



Valentin Prossliner, B.Sc.

# Einfluss der Brennraumgeometrie auf das Vollastverhalten eines Pkw-Ottomotors

## MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Weitere Betreuer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Dipl.-Ing. Dr.techn. Christian Spuller  
BMW

Graz, Februar 2017



# Eidesstattliche Erklärung

## *Affidavit*

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.

*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 indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used.*

Graz, am 20.02.2017

Valentin Prossliner





# Kurzfassung

In dieser Arbeit wird eine Änderung des Hub-Bohrungsverhältnisses eines Pkw-4-Zylinder-Ottomotors, mit dem Fokus auf das Vollastverhalten des Motors untersucht. Dabei werden neben Drehmoment auch Verbrauch und Emissionen gegenübergestellt.

Der aktuelle Serienmotor wird zuerst vermessen, danach wird dieser mit den nötigen neuen Teilen für ein anderes Hub-Bohrungsverhältnis umgebaut, d. h. neuer Motorblock sowie neue Kolben, Pleuel, Ausgleichswellen und Zylinderkopfdichtung. Die übernommenen Teile steigern die Aussagekraft der Messergebnisse über die vorgenommene Änderung.

Eine Vergrößerung der Bohrung bei gleichbleibendem Hubraum und gleichem Zylinderkopf lassen grob einen negativen Einfluss auf die Thermodynamik des Motors vermuten. Hauptursache dafür sind die längeren Flammenwege. Diese erhöhen die Klopfneigung des Motors, das wirkt sich wiederum negativ auf die Leistung und den Wirkungsgrad aus.

Für diese Untersuchung werden die beiden Bohrungsvarianten am Motorprüfstand vermessen. Das Messprogramm, das aus Lastschnitten und Vollastkurven besteht wird in drei verschiedenen Konfigurationen gemessen, dabei werden zum einen zwei verschiedene Abgasanlagen untersucht und zum anderen wird mit einer Ansaugluftvariation das Vollastverhalten bei hohen Temperaturen getestet.

Der Vergleich der beiden Bohrungen zeigt vorteile der D82-Bohrung auf, durch die niedrigere Klopfneigung können frühere MFB50-Lagen gefahren werden so weist die D82-Bohrung Verbrauchs- und Leistungsvorteile auf.



# Abstract

In this thesis two different bore/stroke ratios will be compared. With the main regard on the thermodynamics in the upper break range of the engine. In this study the performance of the two different bore/stroke ratios is one of the main characteristics for the analysis, but also aspects as efficiency and emissions will be analyzed and compared. The wider bore with the same piston displacement and the same cylinder-head could bring negative consequences regarding the thermodynamics of the engine. The main reason for this effect will probably be the longer flamepath. These would increase the possibility of knocking in the engine. That would decrease the efficiency of the engine. The measuring program consists of load cuts and full brake measurements. The base program will be measured with 3 different boundary conditions. These ensure different possibilities for comparison but also test the engine under extreme conditions. At first the current series engine is tested. Afterwards the engine gets modified. Only the parts which are necessary for changing the bore/stroke ratio will be replaced. The engine block, the pistons, the connecting rods, the compensating shafts and the cylinder head seal. Using a lot of the same parts for both of the measurements increases the reproducibility of the results.



# Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Abkürzungen	ix
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen</b>	<b>3</b>
2.1 Klopfen	3
2.2 50 %-Umsatzpunkt	4
2.2.1 Wirkungsgrad	5
2.2.2 Spitzendruck	6
2.2.3 Abgastemperatur	7
<b>3 Motoren</b>	<b>9</b>
3.1 Motordaten	9
3.2 Geometrische Veränderungen	10
3.2.1 Reibungsreduktion	10
3.2.2 Höhere Wandwärmeverluste	11
3.2.3 Höhere Klopfneigung	12
3.3 Prognose	13
<b>4 Prüfstand</b>	<b>15</b>
4.1 Prüfstands Aufbau	15
4.1.1 Messtechnik	15
4.1.2 Konditionierung	17
4.2 Motorumbau	17
<b>5 Messungen</b>	<b>19</b>
5.1 Messprogramm	19
5.1.1 Vollastlinie	19
5.1.2 Lastschnitte im Low-End-Torque-Bereich	20
5.1.3 Lastschnitte im Nennleistungsbereich	20
5.1.4 Referenzpunkte	21
5.2 Methodik	21
5.2.1 Manueller Betrieb	21
5.2.2 Klopfgrenze	21
5.3 Prüfstandsbetrieb	25
5.3.1 Winkelmarkengeber	25

5.3.2	Ladedruckverlust . . . . .	26
5.3.3	Öldruck . . . . .	27
5.3.4	Resonanzschwingung und -geräusch . . . . .	28
<b>6</b>	<b>Messdatenanalyse</b>	<b>31</b>
6.1	Volllast . . . . .	31
6.1.1	Drehmoment und Leistung . . . . .	31
6.1.2	Zündwinkel, 50%-Umsatzpunkt und Klopfen . . . . .	31
6.1.3	Abgastemperaturen . . . . .	33
6.1.4	Emissionen und Verbrauch . . . . .	33
6.1.5	Reibung . . . . .	36
6.2	Spitzendrücke und Druckgradienten . . . . .	37
6.2.1	Lasstschnitt 5000 /min . . . . .	37
6.2.2	Lasstschnitt 6000 /min . . . . .	41
6.3	Temperaturen im Abgas . . . . .	45
6.4	Emissionen . . . . .	46
6.4.1	HC . . . . .	47
6.4.2	CO . . . . .	47
6.4.3	NO <sub>x</sub> . . . . .	48
6.4.4	Emissionen nach dem 3-Wege-Katalysator . . . . .	49
6.5	Verbrauch . . . . .	51
6.5.1	Lasstschnitt 1250 /min . . . . .	51
6.5.2	Lasstschnitt 5000 /min . . . . .	51
6.5.3	Lasstschnitt 6000 /min . . . . .	52
6.6	Vergleich der drei Varianten des Messprogramms . . . . .	53
6.6.1	50%-Umsatzpunkt . . . . .	53
6.6.2	Lade- und Abgasgegendruck . . . . .	54
6.6.3	Lastschnitte . . . . .	55
6.7	Vergleich zweier Messpunkte . . . . .	56
6.7.1	Druckgradienten . . . . .	56
6.8	Variation des Zündzeitpunktes bei 1500 /min . . . . .	59
<b>7</b>	<b>Resultat und Ausblick</b>	<b>61</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>63</b>

# Formelzeichen und Abkürzungen

## Lateinische Formelzeichen

$b$	mm	Bohrungsdurchmesser
$b_e$	g/(kW h)	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
$c$	m/s	Geschwindigkeit
$d$	mm	Durchmesser; Bohrungsdurchmesser
$h$	mm	Kolbenhub
$l$	m	Länge
$L_{st}$	kg L/kg B	stöchiometrischer Luftbedarf
$m$	kg	Masse
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$M_d$	Nm	Drehmoment
$M_e$	Nm	effektives Drehmoment
$n$	min <sup>-1</sup>	Drehzahl
$p$	bar, Pa	Druck
$P$	(k)W	Leistung
$P_e$	kW	effektive Leistung
$Q$	J	Wärme
$dQ_B/d\varphi$	J/°KW	Brennverlauf
$dQ_H/d\varphi$	J/°KW	Heizverlauf
$dQ_W/d\varphi$	J/°KW	Wandwärmeverlauf
$t$	°C	Temperatur
$t$	s	Zeit
$T$	K	thermodynamische Temperatur
$v$	m <sup>3</sup> /kg	spezifisches Volumen
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$V_c$	m <sup>3</sup>	Kompressionsvolumen
$V_h$	m <sup>3</sup>	Hubvolumen
$V_H$	m <sup>3</sup>	Hubvolumen des gesamten Motors
$w$	kJ/l	spezifische Arbeit
$w_i$	kJ/l	spezifische innere Arbeit
$w_e$	kJ/l	spezifische effektive Arbeit
$W$	J	Arbeit

## Griechische Formelzeichen

$\varepsilon$	–	Verdichtungsverhältnis
$\eta$	–	Wirkungsgrad
$\eta_e$	–	effektiver Wirkungsgrad
$\eta_i$	–	innerer (indizierter) Wirkungsgrad
$\eta_m$	–	mechanischer Wirkungsgrad
$\lambda$	–	Luftverhältnis, Luftzahl
$\varphi$	° KW	Kurbelwinkel

## Indizes und Abkürzungen

ATL	Abgasturbolader	NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid
CO	Kohlenmonoxid	NO <sub>x</sub>	Stickoxide
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid	O <sub>2</sub>	Sauerstoff
DI	Direct Injection (Direkteinspritzung bzw. Direkteinblasung)	OT	oberer Totpunkt
HC	Kohlenwasserstoff	ROZ	Research Oktanzahl
KW	Kurbelwelle; Kurbelwinkel	UT	unterer Totpunkt
LLK	Ladeluftkühler	<i>v</i>	Volumen
LS	Lastschnitt	Ww	Wandwärme
MFB	Mass Fraction Burnt	ZH	Zündhaken
MP	Messpunkt	ZOT	Zünd-OT
NO	Stickstoffmonoxid	Zyl	Zylinder
		ZZP	Zündzeitpunkt



# 1 Einleitung

Moderne Verbrennungsmotoren werden an immer höheren Standards gemessen. So stehen nicht nur Verbrauch, Effizienz und Emissionen im Vordergrund, sondern auch die Laufruhe und die Akustik. Zur Steigerung des Fahrkomforts wird eine Verkleinerung des Hub-Bohrungsverhältnisses in Betracht gezogen, in dieser Arbeit wird diese Maßnahme mit Hinblick auf die Vollast des Motors untersucht. Neben der Leistung werden die oben genannten Aspekte moderner Motorenentwicklung ebenfalls beleuchtet. Am Motorprüfstand werden die Auswirkungen auf die Leistungskennzahlen der Vollast bewertet. Dafür wird ein Motor am Prüfstand vermessen (Basismessung) und anschließend auf das neue Hub-Bohrungsverhältnis umgebaut. Zuerst werden einige Grundlagen der Thermodynamik von Ottomotoren beschrieben die für diese Arbeit von besonderer Wichtigkeit sind. Anschließend soll der Versuchsträger und seine Modifikation genauer vorgestellt werden. Außerdem wird versucht, eine Vorhersage über die Auswirkungen der Änderung des Hub-Bohrungsverhältnisses zu treffen. Danach werden Prüfstands Aufbau und Messtechnik kurz beschrieben bevor die Vorgehensweise bei den Messungen und das Messprogramm genauer beschrieben wird.

Die Messergebnisse werden analysiert und diskutiert. Dabei stehen vor allem der 50%-Umsatzpunkt, die auftretenden Druckgradienten, Verbrauch und Emissionen im Vordergrund. Schließlich werden die Ergebnisse kurz zusammengefasst und ein Ausblick in Bezug auf die Ergebnisse dieser Arbeit formuliert.



## 2 Grundlagen

Im Nachfolgenden Kapitel sollen verbrennungsrelevante, thermodynamische Grundlagen des Ottomotors beschrieben werden, die für diese Arbeit von besonderer Bedeutung sind.

### 2.1 Klopfen

Als Klopfen, oder klopfende Verbrennung wird eine spontane, durch Druck- und Temperatursteigerung herbeigeführte Selbstzündung des noch unverbrannten Kraftstoff-Luft-Gemischs im Ottomotor bezeichnet. Eine klopfende Verbrennung kann unter Umständen sofort zu einem Totalschaden beim Motor führen. Die Druckspitzen die durch dieses Phänomen im Brennraum hervorgerufen werden, können ein Vielfaches des Spitzendrucks bei einer normalen Verbrennung betragen. Dadurch können beispielsweise Oberflächen der angrenzenden Bauteile stark beschädigt werden und zu einem Verreiben des Kolbens im Zylinder führen. Diese Art der Selbstentzündung des Verbrennungsgases stellt einen limitierenden Faktor, hinsichtlich Wirkungsgrad und maximalen Mitteldruck des Ottomotors dar [1].

**Auftreten** Während der Verbrennung im Zylinder eines Ottomotors, breitet sich die Flamme ausgehend von der Zündkerze aus. Gleichzeitig finden in dem noch unverbrannten Kraftstoff-Luft-Gemisch im Brennraum Vorreaktionen für eine Selbstzündung statt. Durch inhomogene Verteilung von Druck, Temperatur und Luftverhältnis im Brennraum finden diese Vorreaktionen unterschiedlich schnell statt. Kommen diese Vorreaktionen an einer bestimmten Stelle zum Abschluss bevor die Flammenfront diese erreicht, kommt es zur Selbstzündung. Dabei hängt die Geschwindigkeit der Flammenausbreitung durch die Selbstzündung von dem Druck und der Temperatur im Brennraum ab. Bei hohen Temperaturen und Drücken übersteigt die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit jene einer normalen Verbrennung um einige Zehnerpotenzen. Dementsprechend starke Druckwellen entstehen, diese stellen eine große Gefahr für den Motor dar. Das durch eine klopfende Verbrennung verursachte Geräusch wird als Klopfen, oder Klingeln wahrgenommen deshalb wird dieses Phänomen so bezeichnet [1].

**Einfluss des Kraftstoffs** Der Kraftstoff, genauer die Klopfestigkeit des Kraftstoffes hat großen Einfluss auf das Klopfverhalten eines Motors. Bei dieser Arbeit konnten alle Messungen mit demselben Kraftstoff (aus einer Charge) durchgeführt werden. So konnte der Einfluss unterschiedlicher Kraftstoffeigenschaften bei dieser Arbeit vermieden werden.

Die Klopfestigkeit eines Kraftstoffes wird anhand der Oktan-Zahl angegeben. Die Oktan-Zahl wird bei genormten Untersuchungen ermittelt. Der Kraftstoff wird einem Gemisch aus

Isooktan, klopfest und n-Heptan, klopfreudig gegenübergestellt. Die Oktanzahl gibt den Volumenanteil von Isooktan im Vergleichskraftstoff mit derselben Klopfestigkeit an.

Die Klopfestigkeit des Kraftstoffes hat direkten Einfluss auf die Verbrennungsschwerpunktlage und somit auf den Wirkungsgrad der Verbrennung.

**Limitierung der Brennraumgeometrie** Die Brennraumgeometrie hat einen Einfluss auf die Klopfneigung des Motors. Das Verdichtungsverhältnis z. B. bedingt maßgeblich die Spitzendrücke im Zylinder, dieses ist daher durch das Klopfen beim Ottomotor begrenzt. Aber auch die genaue konstruktive Ausführung des Brennraums beeinflusst die Klopfneigung. Zusammen mit der Ladungsbewegung bestimmt diese die Brenndauer im Zylinder. Längere Flammenwege, die durch eine breitere Bohrung entstehen, stellen somit (bei gleichbleibender Ladungsbewegung) den Vorreaktionen mehr Zeit zur Verfügung zum Abschluss zu kommen. Das Risiko einer klopfenden Verbrennung steigt. Den Vorreaktionen die Zeit zu nehmen zum Abschluss zu kommen ist ein sehr guter Weg das Klopfen zu Vermeiden, so wird versucht durch hohe Ladungsbewegung die turbulente Flammengeschwindigkeit zu erhöhen, die normale Verbrennung soll von statten gegangen sein bevor die Vorreaktionen zum Abschluss kommen. Die Verbrennungsdauer bei einem ausgeführten Motor, in Grad Kurbelwinkel ausgedrückt, bleibt annähernd konstant. Das bedeutet, dass bei höheren Drehzahlen die Verbrennungsdauer absolut, also in Zeit gemessen, geringer ist als bei niedrigen. Damit sinkt die Wahrscheinlichkeit, dass Klopfen auftreten kann stark. Die Verbrennungsdauer kann aber auch durch andere Eingriffe in die Motorgeometrie verkürzt werden. Die Ladungsbewegung wird hauptsächlich von der Einlasskanalgeometrie bestimmt. Durch eine Steigerung der Ladungsbewegung kann die Brenndauer verkürzt werden[1].

**Einfluss auf die Betriebsparameter des Motors** Neben der Brennraumgeometrie und dem Kraftstoff bestimmen auch Betriebsparameter wie Zündzeitpunkt und der Zustand des Kraftstoff-Luft-Gemisches im Brennraum die Klopfneigung des Motors maßgeblich. Der Zustand der Zylinderfüllung vor dem Verbrennungsbeginn (Druck, Temperatur und die Zusammensetzung) bestimmen gemeinsam mit dem Zündzeitpunkt die maximalen Temperaturen und Drücke die im Zylinder erreicht werden. Druck und Temperatur der Zylinderfüllung können zwar beeinflusst werden, im Fahrzeug aber z. B. durch den Ladeluftkühler nur sehr begrenzt, bzw. von den Umgebungsbedingungen abhängig.

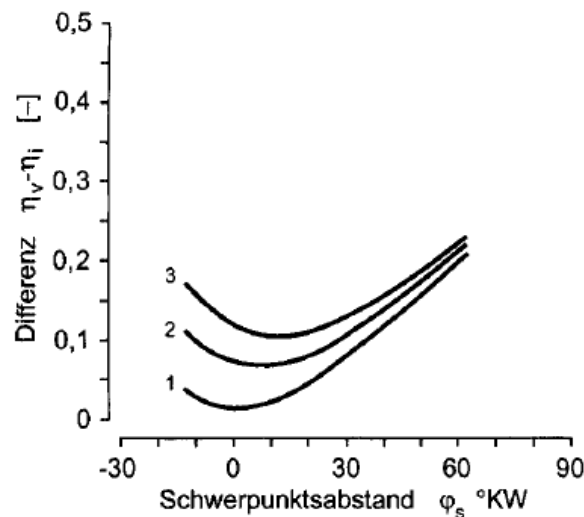
Als wichtigster Einflussparameter während des Betriebs eines ausgeführten Ottomotors bleibt der Zündzeitpunkt, der direkt auf das Klopfen Einfluss nimmt. Dieser kann von einem Verbrennungszyklus auf den anderen verstellt werden und so sehr schnell auf die Ereignisse im Brennraum reagieren.

