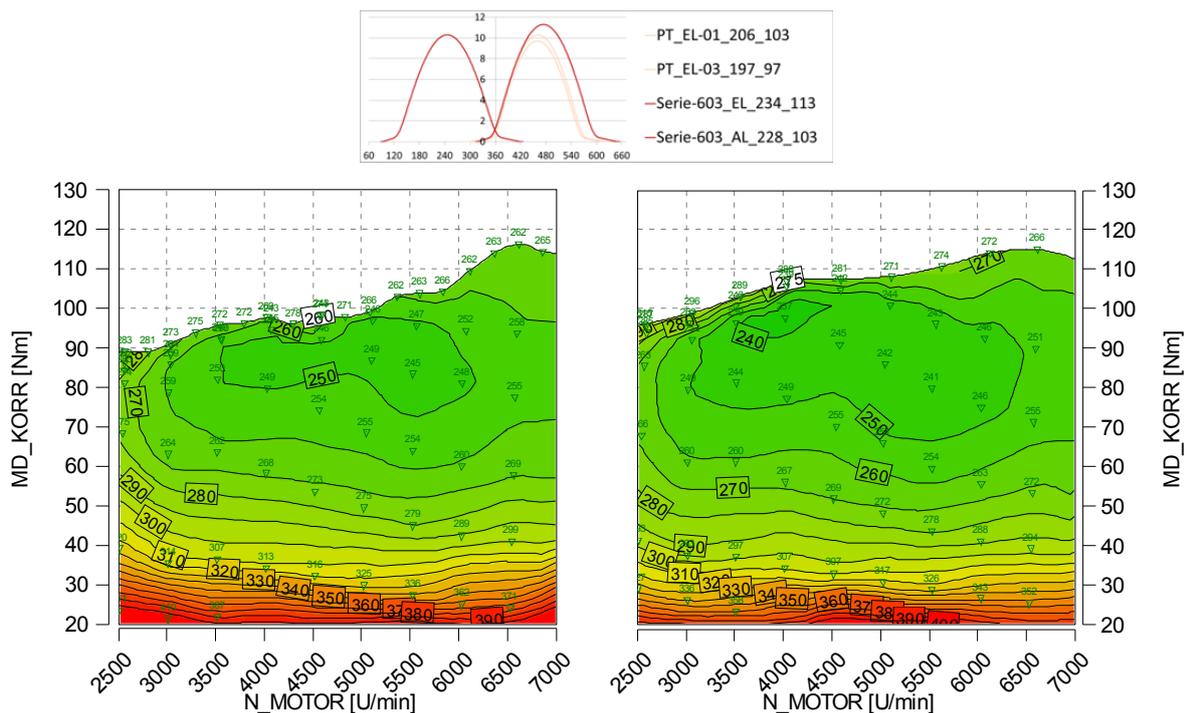


Abbildung 9-55: Verbrauchskennfeld Serie-603 (links) und PT\_EL-01-03\_AL-603 (rechts)

## 10 Zusammenfassung

Betrachtet man die Messergebnisse in dem Teillastbereich des Motorkennfeldes, so ergeben sich eindeutige Vorteile der Ventilhubkonfigurationen mit den geringsten Ventilhuben, PT\_EL-05-07\_AL-603 und PT\_EL-06-07\_AL-603. Der große Nutzen dieser Varianten liegt in der guten Restgasdurchmischung, die eine schnellere und vor allem stabilere Verbrennung bewirkt.

Die Varianten PT\_EL-01-01\_AL-603 und PT\_EL01-03\_AL-603 haben nur minimale Verbesserungen, im Vergleich zu den Serienventilhüben, in Lastbereichen mit hohem Restgasanteil, ergeben.

In Bereichen mit geringen Restgasmengen im Zylinder, liegen die Ergebnisse aller getesteten Varianten ab 3 bar effektivem Mitteldruck, in Bezug auf Verbrennungsdauer und Stabilität, auf vergleichbarem Niveau.

Die Abgasemissionen zeigen ein ganz ähnliches Bild. Denn auch hier verringern sich die Unterschiede, je höher die Last gewählt wird.

Die Variation der Einspritzzeitpunkte hat weiters gezeigt, dass die serienmäßige Lage der Einspritzung über den gesamten getesteten Lastbereich gut funktioniert. Trotzdem kommt es aber zu Unterschieden in der Abgaszusammensetzung, die abhängig von den verschiedenen Einspritzendzeitpunkten sind.