## 2.2 50 %-Umsatzpunkt

Es soll kurz zusammengefasst werden wie sich unterschiedliche Schwerpunktlagen auf die verschiedenen Betriebsparameter auswirken. Der Verbrennungsschwerpunkt ist der Flächenschwerpunkt der Fläche unter dem Brennverlauf. Der Brennverlauf kann nicht direkt gemessen werden, durch die Drucksensoren im Zylinder kann lediglich der Heizverlauf berechnet werden.

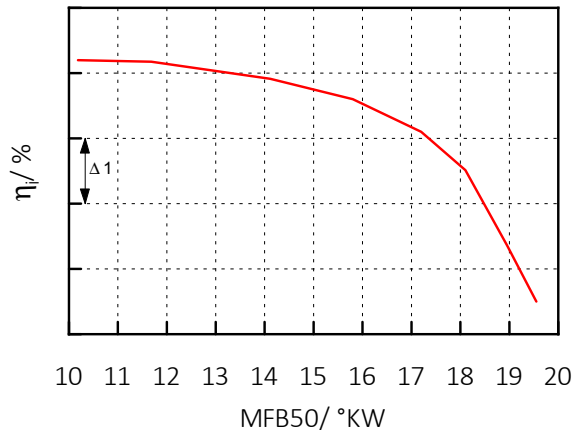
Dabei wird der 50 %-Umsatzpunkt (MFB50, mass fraction burned 50%; Zeitpunkt zu dem 50 % der eingespritzten Kraftstoffmasse verbrannt sind) bestimmt. Der 50 %-Umsatzpunkt wird als Ersatzparameter für den nicht genau bestimmbaren Verbrennungsschwerpunkt verwendet. Der MFB50 wird meist in Bezug auf den ZOT angegeben. Während der Messungen wurde der MFB50 über die Indizierung errechnet. Aus dem Zylinderdrucksignal wird über das schnelle Heizgesetz der Heizverlauf im Zylinder bestimmt. Dabei wird der MFB50 des Heizverlaufs als Verbrennungsschwerpunkt angenommen.

### 2.2.1 Wirkungsgrad



**Bild 2.1:** Wirkungsgradeinbußen durch den Wandwärmeeübergang,  
1 kein WWÜ, 2 einfacher WWÜ, 3 doppelter WWÜ [1]

Der Wirkungsgrad ist von der Lage des Verbrennungsschwerpunktes abhängig. Die optimale Lage des Verbrennungsschwerpunktes liegt bei PKW-Ottomotoren bei ca 6 °KW bis 10 °KW. Der Wandwärmeeübergang begründet die Tatsache, dass der optimale Verbrennungsschwerpunkt nicht im ZOT liegt. Frühere Schwerpunktlagen als 6 °KW bis 10 °KW bei den PKW-Ottomotoren führen zu höheren Drücken und Temperaturen, diese verstärken zum einen den Wandwärmeeübergang und senken den Wirkungsgrad, aber belasten auch die Bauteile stärker und sind auch deshalb zu vermeiden. Bild 2.1 zeigt die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Lage des Verbrennungsschwerpunktes und den Einfluss des Wandwärmeeübergangs auf die optimale Schwerpunktlage. Ohne WWÜ und BlowBy würde der Bereich der optimalen Schwerpunktlage in der Nähe des ZOT liegen. Die Darstellung zeigt ebenfalls, dass sich die Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Verbrennungsschwerpunkt nicht linear verhält, sondern mit zunehmendem Abstand vom optimalen Bereich stärker zum Tragen kommt.



**Bild 2.2:**  $N_{\text{mot}} = 1000 / \text{min}$ ;  $w_e \approx 0.7 \text{ kJ/l}$   
gemessen mit der D84-Bohrung

**Einfluss des Klopfens auf den Verbrennungsschwerpunkt** Die klopfende Verbrennung ist einer der limitierenden Faktoren bei der Wirkungsgradsteigerung der Verbrennung von Ottomotoren im oberen Lastbereich. Das Klopfen wird auch vom thermodynamischen Zustand des Verbrennungsgases vor der Verbrennung bestimmt, maßgeblich von Druck und Temperatur. Sie hängen vom Zustand der Ladeluft ab. Aber auch das Verdichtungsverhältnis hat großen Einfluss auf den thermodynamischen Zustand des Kraftstoff-Luft-Gemisches vor Verbrennungsbeginn. Durch das Klopfen wird das Verdichtungsverhältnis des Ottomotors begrenzt, dieses hat direkten Einfluss auf den Wirkungsgrad des Motors. Die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Schwerpunktlage der Verbrennung wurde durch eine Messung veranschaulicht. Das Bild 2.2 zeigt den inneren Wirkungsgrad,  $\eta_i$  abhängig von der Schwerpunktlage. Anhand dieser Messung ist eindeutig zu erkennen, dass mit zunehmendem Abstand des MFB50 vom ZOT der Wirkungsgrad des Motors abnimmt.

### 2.2.2 Spitzendruck

Wie vorher kurz angedeutet wird der Spitzendruck stark durch die Schwerpunktlage, bzw. den Zündzeitpunkt beeinflusst. Bild 2.3 veranschaulicht anhand eines idealisierten Kreisprozesses den thermodynamischen Unterschied von späteren Zündzeitpunkten. Mit den getroffenen Annahmen von isentroper Kompression und Expansion und einer isochoren Verbrennung werden im Bild 2.3 zwei verschiedene Zündzeitpunkte dargestellt. Im Fall A, (1-2-3-4-1) wird im ZOT gezündet und im Fall B (1-2'-3'-4'-1) einige Grad Kurbelwinkel später. Im Fall B sind der theoretisch erreichte Spitzendruck  $p_{3'}$  und die Spitzentemperatur  $T_{3'}$  niedriger. Der Grund dafür ist der spätere Zündzeitpunkt. Durch die Zündung nach dem ZOT findet die Verbrennung im Zylinder in einem größeren Volumen  $v_{2'} < v_2$  statt. So wird bei der gleichen Energiefreisetzung durch die Verbrennung ein niedriger Spitzendruck  $p_{3'} < p_3$  und eine niedrigere Spitzentemperatur  $T_{3'} < T_3$  erreicht. Im Fall B wird eine höhere Entropie erreicht als im Fall A, die Expansion erfolgt auf dasselbe Anfangsvolumen, dabei sind Endtemperatur  $T_{4'}$  und Enddruck  $p_{4'}$  höher als im Fall A.

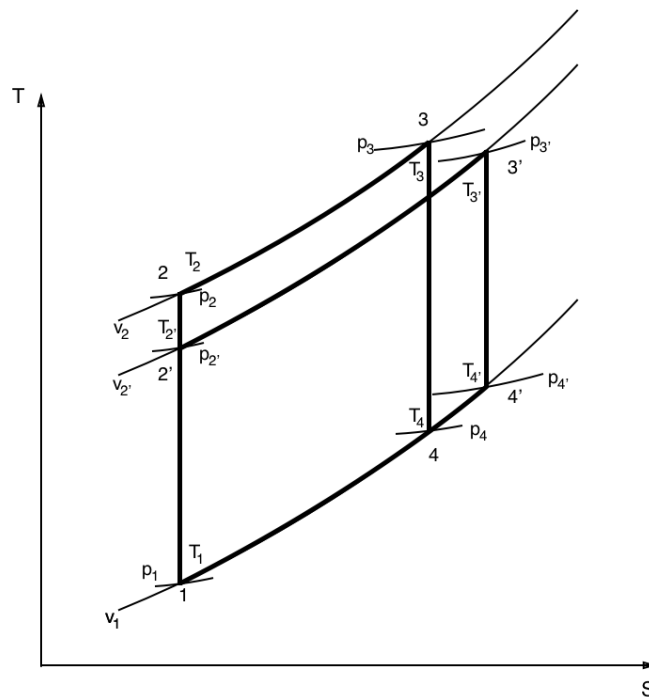


Bild 2.3: idealisierter Kreisprozess im TS-Diagramm

### 2.2.3 Abgastemperatur

Die Abgastemperatur wird ebenfalls von dem Zündzeitpunkt mitbestimmt. Bei späten Schwerpunktlagen kann weniger Energie in Volumenänderungsarbeit umgesetzt werden (wie in Bild 2.3) und mehr Energie wird als Abgasenthalpie aus dem Zylinder geschoben. Dabei werden im Abgas höhere Temperaturen erreicht. Im Bereich der Volllast können die höheren Temperaturen negative Auswirkungen auf Verbrauch und Emissionen nach sich ziehen. Wird die Temperaturgrenze von Bauteilen im Abgasstrang erreicht, wird durch Anreicherung des Kraftstoff-Luft-Gemisches mit Kraftstoff die Verbrennungstemperatur gesenkt und somit auch die Temperatur des Abgases. Das fette Kraftstoff-Luft-Gemisch wirkt sich negativ auf den Verbrauch aus, positiv auf die NO<sub>x</sub>-Bildung (niedrigere Verbrennungstemperatur und Sauerstoffmangel), negativ auf die CO-, und HC-Bildung durch Sauerstoffmangel. Durch die Abweichung des Luftverhältnisses vom stöchiometrischen Luftverhältnis sinken auch die Konvertierungsraten des 3-Wege-Katalysators.





## 3 Motoren

Der Grundmotor der für diese Untersuchung herangezogen wurde, ist ein B48A20 der oberen Leistungsklasse. Ein aufgeladener Vierzylinder-Ottomotor aus der Baukastenreihe der BMW-Motoren (siehe Bild 3.1). Der mit einem Abgasturbolader aufgeladene Motor verfügt über Direkteinspritzung und einen vollvariablen Ventiltrieb einlassseitig (Valvetronic), auf der Auslassseite kann nur der Öffnungszeitpunkt verstellt werden, der Hub nicht. Es handelt sich um eine Querausführung, d. h. der Motor wird quer zur Fahrtrichtung in das Fahrzeug eingebaut.



**Bild 3.1:** Der Serienmotor der BMW-Baukastenreihe B48B20O0, Längsvariante [bmw.de]

### 3.1 Motordaten

In Tabelle 3.1 werden die geometrischen Eckdaten des Motors dargestellt und die untersuchte Hub-Bohrungsvariante zum Vergleich angeführt.

**Tabelle 3.1:** Motordaten der untersuchten Versuchsträger

Eigenschaft	82er Bohrung	84er Bohrung	Einheit
Hub	94.6	90.2	mm
Bohrung	82	84	mm
Hub-Bohrungs- Verhältnis	1.15	1.07	–
Verdichtungs- verhältnis	10.12	10.08	–
Pleuel	148.2	150.2	mm
Kröpfung	47.8	45.1	mm
Schubstangen- verhältnis	0.319	0.300	–
Einzel-Hubraum	499.6	499.6	cm <sup>3</sup>
Gesamt-Hubraum	1998.3	1998.3	cm <sup>3</sup>
Zylinder	4	4	–
Hauptlagerdurchmesser	50	50	mm

## 3.2 Geometrische Veränderungen

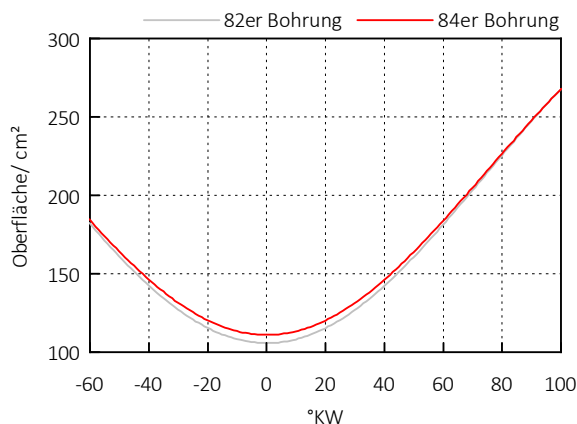
Die Änderung des Hub-Bohrungsverhältnisses wird mit einer größeren Bohrung und einem geringeren Hub erreicht. Das Hubvolumen bleibt dabei konstant. Theoretische Überlegungen anhand der geometrischen Veränderungen lassen eine Prognose über die Auswirkungen der Veränderungen auf das Vollasterhaltens des Motors zu.

- Reibungsreduktion
- höhere Wandwärmeverluste
- höhere Klopfneigung
- niedrigere Druckgradienten

### 3.2.1 Reibungsreduktion

Zwei der vorgenommenen konstruktiven Maßnahmen sollten zu einer Reibungsreduktion beitragen. Der geringere Hub bedeutet natürlich auch eine geringere Kröpfung der Pleuelwelle. Eine geringere Kröpfung der Pleuelwelle verringert den maximal möglichen Winkel zwischen Pleuel und Zylinderwand. In Bild 3.2 sind die beiden unterschiedlichen maximalen Winkel ( $\alpha_1$  und  $\alpha_2$ ) die der Pleuel zur Zylinderwand einnehmen kann, zu sehen. Dieser Winkel bestimmt die Normalkraft vom Pleuel auf die Zylinderwand und damit direkt die Reibungskraft zwischen Pleuel, bzw. Pleuelringe und Zylinderwand. Mit der D84-Bohrung wurde auch ein





**Bild 3.3:** Verlauf der Brennraumoberfläche, über die Geometriedaten errechnet (idealisierte Annahme eines zylindrischen Brennraums), der beiden Hub-Bohrungsverhältnisse

### 3.2.3 Höhere Klopfneigung

Die größere Bohrung weist einen größeren Radius von der Zündkerze zur Zylinderwand auf, d. h. die Flammenwege werden verlängert. Diese Verlängerung des Weges sollte, bei gleichbleibender Ladungsbewegung die Brenndauer im Zylinder erhöhen. Dies würde die Zeit in der eine klopfende Verbrennung auftreten kann verlängern und dadurch die Wahrscheinlichkeit erhöhen, dass es zu einer klopfenden Verbrennung kommt. Diese höhere Klopfneigung würde sich negativ auf die Schwerpunktlage der Verbrennung im Zylinder auswirken und damit den Wirkungsgrad des Motors reduzieren [6].

**Druckgradienten** Die auftretenden Druckgradienten im Zylinder haben einen großen Einfluss auf die Akustik des Motors [3]. Die Druckgradienten sollten mit der längeren Brenndauer im Zylinder gesenkt werden können. Die im Kraftstoff chemisch gebundene Energie wird bei einer langsameren Verbrennung langsamer in Druck und Temperatur im Brennraum umgewandelt. Die Druckgradienten fallen nicht so hoch aus wie bei einer schnelleren Verbrennung.

Spätere Schwerpunktlagen können diesen Effekt verstärken. Der globale Druckgradient im Zylinder setzt sich aus der durch die Kompression des Brennraumes durch den Kolben hervorgerufenen Druckänderung und aus dem durch die Verbrennung verursachten Druckanstieg zusammen. Die Kompression des Kraftstoff-Luft-Gemisches durch den Kolben ist durch die Motorgeometrie an die Drehung der Kurbelwelle gekoppelt. Der Druckanstieg durch die Verbrennung hängt vom Brennverlauf und dessen Lage ab. Die Position dieser beiden Druck erhöhungen zueinander bestimmt den globalen Druckgradienten maßgeblich mit. Bei einer klopfenden Verbrennung wird der auftretende max. Druckgradient hauptsächlich von dem Klopfen bestimmt.

Spätere Schwerpunktlagen haben noch einen weiteren Einfluss auf den Druckgradienten. Wird später verbrannt, so steht dem Verbrennungsgas mehr Volumen zur Verfügung um sich auszubreiten, dies senkt den Spitzendruck im Vergleich.

### 3.3 Prognose

Die genannten Nachteile werden insgesamt zu einer Verschlechterung des inneren Wirkungsgrades führen. Der vermutliche Reibungsvorteil sollte einen höheren mechanischen Wirkungsgrad ermöglichen. Dieser würde die Einbusen bei teilweise kompensieren können. Die Summe dieser Prognosen lässt eine negative Entwicklung der Leistungskennzahlen durch eine größere Bohrung erwarten.



# 4 Prüfstand

Die Untersuchungen erfolgten auf einem Motorprüfstand. Eine Asynchronmaschine bremst den Motor und kann ihn bei Bedarf auch schleppen. Raumluft, Motoransaug-, und Motoranblaseluft können jeweils separat konditioniert werden. Prüfwelle und Prüfstandswarte sind räumlich getrennt, den Versuchsträger kann man während der Messungen über eine Kamera beobachten.

## 4.1 Prüfstandsaufbau

Die Motoren wurden beide an dem selben Prüfstand aufgebaut. Es handelt sich um einen Palettenprüfstand, d.h. die Motoren wurden auf einer Palette vorbereitet und ausgerichtet. Die Palette musste am Prüfstand nur mehr festgeklemmt werden und der Motor ist richtig ausgerichtet am Prüfstand fixiert. Dieser wurde über eine Kardanwelle mit der Asynchronmaschine verbunden und über Motorlager auf der Palette fixiert. Beim Aufbau wurde das Serienschaltgetriebe aufgebaut, die Messungen wurden alle im fünften Gang (Übersetzung =1) gefahren. Der Motor wurde ohne die im Fahrzeug verbauten Ladeluftkühler und Motorkühlung aufgebaut. Die Kühlung am Prüfstand wurde von den Konditionieranlagen übernommen, sowohl die Motorkühlung als auch die Ladeluftkühlung.

### 4.1.1 Messtechnik

**Indizierung** Die beiden Hub-Bohrungsvarianten wurden mit demselben Motor vermessen, dabei war es ein Anliegen denselben Zylinderkopf zu verwenden (der Umbau des Versuchsträgers wird gegen Ende dieses Kapitels genauer beschrieben). Deshalb wurden selbst die Zylinderdrucksensoren beim Umbau des Motors nicht von dem Zylinderkopf gelöst. Die Niederdruckindizierung wurde nur am vierten Zylinder vorgenommen. Für die Indizierung wird die Drehzahl des Motors mit einem Indizierdrehwinkelmarkengeber gemessen, dieser wurde an dem Torsionsschwingungsdämpfer befestigt.

**OT-Bestimmung** Nach dem Aufbau des Motors wurde der thermodynamische Verlustwinkel bestimmt. Mittels Kapazitiver Sonde wird die exakte OT-Lage bestimmt und anschließend wird die Spitzendrucklage (dieser stellt sich unmittelbar vor dem ZOT ein) über eine geschleppte Druckkurve bestimmt. Die Differenz dieser beiden OT-Werte stellt den thermodynamischen Verlustwinkel ( $^{\circ}\text{KW}$  Abstand der Spitzendrucklage zum ZOT) dar. Durch Wandwärmeübergang stellt sich das Druckmaximum im Zylinder nicht im oberen Totpunkt, sondern vor dem ZOT ein. Der thermodynamische Verlustwinkel bei Pkw-Ottomotoren liegt bei ca.  $0,8^{\circ}\text{KW}$  (bei  $2000/\text{min}$ ). Mit dem so ermittelten thermodynamischen Verlustwinkel konnte

später täglich eine Kontrolle der OT-Lage mittels der geschleppten Druckkurve erfolgen. Diese Kontrolle wurde immer bei 2000 /min und derselben Motortemperatur durchgeführt.

**Drücke und Temperaturen** Luftführung und Abgasanlage werden von mehreren Druck- und Temperaturmessstellen überwacht. Diese werden paarweise angebracht, also jeweils eine Druckmessstelle und eine Temperaturmessstelle. Diese werden vor und nach den folgenden Bauteilen angebracht: Luftfilter, Verdichter, Ladeluftkühler, Drosselklappe, Turbine (je Scroll eine Messstelle) und Katalysator. Dazu kommen noch jeweils eine Messstelle im Sammler und im Katalysator. In Bild 4.1 ist der Motoraufbau schematisch dargestellt, darüber hinaus sind die Druck- und Temperaturmessstellen eingezeichnet

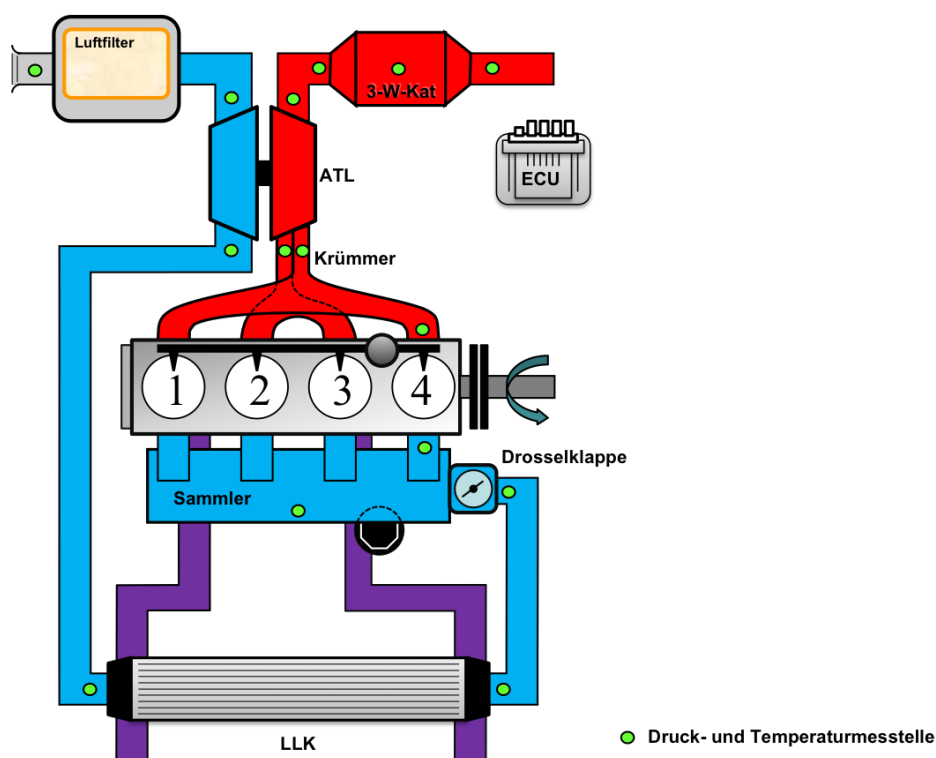


Bild 4.1: Schematische Darstellung des Motors

**Luftverhältnis** Neben den serienmäßig verbauten Lambdasonden wurde das Luftverhältnis zum einen über eine zusätzliche Lambdasonde nach dem Katalysator bestimmt und zum anderen über die Abgasanalyse errechnet.

**Abgasanalyse** Für die Abgasanalyse waren zwei Entnahmestellen vorgesehen, eine vor dem Katalysator und eine nach dem Katalysator. Das ermöglichte es zum einen die Rohemissionen des Motors zu erfassen als auch die Fahrzeugemissionen zu messen.



### 4.1.2 Konditionierung

**Kühlmittel** Die Konditionierung des Motorkühlmittels wurde über einen Wasser-Wasser Wärmeübertrager gewährleistet. Die Regelung bei diesen Messungen war auf die Kühlmitteltemperatur beim Wiederaustritt aus dem Motor geregelt.

**Ladeluft** Die Ladeluftkühlung wurde über einen Wasser-Luft-Wärmeübertrager vollzogen. Das Kühlmittel für diesen Ladeluftkühler wurde in einem eigenen Kühlkreislauf mit einem Wasser-Wasser-Wärmeübertrager über die Haustechnik konditioniert. Die Ladeluftkühlung wurde auf eine vorgegebene Sammlertemperatur geregelt.

**Motoransaugluft** Die Motoransaugluft, sowie Motoranblaseluft, wurden von der Haustechnik bereitgestellt.

**Kraftstoff** Alle Messungen werden mit demselben Kraftstoff durchgeführt. Einem ROZ95-Benzin, der aus einer Charge kam. Der Kraftstoff wurde ebenfalls auf eine best. Temperatur geregelt.

## 4.2 Motorumbau

Der Motor wurde Basisvermessen und danach mit möglichst vielen Gleichteilen auf das andere Hub-Bohrungsverhältnis umgebaut. Durch die wenigen veränderten Teile sollte der Einfluss der Bauteilstreuung auf die Messergebnisse möglichst klein gehalten werden und die Aussagekraft über die vorgenommene Änderung und ihre Auswirkungen gesteigert werden. Für den Umbau wurden deshalb nur die notwendigen Bauteile für diese Hub-Bohrungsänderung getauscht. Darunter waren das Kurbelgehäuse, die Kolben, die Kurbelwelle, die Pleuel, die Ausgleichswellen und die Zylinderkopfdichtung.



# 5 Messungen

Im folgenden Kapitel wird der Prüfstandsbetrieb sowie das Messprogramm und die Vorgehensweise beschrieben. Des Weiteren werden noch einige Schwierigkeiten und deren Lösung angeführt.

Ziel der Versuchsreihe ist es den Einfluss des abgeänderten Hub-Bohrungsverhältnisses zu eruieren. Dafür werden die Basiskonfiguration (in Folge: D82-Bohrung) und die umgebaute Variante (in Folge: D84-Bohrung) nacheinander an dem gleichen Prüfstand demselben Messprogramm unterzogen.

## 5.1 Messprogramm

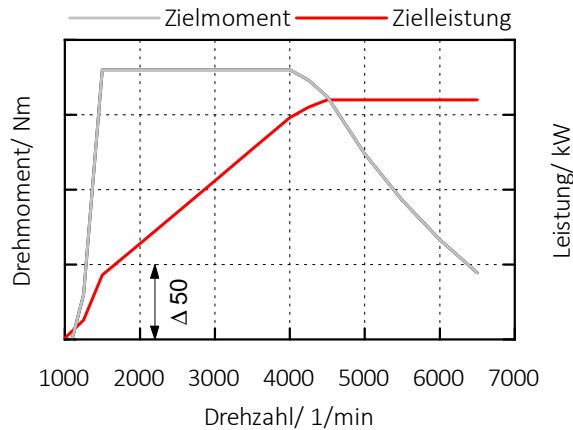
Das Basismessprogramm besteht aus fünf Lastschnitten sowie anschließendem Zündhaken und einer Vollastlinie. Dieses Programm wird mit drei verschiedenen Konfigurationen durchgeführt:

- Standardkonfiguration
- reduzierter Abgasgegendruck
- Heißland (höhere Ansauglufttemperatur).

Die Messungen mit dem reduzierten Abgasgegendruck versuchen den Einfluss einer Komfortabgasanlage im Vergleich zu einer Sportabgasanlage zu ermitteln. Der höhere Abgasgegendruck der Komfortabgasanlage wird bei den Standardmessungen durch eine Lochblende am Endrohr simuliert. Diese Gegendruckblende wird für die Messungen mit reduziertem Abgasgegendruck entfernt. Die Heißlandmessungen sollen den Motorbetrieb bei hohen Lufttemperaturen testen, dafür wird die Ansaugluft auf 35 °C geregelt. Die Sammlertemperaturen sind im Vergleich zu der Standardkonfiguration ebenfalls bis zu 15 °C höher. Die Heißlandmessungen werden mit der Gegendruckblende vorgenommen.

### 5.1.1 Vollastlinie

Das Messprogramm lässt sich in drei verschiedene Bereiche einteilen. Einer Vollastlinie, den Lastschnitten im unteren Drehzahl Bereich (des weiteren als LET, low end torque, bezeichnet) und den Lastschnitten im Nennleistungsbereich. Die Lastschnitte und Zündhaken im LET wurden bei 1000 /min, 1250 /min und 1500 /min durchgeführt. Die Lastschnitte inkl. Zündhaken die bei den Drehzahlen 5000 /min und 6000 /min gemessen wurden, stellen die Lastschnitte im Nennleistungsbereich dar. Die Vollastmessungen werden nach Zielkurve gefahren, diese ist im Bild 5.11 dargestellt. Das bedeutet Drehmoment oder Leistung werden nach einer vordefinierten Zielkurve angefahren.



**Bild 5.1:** Dieses Diagramm zeigt die Zielkurve des Motors

### 5.1.2 Lastschnitte im Low-End-Torque-Bereich

Bei den Lastschnitten im LET-Bereich wurde der Motor bei konstanter Drehzahl von der sog. Saugvolllast durch graduelles Schließen des Wastegates bis zum Volllastpunkt vermessen. Dabei wurden in Schritten von  $w_e = 0.1 \text{ kJ/l}$  Messpunkte gesetzt. Während der Messung blieben Drosselklappe und Ventilhub auf dem Maximum. Die Spreizung der Ventilhubkurven wurde während eines Lastschnittes ebenfalls nicht verändert. Vom Volllastpunkt aus wurde anschließend jeweils noch ein Zündhaken gemessen. Dabei wurde der Zündwinkel insgesamt drei Grad Kurbelwinkel nach spät verstellt und jede 0,5 Grad Kurbelwinkel ein Messpunkt gesetzt. Der Zündhaken dient als Vorhersage für die mögliche Leistung, für den später applizierten Motor im Fahrzeug. Diese  $3^\circ\text{KW}$  dienen als Vorhalt für die später aktive Klopfregelung gerechnet. So kann mit dem Zündhaken eine Aussage, über die im Fahrzeug erzielbare Leistung getroffen werden.

### 5.1.3 Lastschnitte im Nennleistungsbereich

Die Vorgehensweise bei den Messungen im Nennleistungsbereich bleibt weitestgehend dieselbe. Im Unterschied zum LET-Bereich werden die Temperaturgrenzen der Bauteile häufiger erreicht. für den Bauteilschutz wird das Kraftstoff-Luftgemisch mit Kraftstoff angereichert, das sog. Anfetten. Das fettere Gemisch senkt die Temperaturen im Brennraum und im Abgasstrang.

Auch im Nennleistungsbereich wurden mit der Schrittweite von  $w_e = 0.1 \text{ kJ/l}$  Messpunkte gesetzt. Der Volllastpunkt eines Lastschnittes wird im Nennleistungsbereich von den Bauteilgrenzen bestimmt.

### 5.1.4 Referenzpunkte

Der OT wurde zu Beginn jedes Messtages kontrolliert und eine Referenzmessungen durchgeführt. Die Kontrolle wurde mittels geschleppter Druckkurve und dem anfangs genau bestimmten thermodynamischen Verlustwinkel vorgenommen. Der Referenzpunkt wurde bei  $N_{\text{mot}} = 2000 / \text{min}$  und  $w_e = 0.2 \text{ kJ/l}$  festgelegt. Diese Routine sollte eventuelle Veränderungen am Motor, z. B. durch Schäden oder Verschleiß sichtbar machen. So sollten Fehler, oder zu starker Verschleiß frühzeitig erkannt werden.

## 5.2 Methodik

### 5.2.1 Manueller Betrieb

Die Messungen am Motor wurden in sog. geklemmten Zustand gefahren. D. h. die thermodynamisch relevanten Parameter wurden manuell eingestellt, deren Regelung war deaktiviert. So wurde die Drosselklappe, das Wastegate, der Ventilhub und die Ventilspreizung von Hand gesteuert. Darüber hinaus war die Klopfregelung der Motorsteuerung deaktiviert, ebenso der Bauteilschutz. Diese Einstellungen sind notwendig um die Reproduzierbarkeit der Messungen zu gewährleisten. Diese Regelungen der Motorsteuerung würden durch ihr unterschiedliches Verhalten bei verschiedenen Messungen die Reproduzierbarkeit beeinflussen. Dadurch, dass die Regelung unter unterschiedlichsten Bedingungen einen sicheren Betrieb des Motors gewährleisten muss, können zum Beispiel geforderte Grenztemperaturen mit aktivem Bauteilschutz gar nicht angefahren werden.

Die Regelung des Zündzeitpunktes und des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses wurde manuell vorgenommen.

### Regelungskriterien

Neben den Vorgaben von Drehzahl und Leistung wurden bei Messungen noch weitere Parameter geregelt. Es wurde versucht den Motor wirkungsgradoptimal zu betreiben. Dabei muss das Klopfen berücksichtigt werden (siehe 5.2.2), um den Motor nicht zu gefährden.

Darüber hinaus mussten die verschiedenen Bauteilgrenzen beachtet werden. Dabei handelt es sich um Druck und Temperaturgrenzen der Bauteile. Wurden z. B.: im Abgastrakt zu hohe Temperaturen gemessen musste die Anfettung zum Bauteilschutz von Hand vorgenommen werden. Die dafür vorgesehenen Schutzeinrichtungen in der Motorsteuerung wurden, wie schon erwähnt vor den Messungen deaktiviert.

### 5.2.2 Klopfgrenze

Bei den Messungen wurde der Motor an der Klopfgrenze betrieben. Dabei richtete sich die Regelung nach zwei Überwachungsgrößen. Diese werden von der Indizierung aus dem Zylinderdrucksignal errechnet. Dabei handelt es sich um die Klopfhärte,  $kp_{\text{peak}}$  [1] und des Maximum Amplitude of Pressure Oscillations [2],  $MAPO_{90}$ .

**$kp_{\text{peak}}$** 

Der  $kp_{\text{peak}}$  ist ein Maß für die Druckspitzen im Zylinder die durch eine klopfende Verbrennung verursacht werden. In den Bildern 5.2 und 5.3 wird die Bildung des  $kp_{\text{peak}}$  nachempfunden. Bild 5.2 zeigt den gemessenen Druckverlauf im Zylinder und das gefilterte Drucksignal. Vom gemessenen Drucksignal wird nun das gefilterte subtrahiert (siehe Gleichung 5.1), die resultierende Kurve  $p_K$  ist in Bild 5.3 dargestellt. Die maximale Amplitude dieser Schwingungen (siehe Gl. 5.2), stellt den  $kp_{\text{peak}}$  dar.

Für unsere Messungen wird der in Gleichung 5.3 ausgedrückte Grenzwert  $kp_{\text{peakN}}$  (ein tausendstel der Drehzahl) festgelegt, dieser hat sich in der langjährigen Erfahrung von BMW bewährt. Mit diesem wird die Klopfhärte einzelner Verbrennungszyklen betrachtet.

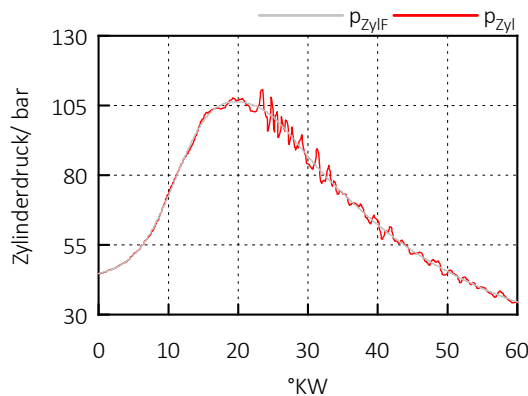
$$p_K = p_{\text{Zyl}} - p_{\text{ZylF}} \quad (5.1)$$

$kp_{\text{peak}}$  stellt den Maximalwert von  $p_K$  während eines Verbrennungszyklus dar.