In Bezug auf die HC-Emissionen ergibt ein Einspritzende im Punkt 37 bei 2500 Umdrehungen und einem Lastbereich zwischen 1 bis 2 bar, in Folge der guten Kraftstoffverdampfung, eine deutliche Reduktion an unverbrannten HC-Molekülen.

Wenn man hingegen die Ergebnisse der Drehmomentverläufe bei Volllast betrachtet, so ergeben sich genau gegengleiche Verhaltensmuster.

In diesem Fall bieten die Varianten PT\_EL-01-01\_AL-603 und PT\_EL-01-03\_AL-603 ein sehr großes Drehmomentpotenzial. Dieser Gewinn an Drehmoment ergibt sich in Folge der kürzeren Öffnungsdauer, die bei niedrigen Drehzahlen die Füllung deutlich erhöht.

Aufgrund der geringen Ventilhuben der anderen Prototypennockenwellen, erfolgt eine starke Drosselung der einströmenden Luftmassen an den Ventilen. Die daraus entstandenen Drehmomentverläufe in der Volllast sind dementsprechend begrenzt.

Weiters bleibt eine Entdrosselung bei niedrigen Lasten aus. Zwar ergibt sich bei höheren effektiven Mitteldrücken eine weiter geöffnete Drosselklappenposition, jedoch wird dieser Vorteil, wie bereits beschrieben, durch die Drosselung an den Einlassventilen zunichte gemacht.

Die im Kapitel „9.6 Lastschnitte“ gezeigten Drehmomentunterschiede bei gleicher Drosselklappenposition, zeigen bei den Varianten PT\_EL-01-03\_AL-603 und PT\_EL-01-01\_AL-603 eine brauchbare Basis, um diese durch einer Zündzeitpunktänderung leicht zu korrigieren.

In Falle der Niedrighubkombinationen kann die Anpassung des Drehmomentes hauptsächlich durch einer Veränderung der Drosselklappenposition ermöglicht werden, die jedoch Probleme mit sich bringen könnte.

Die Schlussfolgerungen die aus den Messergebnissen gezogen werden können, begrenzen sich momentan auf zwei Varianten.

Auf Grund der Tatsache, dass die niedrigen Ventilhubkombinationen eine sehr gute Restgasverträglichkeit aufweisen, könnten diese dazu genutzt werden, die Abgasemissionen im Bereich des WMTC-Fahrzyklus, mittels interner Abgasrückführung, drastisch zu senken.

Andererseits hat die mögliche Drehmomentsteigerung von mindestens 10 %, über einen großen Drehzahlbereich, ein „Downsizing“- sowie „Downspeeding“- Potenzial. Dies würde dazu führen, dass der Motor, während des WMTC, in höheren Lastbereich betrieben werden könnte, in denen ein niedrigerer spezifischer Kraftstoffverbrauch vorliegt.

## **11 Ausblick**

Dieses System biete eine große Bandbreite an möglichen Varianten seiner Verwendung. Die in dieser Arbeit gezeigten Messergebnisse sollen eine Entscheidungsgrundlage für die Frage, welche Hubkonturen für zukünftige Motoren, in Bezug auf den Fahrzyklus und den Kundenwunsch am sinnvollsten erscheinen, sein.

Parallel zu dieser Entscheidung muss die Implementierung des gesamten Systems in den vorhandenen Bauraum und in die Elektrik geklärt werden. Auch die genaue Strategie der Schaltzeitpunkte ist noch zu erarbeiten.

In diesen Untersuchungen sind gleichzeitig auch die Alterungserscheinungen der Aktuatoren sowie die Auswirkungen einer möglichen Fehlfunktion genau zu überprüfen.

Ebenso ist das tatsächliche Verhalten im Fahrzyklus und im realen Fahrbetrieb zu analysieren. Im selben Schritt müssen außerdem die effektiv erreichbaren Verbrauchseinsparungen geklärt werden.

Auch wenn die Einbindung dieses Systems in einen Motorradmotor derzeit noch keinen Serienstatus hat, so zeigen die erreichbaren Vorteile den großen Nutzen einer Ventilhubumschaltung.

Neben dem bereits erwähnten „Downsizing“- und „Downspeeding“- Potenzial, erlaubt diese Methode auch eine kompromisslose Auslegung auf Spitzenleistung.

Zusätzlich können Vorteile bei den Geräuschemissionen erreicht werden, welche wiederum ein Abgassystem mit geringem Gegendruck erlauben und somit eine höhere Leistung bei gleichzeitig geringerem Gewicht, Verbrauch, sowie Kosten ermöglichen.