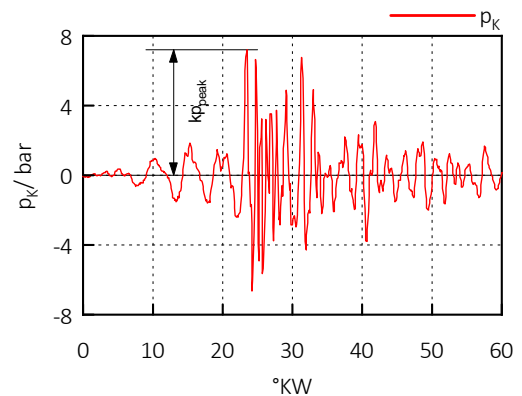
$$kp_{\text{peak}} = \max(p_K) \quad (5.2)$$

Während den Messungen gilt der Grenzwert:

$$kp_{\text{peakN}} := \frac{N_{\text{mot}}}{1000} [\text{bar}] \quad (5.3)$$



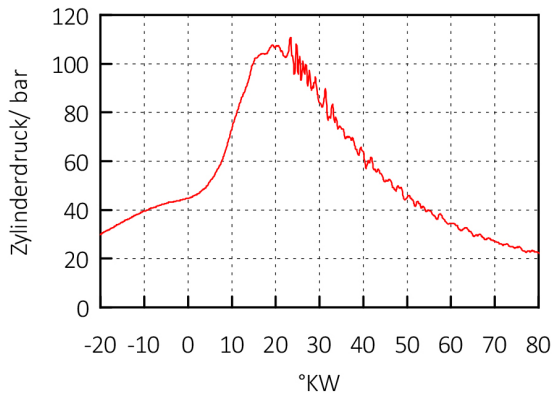
**Bild 5.2:**  $N_{\text{mot}} = 5500$  /min Zylinderdrucksignal, ungefiltert und gefiltert



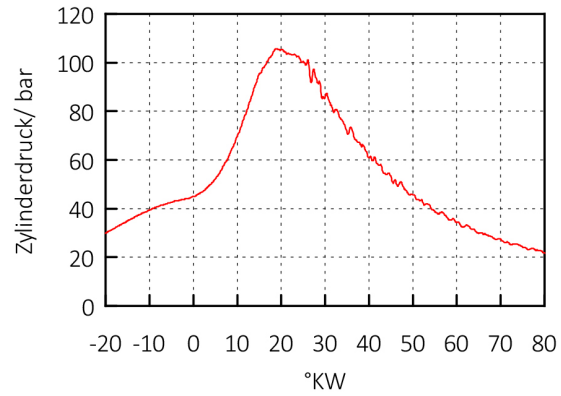
**Bild 5.3:** Darstellung der in Gleichung 5.1 gebildete Differenz von Rohsignal und dem gefiltertem Drucksignal

In Bild 5.4 und 5.5 sieht man jeweils einen Zylinderdruckverlauf, es handelt sich dabei um zwei Zyklen von einem Messpunkt einer Vollastlinie. Der Messpunkt wurde bei  $N_{\text{mot}} =$

5500 /min aufgezeichnet. Also gilt der Grenzwert  $kp_{\text{peakN}} = 5.5 \text{ bar}$ , dieser wird bei dem Zyklus links überschritten und beim Zyklus rechts nicht.



**Bild 5.4:** Zylinderdruckverlauf einer stark klopfenden Verbrennung,  $N_{\text{mot}} = 5500 \text{ 1/min}$   
 $kp_{\text{peak}} = 7,5 \text{ bar}$



**Bild 5.5:** Zylinderdruckverlauf einer leicht klopfenden Verbrennung,  $N_{\text{mot}} = 5500 \text{ 1/min}$   
 $kp_{\text{peak}} = 4,4 \text{ bar}$

Bis zu sechs Überschreitungen des  $kp_{\text{peak}}$ -Grenzwertes werden tolleriert. Da die Klopfereignisse sich bei jedem Verbrennungszyklus stark unterschiedlich zeigen können. So kann der Motor an einer definierten Klopfgrenze während der Messungen betrieben werden.

### MAPO<sub>90</sub>

Der  $MAPO_{90}$  betrachtet eine definierte Anzahl an Verbrennungszyklen (bei den vorgenommenen Messungen 256 Verbrennungszyklen, diese stellen gleichzeitig die aufgezeichneten Verbrennungszyklen eines Messpunktes dar), damit werden die Klopfereignisse während des Messpunktes beurteilt. Der  $MAPO_{90}$  gibt  $kp_{\text{peak}}$ -Wert an, der von 90% der betrachteten Verbrennungszyklen nicht überschritten wird ( $=kp_{\text{peak}90}$ ). Dieser  $kp_{\text{peak}90}$ -Wert wird im Verhältnis zu dem Grenzwert  $kp_{\text{peak}N}$  angegeben. Dadurch wird der  $MAPO_{90}$  zu einem dimensionlosen Verhältnis das zugleich unabhängig von der Drehzahl ist. So können drehzahlunabhängige Grenzen definiert werden.

$$MAPO_{90} = \frac{kp_{\text{peak}90}}{kp_{\text{peak}N}} \quad (5.4)$$

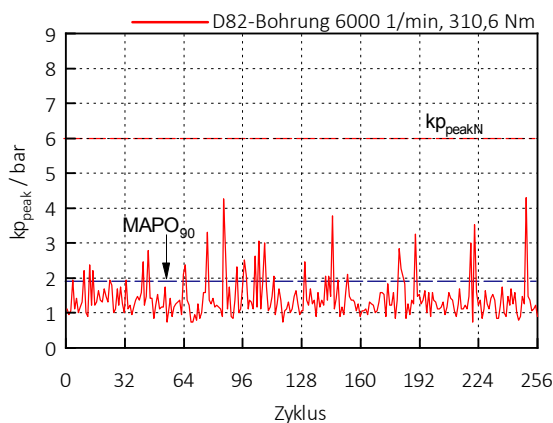
Die Grenzen:

$$0.3 < MAPO_{90} < 0.6 \quad (5.5)$$

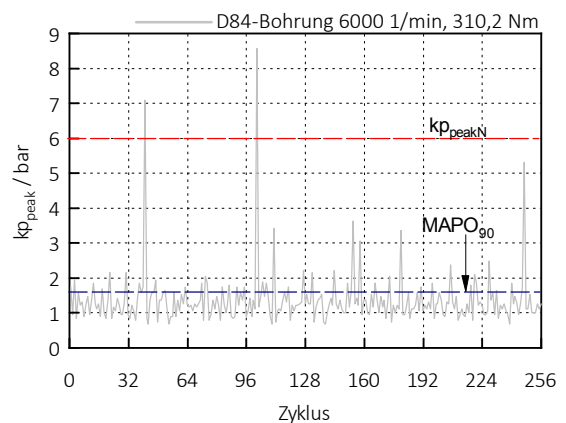
haben sich in langjähriger Praxis bei BMW bewährt.

Diese beiden Parameter in Kombination ( $kp_{\text{peak}}$  und  $MAPO_{90}$ ), erlauben sowohl die Überwachung der Klopfspitzen, als auch des Grundniveaus des Klopfens. Dadurch kann bei Einhaltung dieser Grenzen eine gute Reproduzierbarkeit der Messungen gewährleistet werden.

Im Bild 5.6 sehen sie die  $kp_{\text{peak}}$ -Werte eines Messpunktes bei 6000 /min der D82-Bohrung und im Bild 5.7 die  $kp_{\text{peak}}$ -Werte eines vergleichbaren Messpunktes mit der D84-Bohrung. Beide Messpunkte wurden bei 6000 /min und ziemlich genau bei gleicher Last gemessen. Man sieht die Grundtendenz der  $kp_{\text{peak}}$ -Werte ist bei beiden Messungen sehr ähnlich, jedoch weist die D84-Bohrung zwei bis drei Spitzenwerte auf welche die Spitzenwerte der Messung vom Basismotor übersteigen. Der zur D82-Bohrung gehörende  $MAPO_{90}$  ist mit  $MAPO_{90}=0,3188$  höher als der  $MAPO_{90}=0,2828$  der D84-Bohrung, obwohl die Spitzenwerte des  $kp_{\text{peak}}$  der D84-Bohrung die der D82-Bohrung übersteigen.



**Bild 5.6:** Die  $kp_{\text{peak}}$  Werte der 256 Zyklen mit der D82-Bohrung

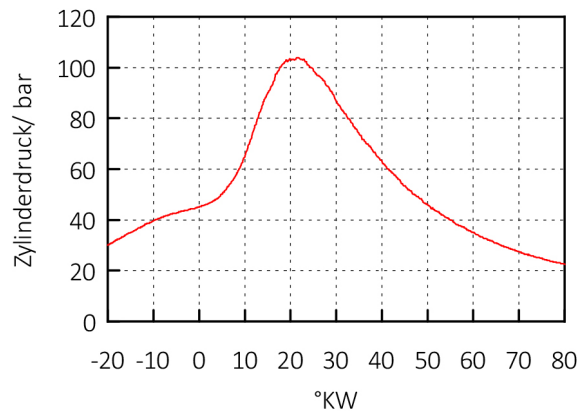


**Bild 5.7:** Die  $kp_{\text{peak}}$  Werte der 256 Zyklen mit der D84-Bohrung



Bei Messungen mussten daher diese beiden Parameter und die Verteilung von  $kp_{\text{peak}}$  mit Hilfe der Indizierung beobachtet werden um den sicheren Betrieb des Motors und die Vergleichbarkeit der Messungen zu gewährleisten zu können. Dabei soll  $MAPO_{90}$  möglichst ähnlich sein, der Grenzwert  $kp_{\text{peakN}}$  (in diesem Fall  $kp_{\text{peakN}} = 6 \text{ bar}$ ) darf aber nicht öfter als sechsmal überschritten werden.

### Nicht klopfende Verbrennung



**Bild 5.8:** Zylinderdruckverlauf einer nicht klopfenden Verbrennung,  $N_{\text{mot}} = 5500 \text{ 1/min}$   
 $kp_{\text{peak}} = 1,1 \text{ bar}$

Obwohl kein Klopfen während einer Verbrennung auftritt wird der Überwachungsparameter  $kp_{\text{peak}}$  dabei nicht null. Das ist auf Grundschwingungen im Zylinderdrucksignal zurückzuführen. Diese werden durch die Bestimmung des  $kp_{\text{peak}}$  als leichtes Klopfen interpretiert. Der Zylinderdruckverlauf der nicht klopfenden Verbrennung in Bild 5.8 zeigt die leichten Schwankungen im Zylinderdrucksignal. Der  $kp_{\text{peak}}$  Wert ist mit 1 weit von dem Grenzwert,  $kp_{\text{peakN}}$  entfernt. Das durch diese Schwankungen verursachte Grundniveau des Parameters  $kp_{\text{peak}}$ , behindert die Überwachung des Klopfens nicht, da dieses im Verhältnis zum Grenzwert klein ist.

## 5.3 Prüfstandsbetrieb

Während des Betriebs am Prüfstand kommt es immer wieder zu unvorhergesehenen Störungen des normalen Prüfablaufes. Hier sollen einige erwähnt und deren Lösung beschrieben werden.

### 5.3.1 Winkelmarkengeber

Die manuelle Regelung des Motors, vor allem des Zündwinkels ist eine große Herausforderung. Vor allem unvorhergesehenen Veränderungen des thermodynamischen Zustands des

Kraftstoff-Luft-Gemisches vor der Verbrennung, z. B. der Sammlertemperatur erfordern rasche Verstellung des Zündwinkels um Klopfen zu vermeiden. Bleibt eine Reaktion aus könnte im schlimmsten Fall ein Motorschaden die Folge sein. Deshalb werden von der Prüfstandssoftware mehrere Sicherheitsgrenzen überwacht. Diese bewahren den Motor vor einem möglichen Schaden sollte bei der Regelung ein Fehler unterlaufen sein. Werden diese Grenzen überschritten folgt eine Sicherheitsabschaltung. Die starken Verzögerungen die dabei auftreten, können unter Umständen den Winkelmarkengeber, bzw. die Schlitzscheibe im Winkelmarkengeber verschieben. Die OT-Zuordnung der Indizierung stimmt nicht mehr. Deshalb wird nach einer solchen Abschaltung eine zusätzliche OT Kontrolle durchgeführt. Sollte sich der OT tatsächlich verschoben haben wird der Winkelmarkengeber getauscht und repariert. Damit sichergestellt ist, dass die Schlitzscheibe innen nicht locker ist.

### **Thermodynamischer Verlustwinkel**

Bei der Inbetriebnahme der D84-Bohrung wurde die Bestimmung des thermodynamischen Verlustwinkels mit einem Drehwinkelmarkengeber durchgeführt der nicht einwandfrei funktionierte. Nach dem Tausch des Drehwinkelmarkengebers wurde diese Bestimmung wieder mit der kapazitiven OT-Sonde abermals durchgeführt. Dabei wurde ein neuer Verlustwinkel ermittelt. Dieser war nun mit  $0,83^\circ\text{KW}$  um  $0,04^\circ\text{KW}$  größer als der vorherige, der  $0,79^\circ\text{KW}$  betrug. Dabei muss man aber festhalten, dass die Messgenauigkeit der Messinstrumente, Sonde und Drucksensoren eine Toleranz in dieser Größenordnung hat. Dadurch ist der thermodynamischen Verlustwinkel der D84-Bohrung zwar größer aber eben im Bereich der Messgenauigkeit.

### **5.3.2 Ladedruckverlust**

Während Messungen eines Lastschnittes bei  $6000/\text{min}$  fielen größere Druckschwankungen des Ladedrucks auf.

#### **Druckhalteprüfung**

Um dem Problem auf den Grund zu gehen, wurden Druckhalteprüfungen der Ladeluftführung vorgenommen. Dazu mussten die Nockenwellen in eine gewisse Position gebracht werden. Entweder die Einlass- oder die Auslassventile eines Zylinders mussten verschlossen sein. Dann wurde mittels Druckluft an der Ladeluftführung ein abs. Druck von  $2500\text{ mbar}$  angelegt. Über eine Recordermessung der Prüfstandssoftware wurde der Druck im Sammler aufgezeichnet. Nachdem die  $2500\text{ mbar}$  anliegen wird die Luftzufuhr gestoppt und der Druckabfall in der Ladeluftführung aufgezeichnet.

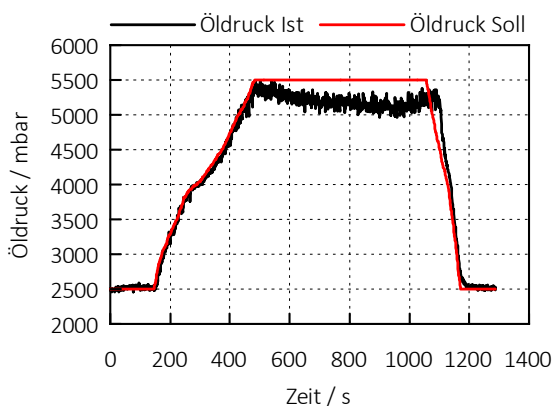
#### **Elektronisches Schubumluftventil**

Durch die Druckhalteprüfung konnte keine Undichtheit nach außen an der Ladeluftführung festgestellt werden. Bei dieser Überprüfung wurde der Druck vor dem Verdichter angelegt. So blieb für den Druckverlust nur mehr ein Bauteil. Das war das elektrische Schubumluftventil.

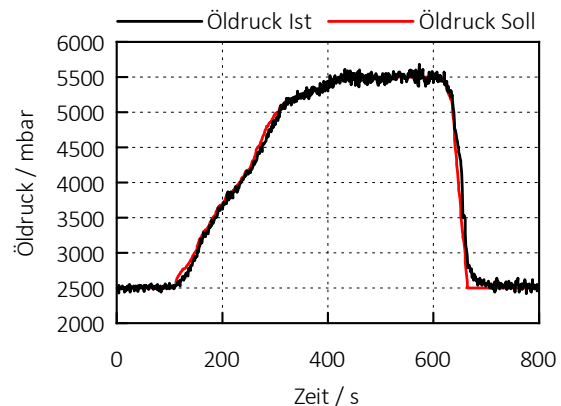
Da bei unserer Prüfung der Druck vor diesem Schubumluftventil angelegt wurde, konnte mit diesem Test das Schubumluftventil nicht geprüft werden. So wurde es dann auf Verdacht hin durch einen Blindstopfen ersetzt. Das Problem mit dem Ladedruckverlust ist dadurch nicht mehr aufgetreten.

### 5.3.3 Öldruck

Während eines Lastschnittes bei 5000 /min wurde festgehalten, dass der von der Motorsteuerung geforderte Öldruck nicht mehr erreicht werden konnte. Dies wurde wieder durch Recordermessungen in INCA dokumentiert. Im Bild 5.9 sieht man den gemessenen Unterschied von Ist- und Sollöldruck. Dabei wurden verschiedene Betriebsmodi der Ölpumpe getestet. Der Öldruck wird nach einem Kennfeld geregelt, er steigt mit Last und Drehzahl. Daneben gibt es aber einen Betriebsmodus bei dem die Ölpumpe ständig die volle Leistung bzw. den max. Öldruck darstellt. In diesem Betriebsmodus sollte dieser Motor einen Öldruck von ca. 8500 mbar erreichen. Aber das Maximum, das erreicht wurde waren 4200 mbar. Um verunreinigtes Motoröl als Ursache für das Problem ausschließen zu können wurde ein Ölwechsel vorgenommen. Im Bild 5.10 sehen sie die gleiche Recordermessung nach dem Ölwechsel, wie man sieht scheint hier das Problem behoben zu sein. Ist- und Sollwert sind deckungsgleich.



**Bild 5.9:** Soll- Ist- Differenz Öldruck



**Bild 5.10:** Soll-, Ist- Werte Öldruck nach Ölwechsel

### Ölpumpe

Nach etwa zwei Stunden Betriebszeit trat bei einem Lastschnitt bei 5000 /min dasselbe Problem auf, der von der Motorsteuerung geforderte Öldruck konnte nicht dargestellt werden. Da der Ölwechsel nur kurzfristig geholfen hatte wurde nun eine defekte Ölpumpe vermutet. Beim Versuch diese zu tauschen wurden in der Ölwanne lose Metallteile und erheblicher Abrieb entdeckt. Eines der Metallteile ähnelte einem Sechskant Schraubenkopf. Damit geklärt werden konnte woher diese Teile stammen und wie groß der Schaden am Motor war wurde er vom Prüfstand genommen und in seine Einzelteile zerlegt.

### **Schwingungssensor**

Es stellte sich heraus, dass sich einer der Schwingungssensoren, die an den Hauptlagerschalen angebracht waren sich gelöst hat. Diese Sensoren waren für Akustikmessungen verbaut. Dieser lose Sensor (siehe Bild 5.11) wurde dann von der drehenden Kurbelwelle durch das Kurbelgehäuse geschleudert. Dabei wurde das Kurbelgehäuse (siehe Bild 5.13), die Ölpumpe, die Kolben (siehe Bild 5.12), einige Lagerschalen und die Ölspritzdüsen der Kolbenkühlung beschädigt.

Das Kurbelgehäuse, die Ölpumpe, die Kolben, die Lagerschalen und die Zylinderkopfdichtung wurden ersetzt. Alle Teile wurden beim Wiederaufbau gründlich kontrolliert, sodass bei den anderen Teilen eine Beschädigung durch den losen Sensor ausgeschlossen werden konnten.

Einige der getauschten Teile wie das Kurbelgehäuse und die Kolben wären noch funktionsfähig gewesen. Es konnte aber nicht garantiert werden, dass durch die erkennbaren Schäden eine Beeinträchtigung des Betriebs ausgeschlossen ist. Deshalb wurden die Teile sicherheits halber getauscht. Beim erneuten Aufbau wurden die Schwingungssensoren, von denen einer die Ursache für diesen Schaden war, nicht mehr verbaut.

### **5.3.4 Resonanzschwingung und -geräusch**

Bei Drehzahlhochläufen mit der D84-Bohrung wurden neue Resonanzschwingungen bei bestimmten Drehzahlen von den für Akustikmessungen angebrachten Körperschallsensoren am Motorblock registriert. Diese waren auch als abnormales Geräusch eindeutig zu hören. Die Schwingungen wurden von allen Körperschallsensoren am Motor registriert (diese waren auf dem Motor gleichmäßig verteilt).

### **Schwingungstilger**

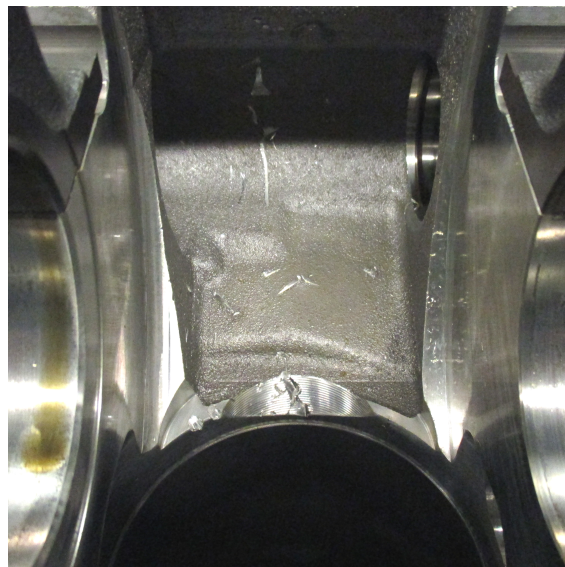
Nach einer genaueren Analyse der Schwingungen wurde ein beschädigter Torsions-Schwingungs-Dämpfer vermutet. Nach dem Tausch des Torsions-Schwingungs-Dämpfer sind die Schwingungen und auch das Geräusch nicht mehr aufgetreten. Der defekte Torsions-Schwingungs-Dämpfer wies von außen keinen erkennbaren Schaden auf, auch deshalb gestaltete sich die Suche nach dem Fehler oder der Fehlerursache besonders schwierig.



**Bild 5.11:** links: einer der Schwingungssensoren die an den Hauptlagerschalen angebracht waren, rechts: der Schwingungssensor der sich gelöst hat



**Bild 5.12:** Der von dem losen Sensor beschädigte Kolben



**Bild 5.13:** Das Kurbelgehäuse weist ähnliche Schäden auf, hauptsächlich am zweiten Zylinder



# 6 Messdatenanalyse

Von dem dreigeteilten Messprogramm sind die zwei Varianten mit der Abgasgegendruckblende, für die Simulation der Komfortabgasanlage, jene die den späteren Einsatz im Fahrzeug am besten repräsentieren. Dem wird bei der Auswertung Rechnung getragen und deshalb werden hauptsächlich diese Messergebnisse diskutiert. Zuerst wird ein Überblick über die beiden Bohrungen und ihre Unterschiede anhand der Messergebnisse der Vollastlinien gegeben. Dadurch wird der gesamte Drehzahlbereich des Motors an der Vollast betrachtet. Anschließend werden besondere Eigenschaften und Unterschiede anhand der Lastschnitte detaillierter diskutiert.

## 6.1 Vollast

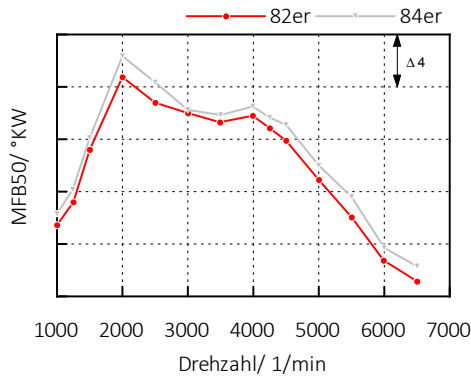
Die Vollastlinie wird nach vorgegebenem Drehmoment gefahren, sie stellt somit das Drehmoment und die Leistung dar, welche der Motor später im Fahrzeug haben soll.

### 6.1.1 Drehmoment und Leistung

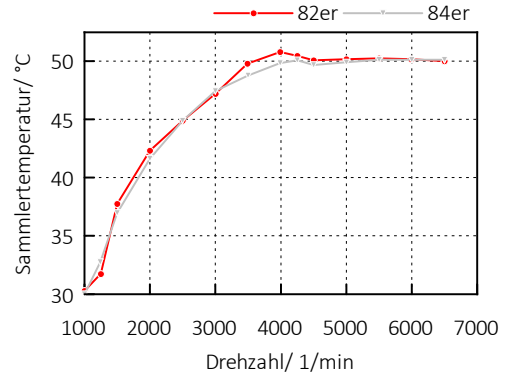
Wie schon erwähnt werden die Vollastlinien nach Zielkurve gemessen, dementsprechend sind Leistung und Drehmoment der beiden Bohrungsvarianten deckungsgleich, so finden sich die Unterschiede in den Messungen der beiden Bohrungen deshalb bei den Betriebsparametern wie Zündzeitpunkt, MFB50, Abgastemperaturen, Luftverhältnis, Emissionen und Verbrauch.

### 6.1.2 Zündwinkel, 50%-Umsatzpunkt und Klopfen

Bild 6.1 zeigt die Lagen der 50%-Umsatzpunkte der Vollastlinien der beiden Bohrungen. Es ist zu erkennen, dass die D84-Bohrung spätere MFB50-Lagen aufweist. Das bestätigt die Annahme von später zulässigen MFB50-Lagen durch die längere Brenndauer im Zylinder bestätigen. Daneben in Bild 6.2 sind die Sammlertemperaturen aufgetragen. Diese haben großen Einfluss auf die Klopfneigung während einer Verbrennung. Diese Temperaturen müssen bei der Analyse der Verbrennungsschwerpunkte berücksichtigt werden. Die Sammlertemperatur wurde bei den Messungen vorgegeben. Die Temperaturen sind über weite Teile deckungsgleich, es gibt aber bei zwei Messpunkten Abweichungen von ca. 1 °C. Diese sind auf Fehler in der Regelung bzw. zu kurze Einschwingzeit vor dem Messpunkt zurückzuführen. Jedoch ist es die D84-Bohrung die mit niedrigerer Sammlertemperatur gefahren, das ist, bezogen auf die MFB50-Lage ein Vorteil. Dennoch liegen die MFB50-Lagen der D84-Bohrung später als die MFB50-Lagen der D82-Bohrung. Die Zündwinkel spiegeln dasselbe Ergebnis wider, in Bild 6.3 dargestellt, man sieht die D84-Bohrung weist über den gesamten Drehzahlbereich einen leicht späteren Zündzeitpunkt auf. Jedoch fällt auf, dass der Unterschied zwischen den MFB50-Lagen etwas größer



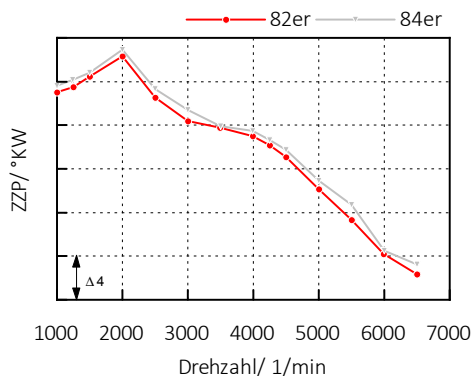
**Bild 6.1:** Vergleich der 50%-Umsatzpunkte



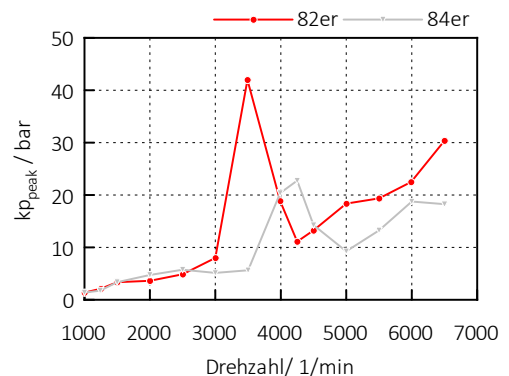
**Bild 6.2:** Vergleich der Sammlertemperaturen

ausfällt als der Unterschied zwischen den Zündwinkeln. Das bestätigt die Annahme, dass die D84-Bohrung eine längere Brenndauer im Zylinder aufweist.

Bild 6.4 zeigt die  $kp_{peak}$ -Maximalwerte der einzelnen Messpunkte. Der Vergleich der Spitzenwerte zeigt im unteren Drehzahlbereich kaum Unterschiede. Im mittleren und oberen Drehzahlbereich sind die Unterschiede klar zu erkennen. Da die Maximalwerte nur einen Verbrennungszyklus der 256 Zyklen beschreibt wird auch auf den  $MAPO_{90}$  geachtet, der bei diesen Messungen in den vorher definierten Grenzen blieb. Die vergleichende Aussage über die Lagen des MFB50 und Zündwinkel ist somit zulässig und die späteren MFB50-Lagen können bestätigt werden. Im Bild 6.4 fällt der sehr hohe  $kp_{peak}$ -Wert bei der Drehzahl  $N_{mot} = 3500$  /min auf. Solche Ausreißer können während der Messungen durchaus auftreten. So wirken sich bereits kleine Temperaturschwankungen der Ladeluft im Toleranzbereich  $\pm 0.5^\circ\text{C}$  auf das Klopfen aus. Diese Schwankungen werden abhängig von ihrem Ausmaß bewertet. Ist die Schwankung zu groß wird die Messung wiederholt. Da es sich um einen Maximalwert von den 256 Zyklen handelt und die anderen Messpunkte keine so große Abweichung aufweisen, sowie der statistische Klopfparameter sich in den geforderten Grenzen bewegt wurde diese Messung



**Bild 6.3:** Vergleich der Zündzeitpunkte

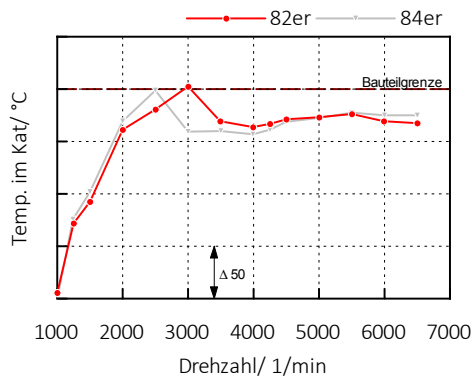


**Bild 6.4:**  $kp_{peak}$  -Maximalwerte

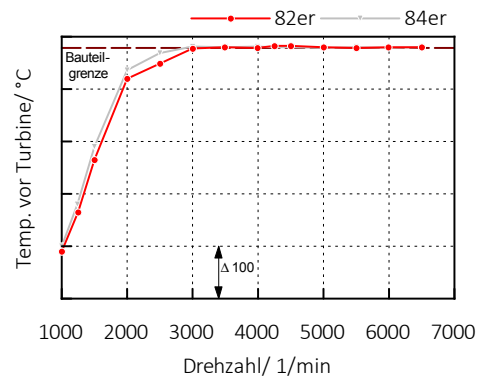


nicht wiederholt.

### 6.1.3 Abgastemperaturen



**Bild 6.5:** Temperaturen im Katalysator

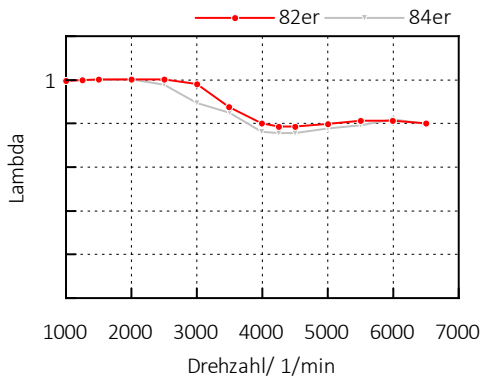


**Bild 6.6:** Temperaturen vor der Turbine

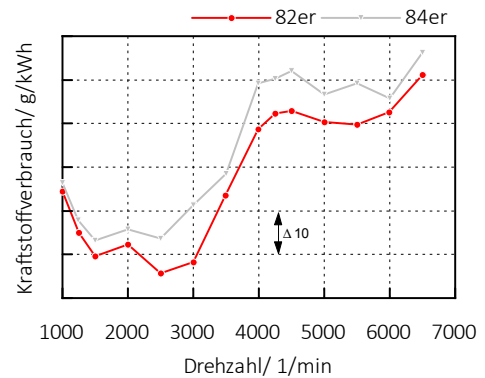
Die späteren Schwerpunktlagen wirken sich direkt auf die Abgastemperaturen aus. Dieser Umstand wird in den Bildern 6.5 und 6.6, in denen die Temperatur im Katalysator und die Temperatur vor der Turbine aufgetragen sind durch die Bauteilgrenzen und den notwendigen Bauteilschutz durch Anfettung des Kraftstoff-Luft-Gemisches etwas verschleiert. Dennoch ist zu erkennen, dass die D84-Bohrung 500 /min vor der D82-Bohrung die Grenztemperaturen der beiden Bauteile erreicht. Die D84-Bohrung weist bis zum Erreichen der Grenztemperatur höhere Temperaturen auf. Das hat zur Folge, dass mit der D84-Bohrung, das Kraftstoff-Luft-Gemisch früher angefettet, also mit Kraftstoff angereichert werden muss. Das wirkt sich wiederum negativ auf Emissionen und Verbrauch aus. Der Kraftstoffüberschuss steigert den Anteil der Luftmangelprodukte der Verbrennung im Abgas. Neben den gesteigerten Emissionen von Kohlenmonoxyd und unverbrannten Kohlenwasserstoffen fallen die Stickoxidemissionen durch den Luftmangel geringer aus. Durch das fettere Gemisch bei gleichbleibender Zylinderladung wird auch der Kraftstoffverbrauch der D84-Bohrung negativ beeinflusst.

### 6.1.4 Emissionen und Verbrauch

Das Bild 6.7 zeigt die Luftverhältnisse der beiden Volllastlinien. Die D84-Bohrung weicht schon bei 2500 /min von  $\lambda = 1$  ab, die D82-Bohrung erst ab 3000 /min. Der Unterschied beim Luftverhältnis hält sich bis ca. 5500 /min und ab 6000 /min fahren die beiden Motoren mit ähnlichem Lambda. Obwohl die beiden Motoren in diesem Bereich immer noch unterschiedlich MFB50-Lagen aufweisen, sind diese im Vergleich zu den niedrigeren Drehzahlen wesentlich näher am Wirkungsgradoptimum. Die niedrigere Klopfneigung bei höheren Drehzahlen ermöglichen diese frühere MFB50-Lagen, je näher der MFB50 an den als optimal geltenden Bereich kommt, desto weniger stark wirken sich die Abweichungen in der Schwerpunktlage aus. Das Bild 6.1 zeigt, der Unterschied zwischen den Schwerpunktlagen ist rel. konstant, aber mit höherer Drehzahl wandern beide Motoren mit dem MFB50-Punkten nach früh, richtung ZOT.



**Bild 6.7:** Lambda Gegenüberstellung

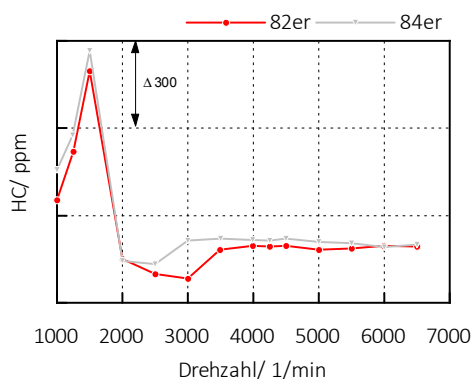


**Bild 6.8:** sp. Kraftstoffverbrauch

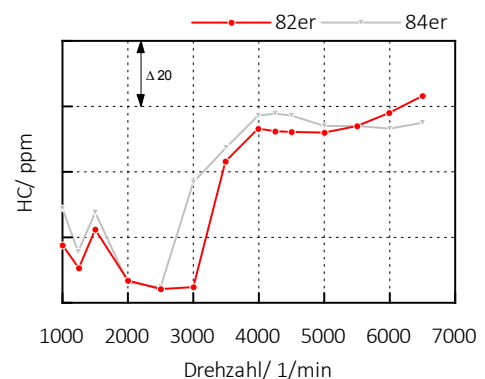
So wirkt sich der Unterschied der Schwerpunktlagen bei den hohen Drehzahlen nicht mehr so drastisch aus.

Das fettere Kraftstoff-Luft-Gemisch wirkt sich auch negativ auf den Verbrauch aus. In Bild 6.8 sind die spezifischen Kraftstoffverbräuche der beiden Motoren aufgetragen. Dabei ist ein Nachteil der D84-Bohrung ersichtlich. Neben einem höheren Kraftstoffverbrauch wirkt sich das fettere Gemisch auch negativ auf die Emissionen aus. Auf die Rohemissionen zum einen aber entscheidend auf Emissionen nach dem Katalysator, da der 3-Wege-Katalysator auf den Betrieb bei  $\lambda = 1$  ausgelegt ist.