## 12 Anhang

### 12.1 Informationen zur 3D-CFD Berechnung

In diesem Kapitel werden die Randbedingungen der 3D-CFD Berechnung von Herrn DI Mehta Pratik erläutert.

Die Simulation wurde mittels der Software CFX v. 14.5 von *Ansys* berechnet.

Das verwendete PreProcess-Tool war ICEM v 14.5.

Das angewandte Turbulenzmodell war SST K-omega (Shear Stress Transport K-omega model) mit „Hybrid-Wall Function“.

Die Solver-Methode war „finite volume method“ mit „node center solver“, wobei konvektive Terme mittels „second order upwind method“ gelöst wurden.

Um eine gute Vernetzungsqualität zu gewährleisten, wurde in der ganzen Simulation eine Kombination aus „hybrid“ und „extrusion“ Netzen verwendet. Die Gesamtanzahl an Knotenpunkten variierte während der Simulation zwischen 0,05 bis 2,5 Millionen.

Die Begrenzungsflächen aller durchströmten Bauteile wurden mit 3 Schichten aus prismatischen Elementen versehen, um die Grenzschichtströmung zu erfassen. Die Ausgangshöhe der Elemente betrug dabei 0,2mm, bei einer Wachstumsrate von 20%.

In der Simulation wurde die Geometrie bis zum Trichterende, inklusive Drosselklappe berücksichtigt. Die aus der 1D-Ladungswechselrechnung verwendeten Randbedingungen waren an der Einlassseite der Luftmassenstrom, an der Auslassseite der statische Druck.

Die Wände wurden als adiabatisch betrachtet.

Die Zeitschritte variierten zwischen 0,25 und 0,5 Grad Kurbelwellenwinkel.

In der Simulation wurde kein Kraftstoffeintrag berücksichtigt und in weiterer Folge auch keine Verbrennung berechnet.

Als strömendes Medium wurde ein Multikomponenten-Fluid mit idealen Gaseigenschaften verwendet.



## 13 Literaturverzeichnis

- [1] H. Eichlseder, M. Klüting und W. F. Piock, Grundlagen und Technologien des Ottomotors, 2008.
- [2] J. Stoffregen, Motorradtechnik, 2010.
- [3] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 2009.
- [4] R. van Basshuysen und F. Schäfer, Handbuch Verbrennungsmotor, 2005.
- [5] MAHLE GmbH, Ventitrieb, 2013.
- [6] „www.porsche.de,“ Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG. [Online].
- [7] „www.sportrider.com,“ Sport Rider Magazine. [Online].
- [8] „www.audi.de,“ Audi AG. [Online].
- [9] Middendorf, Theobald, Lang und Hartel, „der 1,4 L-TSI-Ottomotor mit Zylinderabschaltung,“ *MTZ*, 03 2012.
- [10] Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, *ID Ladungswechselsimulation mit AVL Boost*, 2010.
- [11] Ricardo Inc..
- [12] „motorcycle.com,“ [Online]. Available: <http://www.motorcycle.com/gallery/gallery.php/d/383444-1/2014-ktm-1190-adventure-engine.jpg>.
- [13] KTM-Images, KTM, [Online]. Available: <http://www.ktmimages.com/browse/images/1696>.
- [14] AVL-List GmbH, „User Manual Blowby-Meter“.
- [15] G. P. Merker und C. Schwarz, Grundlagen Verbrennungsmotoren, 2009.

## 14 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Kenngrößen des Ladungswechsels [1].....	3
Abbildung 2-2: Beeinflussende Faktoren für den Luftaufwand [1] .....	4
Abbildung 2-3: Drehzahlabhängigkeit des Luftliefergrades [2].....	5
Abbildung 2-4: Ladungswechselverlust im pV-Diagramm [3].....	5
Abbildung 2-5: Steuerdiagramm [2] .....	6
Abbildung 2-6: Funktionsprinzip der drosselfreien Laststeuerung mittels FES [1].....	10
Abbildung 2-7: Reduzierung der Ladungswechselverluste [1] .....	11
Abbildung 2-8: Asymmetrischer Ventilhub am Einlassventil [1].....	11
Abbildung 2-9: Honda VTEC Ventilhubverstellung [5].....	12
Abbildung 2-10: Variable Ladungsbewegung bei verschiedenen Drehzahlen [1].....	12
Abbildung 2-11: Porsche VarioCam [6] .....	13
Abbildung 2-12: VarioCam Tassenstößel [4].....	13