In Bild 6.9 sieht man die HC-Rohemissionen und in Bild 6.10 die HC-Emissionen nach dem Katalysator. Auffällig sind die hohen Rohemissionen im niedrigen Drehzahlbereich beider Motorvarianten. Das ist auf die Betriebsstrategie des Motors in diesem Bereich zurückzuführen. In diesem Drehzahlbereich wird der Motor mit sog. fettem Überspülen betrieben. Dabei sorgt eine Überschneidung der Ventilöffnungen dafür, dass Frischluft durch den Zylinder geschoben wird. Im Zylinder wird dann ein fetteres Gemisch als  $\lambda = 1$  verbrannt. Das fettere Kraftstoff-Luft-Gemisch ermöglicht ein höheres Drehmoment zu erreichen als im stöchiometrischen Betrieb. Ebenso kann die Verbrennungstemperatur und so die Klopfneigung gesenkt werden.



**Bild 6.9:** HC-Emissionen vor Kat.



**Bild 6.10:** HC-Emissionen nach Kat.

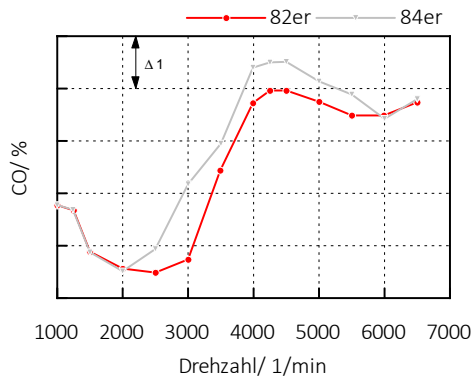
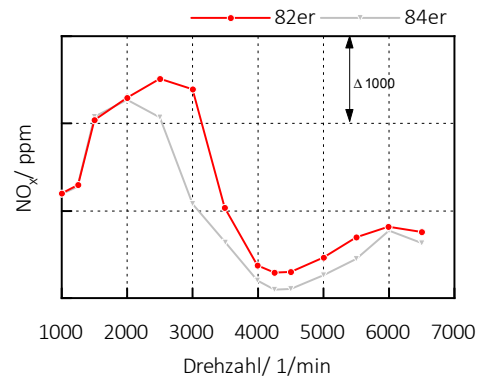


Bild 6.11: CO-Emissionen vor Kat.

Bild 6.12: NO<sub>x</sub>-Emissionen vor Kat.

Die Frischluft die den Zylinder nur spült gewährleistet, dass am Katalysator ein Gemisch mit  $\lambda = 1$  vorhanden ist. So kann in dem unteren Drehzahlbereich, der für die Emissionen und den Verbrauch äußerst wichtig ist, mit fetterem Gemisch ein höheres Drehmoment erreicht werden aber gleichzeitig können die guten Konvertierungsraten der Katalysatoren bei  $\lambda = 1$  aufrecht erhalten werden.

An den HC-Emissionen nach dem Katalysator erkennt man sehr genau sobald das Kraftstoff-Luft-Gemisch von  $\lambda = 1$  abweicht. Trotz der hohen Rohemissionen sind die HC-Emissionen nach dem Katalysator durch das insgesamt stöchiometrische Gemisch bis 2500 /min bzw. 3000 /min wesentlich geringer als im oberen Drehzahlbereich ein stöchiometrischer Betrieb aufgrund des Bauteilschutzes nicht mehr möglich ist.

Analog verhalten sich auch die NO<sub>x</sub> und CO-Rohemissionen. Bild 6.11 veranschaulicht die höheren CO-Emissionen der D84-Bohrung. Durch das fettere Gemisch steigen auch sie bei der D84-Bohrung gegenüber der D82-Bohrung an. Die NO<sub>x</sub>-Emissionen sind bei der D82-Bohrung höher. Das ist auf die Unterschiede der Luftverhältnisse zurückzuführen. Durch die Verbrennung bei Luftmangel steht kein Sauerstoff zur Oxidation des Stickstoffs zur Verfügung, zusätzlich wird durch die höhere Kraftstoffmasse die Verbrennungstemperatur gesenkt,

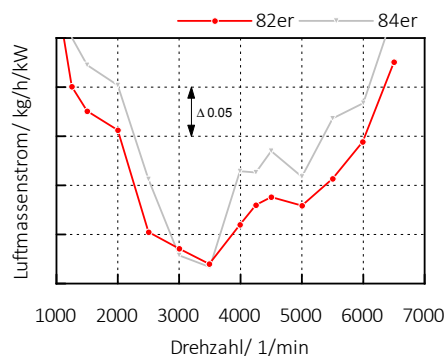
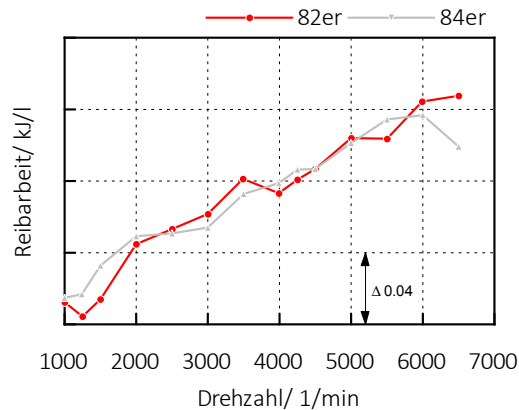


Bild 6.13: Gegenüberstellung Luftmassenströme

das schränkt die  $\text{NO}_x$ -Bildung weiter ein. Ein Nachteil der D84-Bohrung wird aus dem Bild 6.13 ersichtlich. Diese Motorvariante benötigt mehr Luftmassenstrom um das gleiche Drehmoment, bzw. die gleiche Leistung darzustellen.

### 6.1.5 Reibung



**Bild 6.14:**  $w_r$ , spezifische Reibarbeit

Eingangs wurde die These aufgestellt, die Reibung des Motors sollte sich durch die geometrischen Veränderungen des Kurbeltriebs reduzieren. Das konnte mit den Messergebnissen wie in Bild 6.14 ersichtlich ist, nicht belegt werden. Dabei muss erwähnt werden, dass die Beurteilung der Reibungsunterschiede nicht Ziel dieser Arbeit ist und dafür besondere Sorgfalt und eine andere Vorgehensweise in manchen Bereichen der Durchführung nötig wäre. Für genaue Reibungsmessungen gelten höhere Ansprüche an die Vergleichbarkeit und Ähnlichkeit der Bauteile, in diesem Fall sollte z. B. Kolbenspiel, Lagerspiel, Lagerdurchmesser und Kolbenringvorspannung nach Möglichkeit exakt gleich sein. Unterscheiden sich einige dieser Parameter, fällt es schwer aus den Messergebnissen den Einfluss der eigentlich zu bewertenden konstruktiven Änderung zu beurteilen. Für die Messungen bedeutet das natürlich einen erheblichen Mehraufwand. Der wurde in diesem Fall nicht betrieben, deshalb kann keine belastbare Aussage über die Reibungsunterschiede der beiden Bohrungen mit diesen Messergebnissen getroffen werden.

## 6.2 Spitzendrücke und Druckgradienten

Im folgenden sollen die Spitzendrücke und die auftretenden Druckgradienten gegenübergestellt werden. Die einen Indikator für die angestrebte Komfortsteigerung durch die Änderung des Hub-Bohrungsverhältnisses darstellen. Die Bilder 6.15 und 6.16 zeigen einen Vergleich der Spitzendrücke und deren Lage beim Lastschnitt bei  $N_{\text{mot}} = 1250$  /min der beiden Bohrungen. Im unteren Drehzahlbereich lassen sich keine großen Unterschiede erkennen. Die erreichten Spitzendrücke der beiden Bohrungen weisen keine großen Unterschiede auf. Bei den Spitzendrucklagen ist zu erkennen, dass bei steigender Last die Spitzendrucklagen der D84-Bohrung immer später ausfallen als jene der D82-Bohrung. Das ist auf die höhere Klopfneigung der D84-Bohrung und die dadurch bedingten späteren Zündzeitpunkte zurückzuführen.

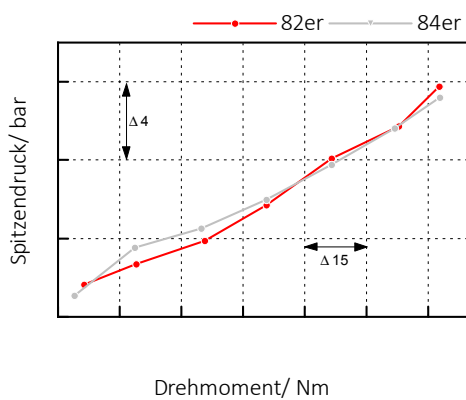


Bild 6.15: Spitzendruck,  $N_{\text{mot}} = 1250$  /min

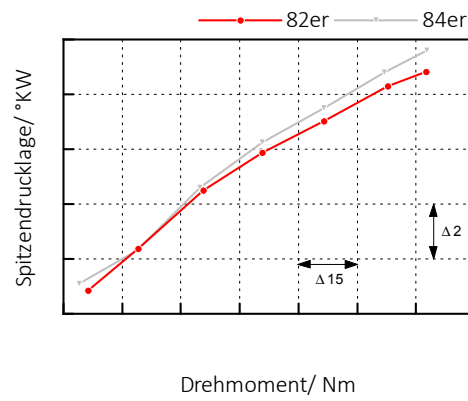


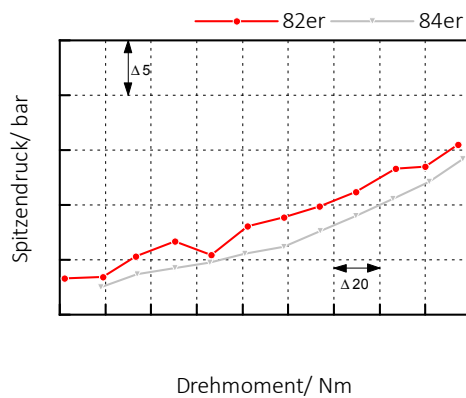
Bild 6.16: Spitzendrucklage,  $N_{\text{mot}} = 1250$  /min

### 6.2.1 Lasstschnitt 5000 /min

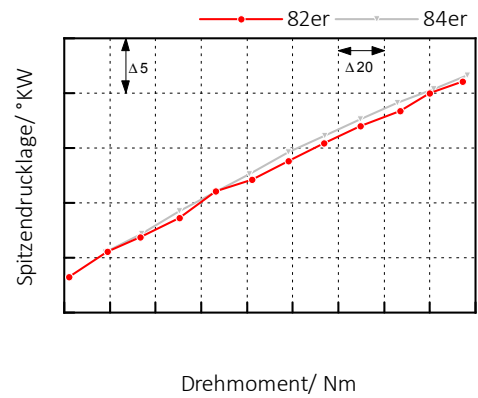
Bei der Analyse der Druckgradienten müssen der  $kp_{\text{peak}}$  und der  $MAPO_{90}$  unbedingt ebenfalls mit berücksichtigt werden. Die max. Druckgradienten werden maßgeblich von dem Auftreten klopfender Verbrennungen abhängig. Der Druckanstieg einer klopfenden Verbrennung ist wesentlich steiler als der einer normalen Verbrennung.

**Spitzendruck** Die Bilder 6.17 und 6.18, zeigen Spitzendrücke und deren Lage bei  $N_{\text{mot}} = 5000$  /min. Diese verhalten sich gleich wie bei dem vorher betrachteten Lastschnitt bei  $N_{\text{mot}} = 1250$  /min. Die Spitzendrücke der D48-Bohrung sind gleich bzw. geringer ausgefallen und mit zunehmender Last fallen die Spitzendrucklage später als bei der D82-Bohrung aus.

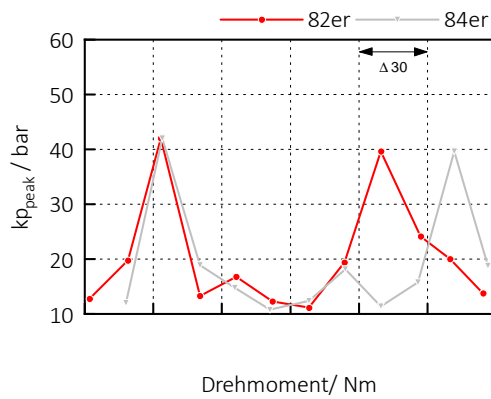
Bild 6.19 zeigt die  $kp_{\text{peak}}$ -Werte der Messungen, diese sind im unteren, bis mittleren Lastbereich sehr ähnlich. Im oberen Lastbereich unterscheiden sie sich etwas mehr, dabei muss erwähnt werden, dass in dem Volllastpunkt der  $kp_{\text{peak}}$ -Wert der D84-Bohrung höher ist. Das Bild 6.20 zeigt den  $MAPO_{90}$ -Wert der Messungen. Dabei ist auffällig, dass die D82-Bohrung einen deutlich höheren  $MAPO_{90}$ -Wert aufweist. Das hat mit dem unterschiedlichen Auftreten der Klopfereignisse zu tun, wie in Kapitel 3 erläutert wurde. Weil im Anschluss aber



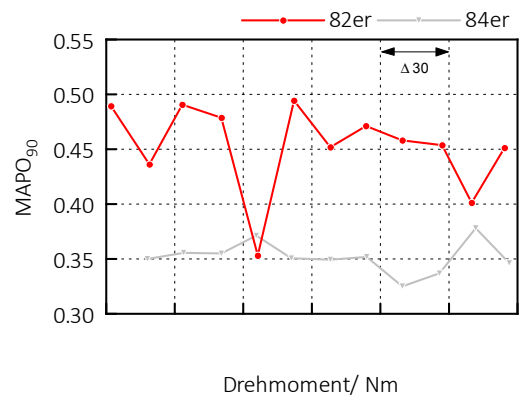
**Bild 6.17:** Spitzendruck,  $N_{\text{mot}} = 5000 / \text{min}$



**Bild 6.18:** Spitzendrucklage,  $N_{\text{mot}} = 5000 / \text{min}$

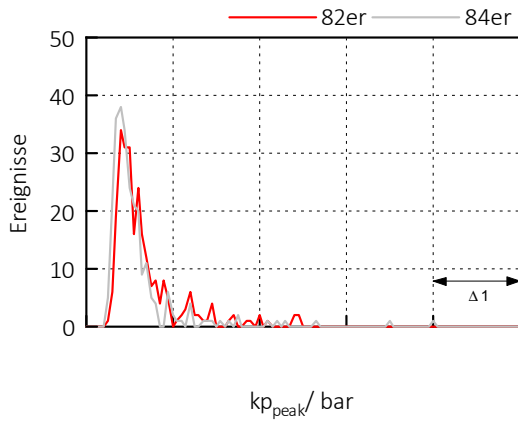


**Bild 6.19:**  $k p_{\text{peak}}$ ,  $N_{\text{mot}} = 5000 / \text{min}$

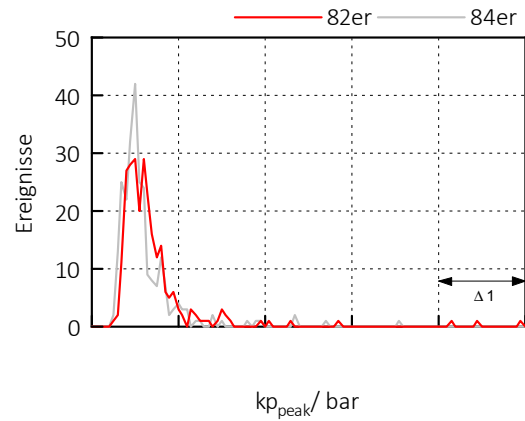


**Bild 6.20:**  $MAPO_{90}$ ,  $N_{\text{mot}} = 5000 / \text{min}$

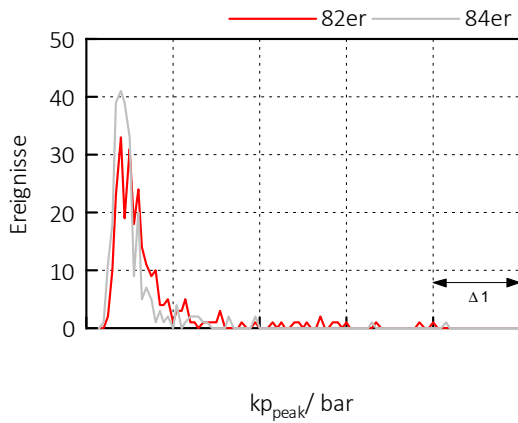
die genaue Verteilung der Druckgradienten während eines Messpunktes betrachtet werden soll, wird ebenfalls für das Klopfen eine solche detaillierte Darstellung notwendig, damit die Messergebnisse entsprechend beurteilt werden können.



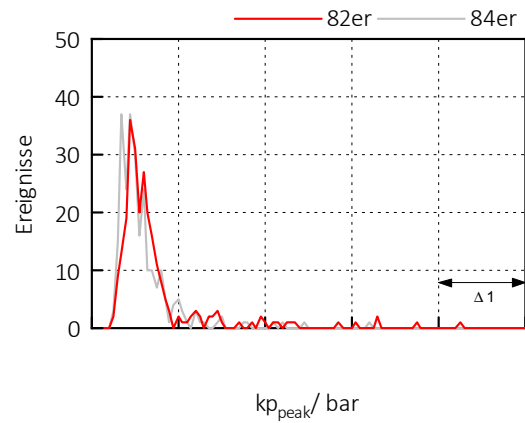
**Bild 6.21:** Verteilung der  $kp_{\text{peak}}$ -Werte der 256 Zyklen Volllastpunkt 5000 /min Zyl.1



**Bild 6.22:** Verteilung der  $kp_{\text{peak}}$ -Werte der 256 Zyklen Volllastpunkt 5000 /min Zyl.2

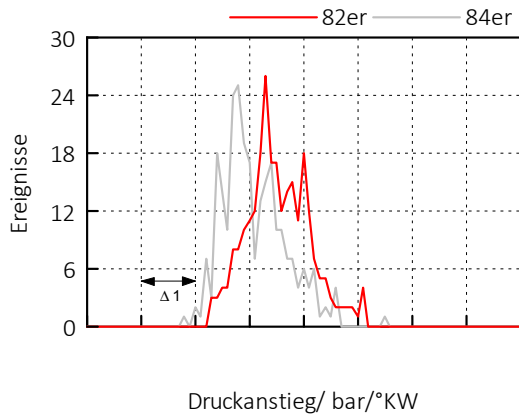


**Bild 6.23:** Verteilung der  $kp_{\text{peak}}$ -Werte der 256 Zyklen Volllastpunkt 5000 /min Zyl.3

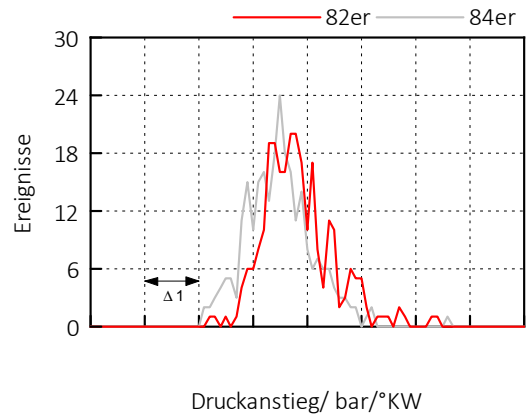


**Bild 6.24:** Verteilung der  $kp_{\text{peak}}$ -Werte der 256 Zyklen Volllastpunkt 5000 /min Zyl.4

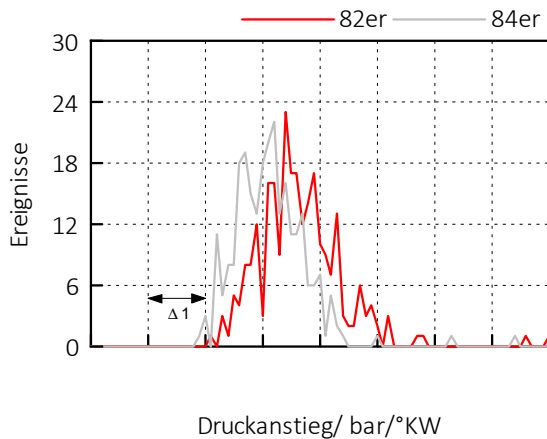
**$kp_{\text{peak}}$**  Die Darstellungen in den Bildern 6.21 bis 6.24 zeigen die Verteilung der  $kp_{\text{peak}}$ -Werte über die 256 Zyklen zylinderindividuell. Daraus ist gut zu erkennen, dass die Verteilungen der  $kp_{\text{peak}}$ -Werte sehr ähnlich sind. Dadurch wird gezeigt, dass beide Motoren an dem Messpunkt ähnlich nah an der Klopfgrenze betrieben wurden.



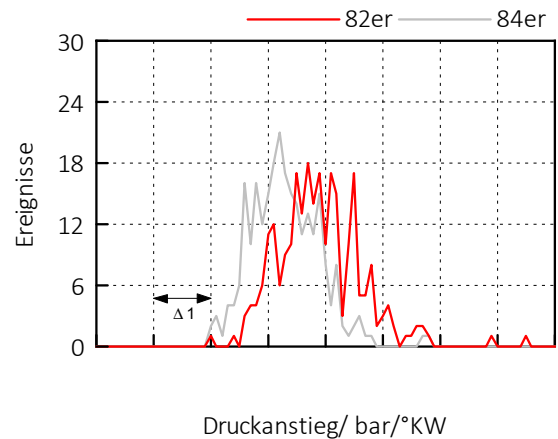
**Bild 6.25:** Verteilung der max Druckgradienten von 256 Zyklen Volllastpunkt 5000 /min Zyl.1



**Bild 6.26:** Verteilung der max Druckgradienten von 256 Zyklen Volllastpunkt 5000 /min Zyl.2



**Bild 6.27:** Verteilung der max Druckgradienten von 256 Zyklen Volllastpunkt 5000 /min Zyl.3



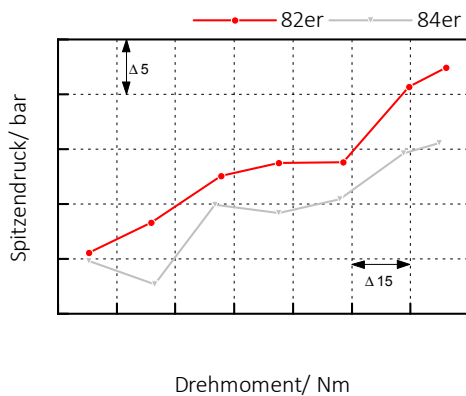
**Bild 6.28:** Verteilung der max Druckgradienten von 256 Zyklen Volllastpunkt 5000 /min Zyl.4

**Druckgradienten** Die Bilder 6.25 bis 6.28 zeigen die Verteilung der max. Druckgradienten, der einzelnen Zylinder während der 256 Verbrennungszyklen eines Messpunktes. Bei den Messpunkten handelt es sich jeweils um den Potentialpunkt bei 5000 /min. Die Verteilungen der Druckgradienten verhalten sich bei allen Zylindern gleich, das mittlere Niveau sowie auch die Spitzenwerte liegen bei der D82-Bohrung durchwegs höher als bei der D84-Bohrung. Wie vorhin festgehalten wurden beide Bohrungen bei den Messungen vergleichbar nah an der Klopfgrenze betreiben. Deshalb muss die Ursache für die unterschiedlichen Druckgradienten bei der Verbrennung eine andere sein. Die niedrigeren Druckgradienten sind mit der längeren Brenndauer der D84-Bohrung zu erklären. Die längeren Flammenwege der größeren Bohrung verlangsamten die Umsetzung des Kraftstoffs im Zylinder und somit senken sie ebenfalls den dadurch verursachten Druckanstieg.

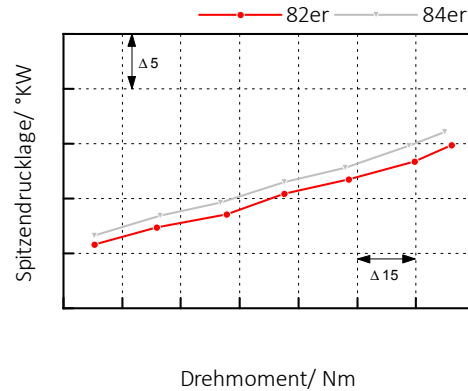


### 6.2.2 Lastschnitt 6000 /min

**Spitzendruck** Die Bilder 6.29 und 6.30, zeigen die Spitzendrücke bei  $N_{\text{mot}} = 6000$  /min. Auch bei diesem Lastschnitt fallen diese mit der D84-Bohrung niedriger aus, das sogar deutlicher als bei 5000 /min. Dasselbe gilt für die Spitzendrucklagen bei dieser Messung.

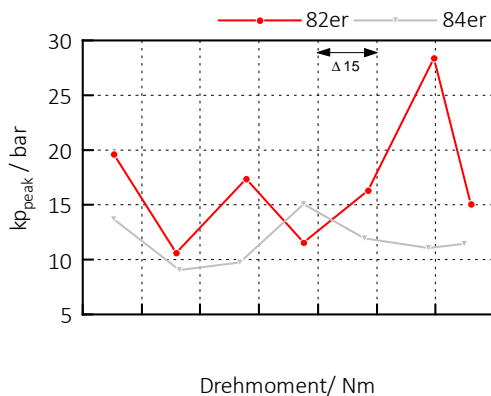


**Bild 6.29:** Spitzendruck,  $N_{\text{mot}} = 6000$  /min

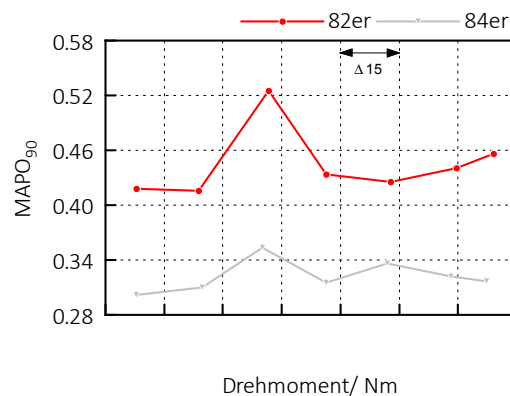


**Bild 6.30:** Spitzendrucklage,  $N_{\text{mot}} = 6000$  /min

Die entsprechenden Messpunkte werden nun von dem Lastschnitt bei 6000 /min betrachtet. Zuerst werden wieder die Klopfüberwachungsparameter  $kp_{\text{peak}}$  und  $MAPO_{90}$  geprüft.



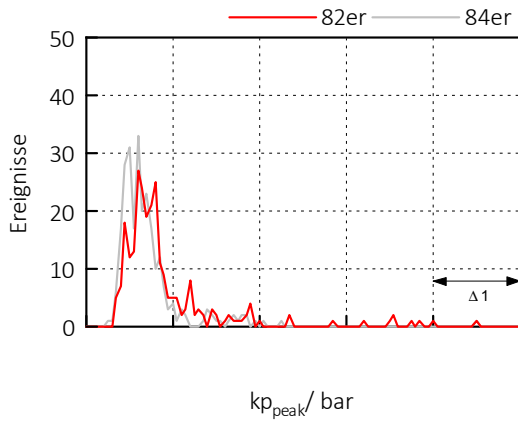
**Bild 6.31:**  $kp_{\text{peak}}$ ,  $N_{\text{mot}} = 6000$  /min



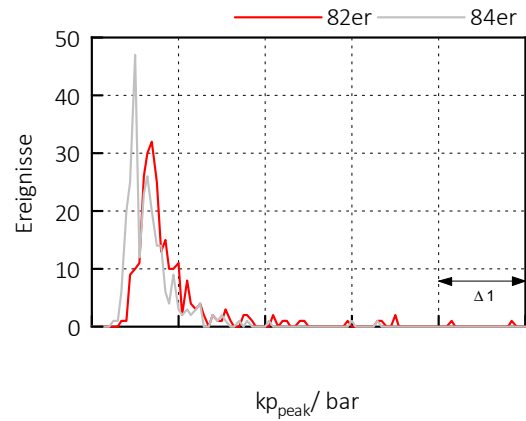
**Bild 6.32:**  $MAPO_{90}$ ,  $N_{\text{mot}} = 6000$  /min

Das Bild 6.31 weist Ähnlichkeiten mit dem Bild 6.19 auf, im unteren bzw. mittleren Lastbereich sind die  $kp_{\text{peak}}$ -Werte rel. ähnlich und im oberen Lastbereich unterscheiden sie sich stärker. Im Unterschied zum Lastschnitt bei 5000 /min ist in diesem Fall der  $kp_{\text{peak}}$ -Wert der D82-Bohrung im Volllastpunkt höher, aber wie schon bei der ersten Betrachtung der  $kp_{\text{peak}}$ -Werte erläutert, handelt es sich bei diesen um die Maximalwerte von jeweils 256 Zyklen und wenn die  $MAPO_{90}$ -Grenzen in dem Messpunkt eingehalten werden können diese Abweichungen toleriert werden .

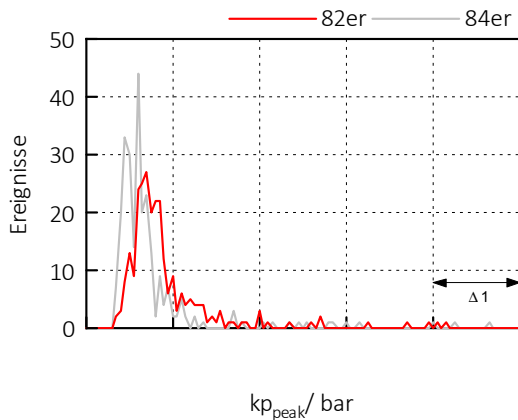
Wie schon bei dem Lastschnitt mit 5000 /min sind die  $MAPO_{90}$ -Werte unterschiedlich, obwohl die  $kp_{\text{peak}}$ -Spitzenwerte weitgehend vergleichbar sind. Aber wie eingangs bei der Betrachtung der Vollastkurven erwähnt, kommen diese Schwankungen beim Klopfen vor, in diesem Fall waren sie noch im Toleranzbereich. Da bei beiden Messungen die  $MAPO_{90}$ -Grenzen eingehalten werden.



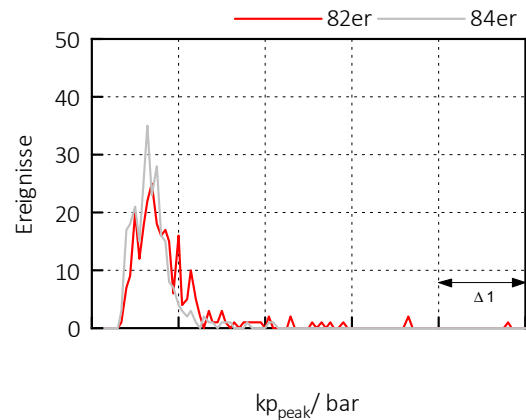
**Bild 6.33:** Verteilung der  $kp_{\text{peak}}$ -Werte der 256 Zyklen Volllastpunkt 6000 /min Zyl.1



**Bild 6.34:** Verteilung der  $kp_{\text{peak}}$ -Werte der 256 Zyklen Volllastpunkt 6000 /min Zyl.2

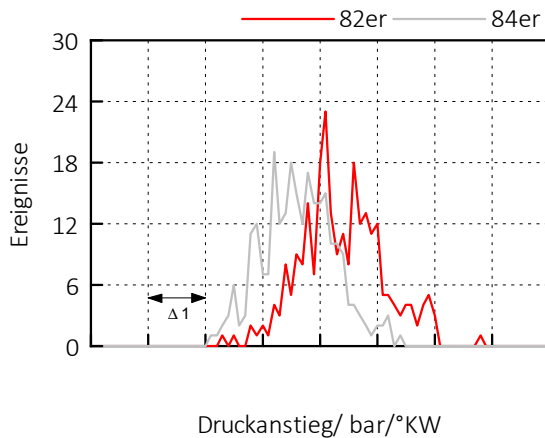


**Bild 6.35:** Verteilung der  $kp_{\text{peak}}$ -Werte der 256 Zyklen Volllastpunkt 6000 /min Zyl.3

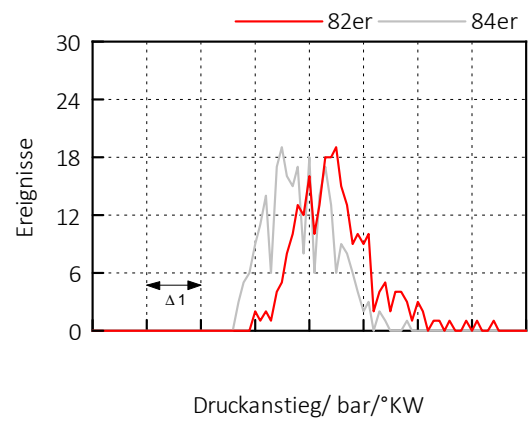


**Bild 6.36:** Verteilung der  $kp_{\text{peak}}$ -Werte der 256 Zyklen Volllastpunkt 6000 /min Zyl.4

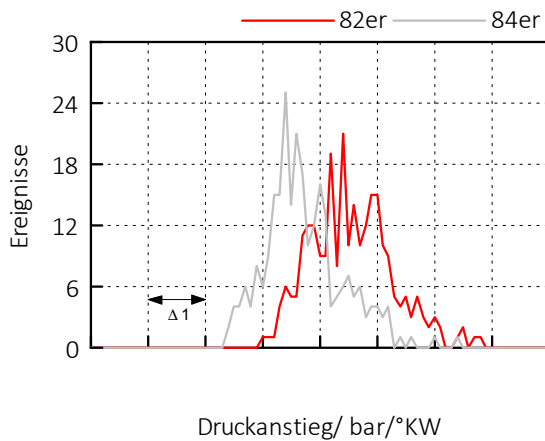
**$kp_{\text{peak}}$**  Auch bei diesem Messpunkt zeigen die Verteilungen der  $kp_{\text{peak}}$ -Werte der einzelnen Zylinder ein ähnliches Bild. Das in den Bildern 6.33 bis 6.36 gezeigt wird. Aber die Zylinder zwei und drei weisen mit der D84-Bohrung niedrigere  $kp_{\text{peak}}$ -Werte auf als mit der D82-Bohrung. Bei diesen Zylindern kann also der Einfluss der auf die Druckgradienten durch das Klopfen nicht ausgeschlossen werden.



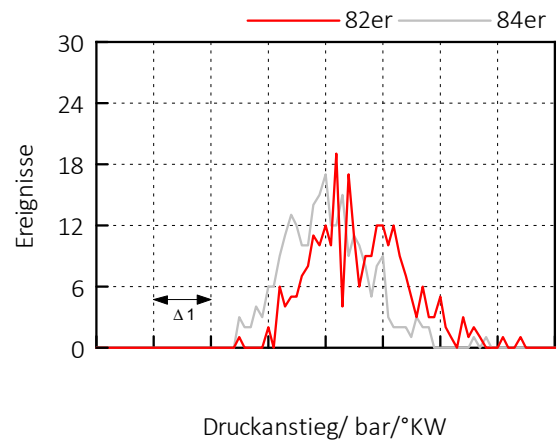
**Bild 6.37:** Verteilung der max Druckgradienten von 256 Zyklen Volllastpunkt 6000 /min Zyl.1



**Bild 6.38:** Verteilung der max Druckgradienten von 256 Zyklen Volllastpunkt 6000 /min Zyl.2



**Bild 6.39:** Verteilung der max Druckgradienten von 256 Zyklen Volllastpunkt 6000 /min Zyl.3



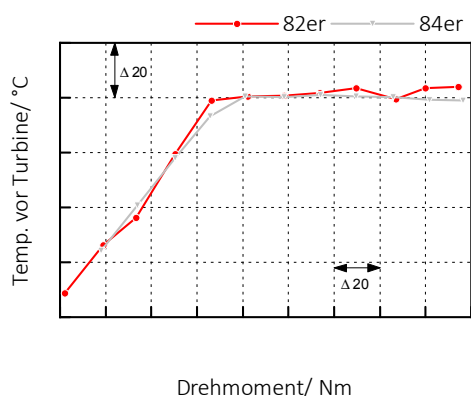
**Bild 6.40:** Verteilung der max Druckgradienten von 256 Zyklen Volllastpunkt 6000 /min Zyl.4

**Druckgradienten** Aber auch bei diesem Messpunkt sind die Druckgradienten der D82-Bohrung zu höheren Werten hinverschoben als jene der D84-Bohrung. Die Bilder 6.37 bis 6.40 zeigen wieder die Verteilung der max. Druckgradienten. Bei dem Messpunkt handelt es sich ebenfalls um den Volllastpunkt des 6000/min Lastschnittes. Bei diesem Messpunkt ist der Unterschied zwischen der Verteilung der Druckgradienten deutlicher zu sehen als bei jenem mit 5000/min. Wie erwartet sind die auftretenden Druckgradienten mit der D84-Bohrung geringer als mit der D82-Bohrung. Dabei ist zu erkennen, dass die Zylinder zwei und drei einen größeren Unterschied der Druckgradienten aufweisen als die Zylinder eins und vier. Der Grund dafür sind die vorher beschriebenen Unterschiede der Klopfereignisse in diesen Zylindern bei den beiden Messungen. Diese stehen bei der D84-Bohrung weniger im Klopfen als bei der D82-Bohrung und senken die Druckgradienten zusätzlich zu dem Effekt der auf die

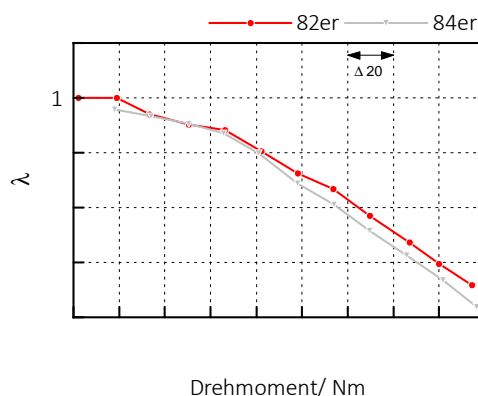
längere Brenndauer im Zylinder zurückzuführen ist.