---

Abbildung 2-13: <i>HONDA</i> HYPER VTEC [7] .....	13
Abbildung 2-14: <i>Audi</i> AVS [8] .....	14
Abbildung 2-15: Schiebenockensystem von <i>VW</i> [9].....	15
Abbildung 3-1: Ventilhubkurven für niedrige Lasten .....	17
Abbildung 3-2: Ventilhubkurven für hohes Drehmoment .....	17
Abbildung 3-3: Ventilhubkurven für hohe Spitzenleistung .....	18
Abbildung 4-1: Messprogramm für Motorprüfstandsversuche.....	19
Abbildung 4-2: Häufigkeitsverteilung der Drosselklappenstellung im WMTC .....	20
Abbildung 4-3: Effektive Mitteldrücke der Messpunkte im Kennfeld des Versuchsmotors.....	21
Abbildung 5-1: 3D-CAD Modell des Prüfstandsmotors .....	23
Abbildung 5-2: Gesamtes Modell der 1D-Ladungswechselsimulation .....	23
Abbildung 5-3: Einlaufstrecke bis Airboxvolumen vor Luftfilter .....	24
Abbildung 5-4: Luftfilter bis Anfang Zylinderkopf.....	25
Abbildung 5-5: Einlass- Auslasskanal, Ventile, Zylinder und Motorparameter .....	25
Abbildung 5-6: Single-Vibe Brennverlauf [11] .....	26
Abbildung 5-7: Multi-Vibe Brennverlauf [11].....	27
Abbildung 5-8: Abgaskrümmers mit Katalysator.....	27
Abbildung 5-9: 3D-CAD Modell des Enddämpfers .....	28
Abbildung 5-10: Enddämpfermodell in „Wave Build 3D“ unvernetzt .....	28
Abbildung 5-11: Enddämpfermodell in „Wave Build 3D“ vernetzt .....	28
Abbildung 5-12: Vernetztes Enddämpfermodell in „Wave Build“ .....	28
Abbildung 5-13: „Wave Build“ Benutzeroberfläche [11].....	29
Abbildung 5-14: Aufbau einer „Complex-Y-Junction“ [11] .....	29
Abbildung 5-15: 3D-CAD Modell und „Wave Mesher“ Modell des Abgaskrümmers.....	30
Abbildung 5-16: Vernetztes Modell in „Wave Build“ .....	30
Abbildung 5-17: 3D-CAD Modell der Airbox.....	31
Abbildung 5-18: Airboxmodell in „Wave Build 3D“ unvernetzt.....	32
Abbildung 5-19: Airboxmodell in "Wave Build 3D" vernetzt.....	32
Abbildung 5-20: Vernetztes Airboxmodell in „Wave Build“ .....	32
Abbildung 5-21: Durchflusszahl $\mu$ .....	33
Abbildung 5-22: Versperrziffer $\sigma$ .....	34
Abbildung 5-23: Strömungsprüfstand der Fa. <i>KTM</i> .....	34
Abbildung 5-24: Messaufbau zur Bestimmung der Durchflusskennwerte der Ein- und Auslasskanäle .....	35
Abbildung 5-25: Durchflusskennwerte der Ein- und Auslasskanäle .....	36
Abbildung 5-26: Messaufbau zur Bestimmung des Durchflussbeiwertes des Drosselklappenkörpers .....	36

Abbildung 5-27: Durchflusskennwert des Drosselklappenkörpers.....	37
Abbildung 5-28: Simulierte Volllastkurven verschiedene Ventilhubvarianten .....	38
Abbildung 5-29: Simulierter Massenstrom durch Ventilsitzquerschnitt bei 2500 Umdrehungen und Volllast verschiedener Ventilhubvarianten.....	39
Abbildung 5-30: Simulierte Ladungswechselverluste unter Volllast verschiedener Ventilhubvarianten .....	40
Abbildung 5-31: Zylinderdruckverläufe bei 2500 Umdrehungen und Volllast .....	41
Abbildung 5-32: Zylinderdruckverläufe bei 6600 Umdrehungen und Volllast .....	41
Abbildung 5-33: Zylinderdruck bei 2500 Umdrehungen und 2,3 bar indizierten Mitteldruck42	
Abbildung 5-34: Zylinderdruck bei 2500 Umdrehung und 2,3 bar indizierten Mitteldruck43	
Abbildung 5-35: Restgasgehalt bei 2500 Umdrehungen und 2,3 bar effektiven Mitteldruck44	
Abbildung 6-1: Turbulente kinetische Energie im Zylinder bei 2500 Umdrehungen und 1,5 bar effektiven Mitteldruck .....	45
Abbildung 6-2: TKE um Zündkerze und im Zylinder bei 2500 Umdrehungen und 1,5 bar effektiven Mitteldruck .....	46
Abbildung 6-3: Ladungsbewegung Seriennockenwelle 603 bei 2500 Umdrehungen und 1,5 bar effektiven Mitteldruck .....	47
Abbildung 6-4: Ladungsbewegung PT_EL-05-07_AL-603 bei 2500 Umdrehungen und 1,5 bar effektiven Mitteldruck .....	47
Abbildung 6-5: Ladungsbewegung der Seriennockenwelle bei 2500 Umdrehungen und 1,5 bar effektiven Mitteldruck .....	48
Abbildung 6-6: Ladungsbewegung der PT_EL-05-07_AL-603 bei 2500 Umdrehungen und 1,5 bar effektiven Mitteldruck .....	48
Abbildung 7-1: Versuchsmotor [12] .....	49
Abbildung 7-2: KTM Adventure 1190, Modell 2013 [13].....	49
Abbildung 7-3: Schnittmodell des Versuchsmotors.....	49
Abbildung 7-4: Temperaturmessstellen im Zylinderkopf.....	51
Abbildung 7-5: Indizierbohrungsposition im Zylinderkopf.....	51
Abbildung 7-6: Funkenerodiertes Loch zwischen den Auslassventilen.....	52
Abbildung 7-7: Weitere Messstellen am Motor .....	52
Abbildung 7-8: Bestimmung des Quetschpaltes .....	53
Abbildung 7-9: Bestimmung des Brennraumvolumens .....	53
Abbildung 7-10: Einstellen der Spreizung .....	55
Abbildung 7-11: Prototypennockenwelle.....	56
Abbildung 8-1: Motorprüfstand .....	57
Abbildung 8-2: Drehwinkelaufnehmer.....	59
Abbildung 8-3: Hochdruckindiziersensor .....	59
Abbildung 8-4: Gemessene und gerechnete Zylinderdrücke bei 9000 Umdrehungen und Volllast .....	61

---

Abbildung 8-5: Gemessene und gerechnete Ladungswechselschleifen bei 3000 Umdrehungen und Volllast .....	61
Abbildung 8-6: Niederdruckindiziersensor der Einlassseite .....	62
Abbildung 8-7: Niederdruckindiziersensor der Auslassseite .....	63
Abbildung 8-8: ABB Sensyflow .....	64
Abbildung 9-1: Umsetzpunkte bei 2500 Umdrehungen und 2 % Drosselklappenöffnung..	67
Abbildung 9-2: Saugrohrdrücke von PT_EL-06-07_AL-603 bei 2500 Umdrehungen und 2 % Drosselklappenöffnung .....	68
Abbildung 9-3: Mitteldrücke bei 2500 Umdrehungen und 2 % Drosselklappenöffnung ....	69
Abbildung 9-4: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 2500 Umdrehungen und 2 % Drosselklappenöffnung .....	70
Abbildung 9-5: Emissionen und spez. Kraftstoffverbrauch bei 2500 Umdrehungen und 2 % Drosselklappenöffnung .....	71
Abbildung 9-6: maximale Zylinderdrücke bei 2500 Umdrehungen und 2 % Drosselklappenöffnung .....	72
Abbildung 9-7: mögliche HC-Bildungsmechanismen [15] .....	72
Abbildung 9-8: mögliche HC-Quellen [1] .....	72
Abbildung 9-9: Umsetzpunkte bei 4900 Umdrehungen und 10 % Drosselklappenöffnung	73
Abbildung 9-10: Saugrohrdrücke für PT_01_03_AL-603 bei 4900 Umdrehungen und 10 % Drosselklappenöffnung .....	73
Abbildung 9-11: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 4900 Umdrehungen und 10 % Drosselklappenöffnung .....	74
Abbildung 9-12: Mitteldrücke bei 4900 Umdrehungen und 10 % Drosselklappenöffnung	75
Abbildung 9-13: Emissionen und spez. Kraftstoffverbrauch bei 4900 Umdrehungen und 10 % Drosselklappenöffnung .....	75
Abbildung 9-14: maximale Zylinderdrücke bei 4900 Umdrehungen und 10 % Drosselklappenöffnung .....	76
Abbildung 9-15: Umsetzpunkte bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken .....	77
Abbildung 9-16: Zündverzug und Brenndauer bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken .....	79
Abbildung 9-17: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken .....	80
Abbildung 9-18: Drosselklappenstellung und spez. Verbrauch bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken .....	80
Abbildung 9-19: Entdrosselung und Kraftstoffersparnis im Vergleich zur Serie, bei gleichem effektiven Mitteldruck .....	80
Abbildung 9-20: Emissionen und Lambda bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken .....	82
Abbildung 9-21: Umsetzpunkte bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken .....	84

Abbildung 9-22: Zündverzug und Brenndauer bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken .....	85
Abbildung 9-23: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken.....	86
Abbildung 9-24: Drosselklappenstellung und spez. Verbrauch bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken .....	86
Abbildung 9-25: Entdrosselung und Kraftstoffersparnis im Vergleich mit Serienkonfiguration bei gleichem effektiven Mitteldruck.....	86
Abbildung 9-26: Emissionen und Lambda bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken .....	87
Abbildung 9-27: Umsetzpunkte bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken .....	88
Abbildung 9-28: Zündverzug und Brenndauer bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken .....	89
Abbildung 9-29: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken.....	90
Abbildung 9-30: Drosselklappenstellung und spez. Verbrauch bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken .....	90
Abbildung 9-31: Entdrosselung und Kraftstoffersparnis im Vergleich mit Serienkonfiguration bei gleichem effektiven Mitteldruck.....	90
Abbildung 9-32: Emissionen und Lambda bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen effektiven Mitteldrücken .....	91
Abbildung 9-33: Häufigkeitsverteilung der Drosselklappenstellung im WMTC .....	93
Abbildung 9-34: Emissionen in den Häufigkeitspunkten im WMTC.....	94
Abbildung 9-35: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz im WMTC.....	95
Abbildung 9-36: Volllast-Drehmomentverläufe verschiedener Ventilhubvarianten .....	96
Abbildung 9-37: Umsetzpunkte verschiedener Ventilhubvarianten .....	97
Abbildung 9-38: Zylinderdruckvarianz und spez. Kraftstoffverbrauch verschiedener Ventilhubvarianten .....	98
Abbildung 9-39: Einspritzzeitpunkte, Ventilhubkurven und Saugrohdruck bei 2500 Umdrehungen und 1,5 bar effektiven Mitteldruck .....	99
Abbildung 9-40: Umsetzpunkte bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten .....	100
Abbildung 9-41: Zündverzug und Brenndauer bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten .....	101
Abbildung 9-42: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten .....	102
Abbildung 9-43: Emissionen und Lambda bei 2500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten .....	102
Abbildung 9-44: Zündzeitpunkt und Brenndaten bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten .....	103

Abbildung 9-45: Zündverzug und Brenndaten bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten.....	104
Abbildung 9-46: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten .....	104
Abbildung 9-47: Emissionen und Zündverzug bei 3500 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten.....	105
Abbildung 9-48: Zündzeitpunkt und Brenndaten bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten.....	106
Abbildung 9-49: Zündzeitpunkte und Umsetzpunkte bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten.....	107
Abbildung 9-50: Zündaussetzerhäufigkeit und Zylinderdruckvarianz bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten .....	107
Abbildung 9-51: Emissionen und Lambda bei 5000 Umdrehungen und verschiedenen Einspritzzeitpunkten.....	108
Abbildung 9-52: Drehmomentvergleich zwischen Serie und PT_EL-01-03_AL-603 bei gleicher Drosselklappenstellung .....	109
Abbildung 9-53: Drehmomentvergleich zwischen Serie und PT_EL-05-07_AL-603 bei gleichen Drosselklappenstellungen .....	110
Abbildung 9-54: Drehmomentverlgeich zwischen Serie und PT_EL-06-07_AL-603 bei gleichen Drosselklappenstellungen .....	111
Abbildung 9-55: Verbrauchskennfeld Serie-603 (links) und PT_EL-01-03_AL-603 (rechts)	112

## 15 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Motordaten .....	50
Tabelle 2: Bestimmung der Verdichtung .....	54
Tabelle 3: Eigenschaften der Hochdruckindiziersensoren .....	60
Tabelle 4: Eigenschaften der Saugrohrdruckindiziersensoren .....	62
Tabelle 5: Eigenschaften der Abgasdruckindiziersensoren .....	63
Tabelle 6: Eigenschaften der Thermoelemente .....	64
Tabelle 7: Eigenschaften des Luftmassenmessgerätes .....	65
Tabelle 8: Abgasmessmethoden.....	65