## 6.3 Temperaturen im Abgas

Die Abgastemperaturen bei höheren Drehzahlen sind einer der leistungslimitierenden Faktoren eines modernen Pkw-Motors. Bauteile wie der Abgasturbolader und der Katalysator können nicht mit beliebig hohen Temperaturen beaufschlagt werden.



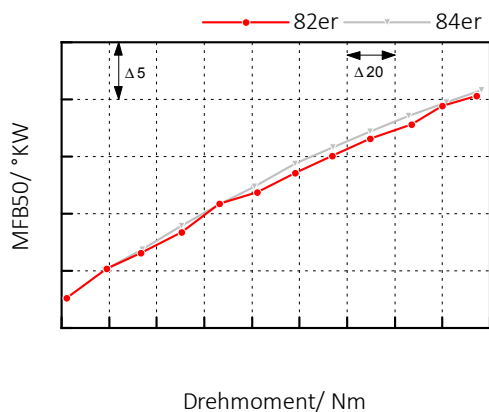
**Bild 6.41:** Abgastemperatur vor der Turbine,  $N_{\text{mot}} = 5000 / \text{min}$



**Bild 6.42:** Luftverhältnis,  $N_{\text{mot}} = 5000 / \text{min}$

Bild 6.41 zeigt die Abgastemperatur vor dem Turbolader, sie steigt nachdem die Bauteilgrenze erreicht wurde nicht mehr. Das wird durch das sog. Anfetten des Kraftstoff-Luft-Gemisches erreicht.

**Luftverhältnis** Die Darstellung 6.42 zeigt das Luftverhältnis der beiden Messungen. Die D84-Bohrung muss für gleiche Temperaturen mit einem fetteren Gemisch betrieben werden. Im Wesentlichen erhöht das fettere Gemisch die Wärmekapazität der Zylinderladung (dabei spielt die höhere spez. Wärmekapazität vom Brennstoff gegenüber der Luft, die größere zur Verfügung stehende Verdampfungsenthalpie des Brennstoffs und die höhere Masse der Zylinderladung zusammen) und senkt so die Verbrennungs- und auch die Abgastemperatur. Dabei wird aber viel unverbrannter Kraftstoff ausgestoßen. Das ist nachteilig für den Verbrauch, vor allem aber, wie im Abschnitt der Vollastlinie gezeigt wurde, wirkt sich dies schlecht auf die Umsatzrate des Katalysators und somit auf die Emissionen aus. Der Grund für die Notwendigkeit des fetteren Gemisches liegt bei den späteren Lagen des 50%-Umsatzpunkten, durch die spätere Umsetzung des Brennstoffes kann weniger der Brennstoffenergie an den Kolben abgegeben werden und es wird mehr Energie in Form von Abgasenthalpie aus dem Zylinder geschoben. Damit die Abgastemperaturen die Bauteilgrenzen nicht überschreiten muss bei der D84-Bohrung mit einem fetteren Kraftstoff-Luft-Gemisch gefahren werden als bei der D82-Bohrung. Das Bild 6.43 zeigt die unterschiedlichen Lagen der 50%-Umsatzpunkte der D82-, und der D84-Bohrung.

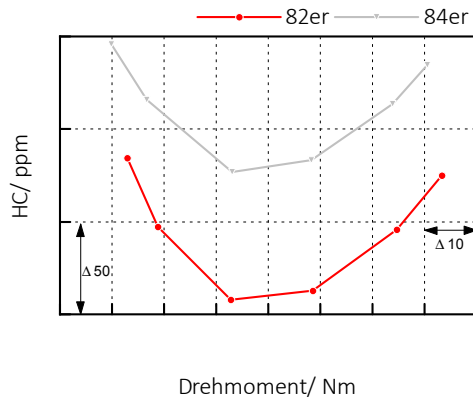


**Bild 6.43:** 50%-Umsatzpunkt,  $N_{\text{mot}} = 5000$  /min

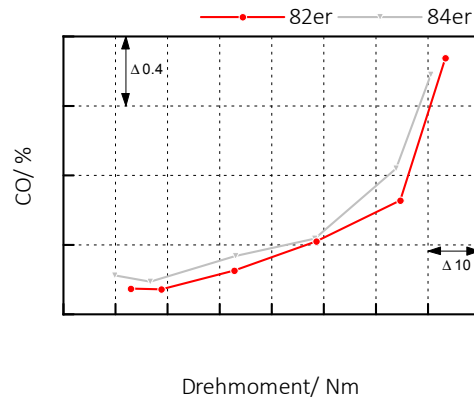
## 6.4 Emissionen

Bei dieser Arbeit werden hauptsächlich die Rohemissionen betrachtet, da diese Aufschluss über die Verbrennungsqualität bieten können.

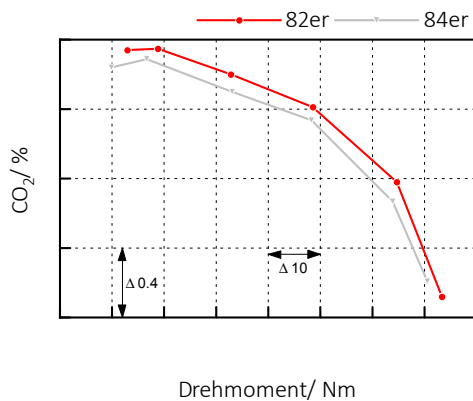
Die Bilder 6.44, 6.45, 6.46 und 6.47 zeigen die Abgaswerte der beiden Bohrungen bei einem Lastschnitt bei 1000/min. Auffällig ist, dass die D84-Bohrung mehr HC-Emissionen, mehr CO-Emissionen, mehr  $O_2$  im Abgas und weniger  $CO_2$  im Abgas aufweist als die D82-Bohrung. Bei anderen Drehzahlen ist das Bild der Emissionen sehr ähnlich. Diese Unterschiede zusammengenommen sind ein Indiz dafür, dass die Verbrennung bei der D84-Bohrung weniger vollständig ist, als bei der D82-Bohrung.



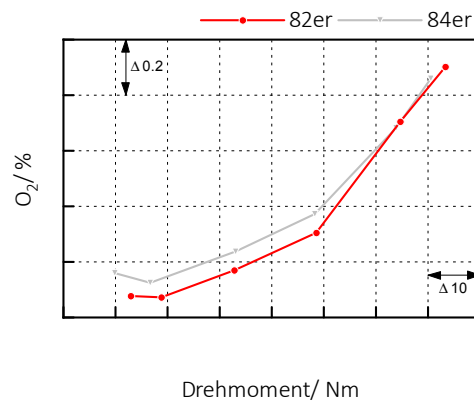
**Bild 6.44:** unverbrannte Kohlenwasserstoffe,  $N_{\text{mot}} = 1000 / \text{min}$



**Bild 6.45:** Kohlenstoffmonoxid,  $N_{\text{mot}} = 1000 / \text{min}$



**Bild 6.46:** Kohlenstoffdioxid,  $N_{\text{mot}} = 1000 / \text{min}$



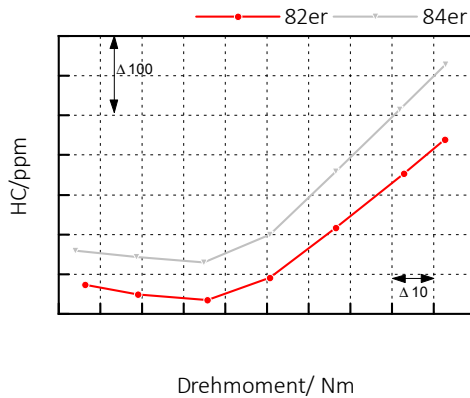
**Bild 6.47:** Sauerstoff,  $N_{\text{mot}} = 1000 / \text{min}$

### 6.4.1 HC

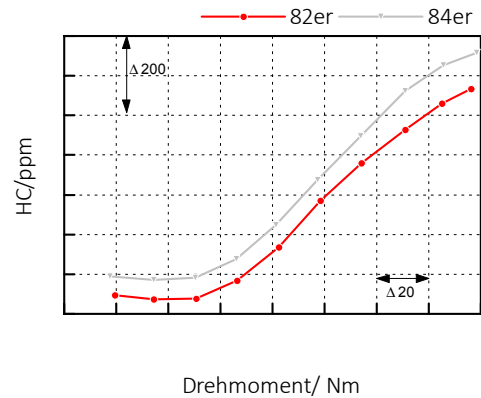
Die These, die größere Oberfläche der D84-Bohrung würde eine tendenziell erhöhte Flammlöschung hervorrufen, hat Bestätigung in den Messergebnissen gefunden. Auch dadurch wird die Verbrennung im Vergleich zur D82-Bohrung unvollkommener sein. Die HC-Emissionen sind bei der D84-Bohrung in den Lastschnitten im LET-Bereich zwischen 10% und 18% höher als bei der D82-Bohrung. Der Unterschied der Oberflächen beträgt maximal 4%. Die höheren HC-Emissionen werden daher nicht allein von der größeren Oberfläche im Verbrennungsbereich verursacht. Die Bilder 6.48 und 6.49 zeigen die vorher erwähnten HC-Emissionen der Lastschnitte bei 1250 /min und 1500 /min.

### 6.4.2 CO

Die CO-Emissionen sind wie die HC-Emissionen auch von dem globalen Luftverhältnis abhängig aber die lokale Verteilung des Luftverhältnisses im Brennraum spielt auch eine große

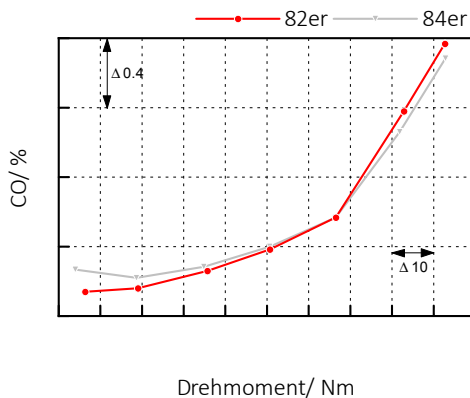


**Bild 6.48:** unverbrannte Kohlenwasserstoffe,  $N_{\text{mot}} = 1250$  /min

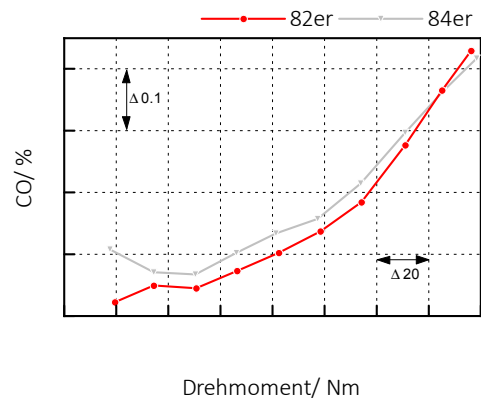


**Bild 6.49:** unverbrannte Kohlenwasserstoffe,  $N_{\text{mot}} = 1500$  /min

Rolle. Die D84-Bohrung weist in den meisten Messpunkten höhere CO-Emissionen auf. Das unterstützt die These der schlechteren Verbrennung.



**Bild 6.50:** Kohlenstoffmonoxid,  $N_{\text{mot}} = 1250$  /min

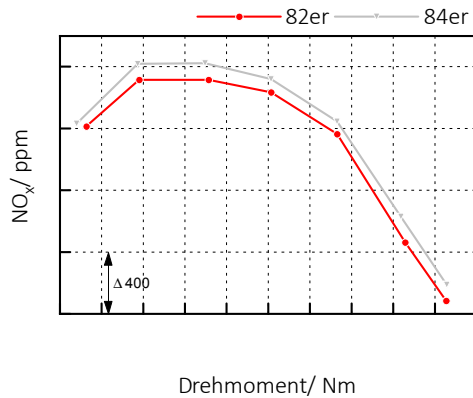
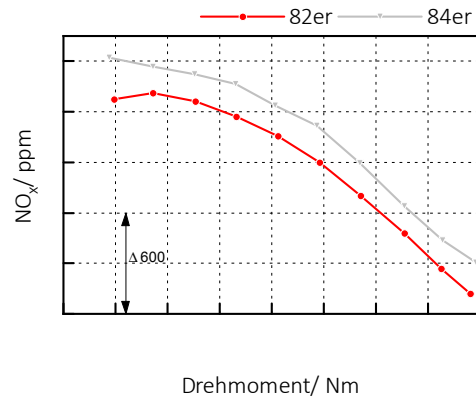
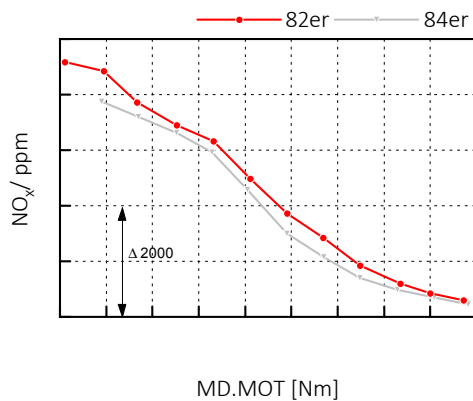
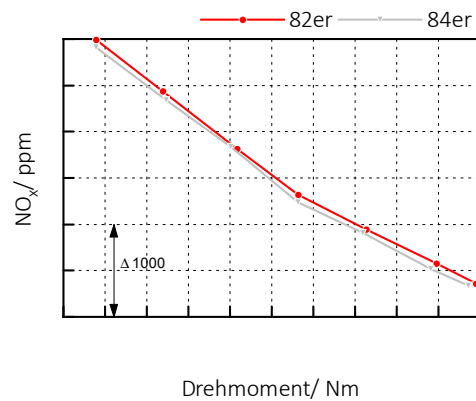


**Bild 6.51:** Kohlenstoffmonoxid,  $N_{\text{mot}} = 1500$  /min

### 6.4.3 NO<sub>x</sub>

Die NO<sub>x</sub>-Emissionen sind relativ eindeutig, bei gleichem Luftverhältnis sind die NO<sub>x</sub>-Werte der D84-Bohrung stets höher. Deshalb sind die NO<sub>x</sub>-Emissionen der LET-Lastschnitte jeweils höher. Bei den Lastschnitten in der Leistung gilt das nicht mehr. Bei den Lastschnitten im Nennleistungsbereich fährt die D84-Bohrung mit einem fetteren Gemisch. Wie schon bei der Analyse der Vollastlinien erwähnt behindert der Luftmangelbetrieb die Bildung von Stickoxiden und das fettere Gemisch ist darüber hinaus für eine niedrigere Temperatur im Brennraum verantwortlich, das hilft die Entstehung von NO<sub>x</sub> weiter zu senken.

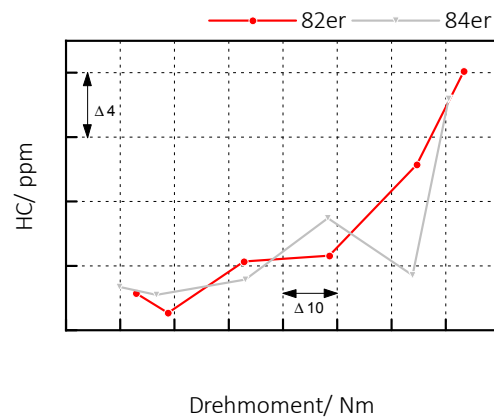


Bild 6.52: Stickoxide,  $N_{\text{mot}} = 1250$  /minBild 6.53: Stickoxide,  $N_{\text{mot}} = 1500$  /minBild 6.54: Stickoxide,  $N_{\text{mot}} = 5000$  /minBild 6.55: Stickoxide,  $N_{\text{mot}} = 6000$  /min

Die Bilder 6.52 bis 6.55 zeigen die NO<sub>x</sub>-Emissionen der LET-Bereich und der Lastschnitte im Nennleistungsbereich. Der Grund für die höheren NO<sub>x</sub>-Emissionen im LET-Bereich müsste genauer untersucht werden. Da die Bildung von Stickoxiden bei der Verbrennung hauptsächlich von drei Parametern bedingt wird, dem lokalen Luftverhältnis, der Temperatur im Gas und den Zeitraum über den sich diese hohe Temperatur halten kann, könnte das zum einen bedeuten die D84-Bohrung brennt heißer, oder der Zeitraum über dem diese hohen Temperaturen anhalten ist bei der D84-Bohrung länger[4]. Die bisherigen Messergebnisse weisen nicht auf eine höhere Spitztemperatur hin, dass aber ein hohes Temperaturniveau mit der D84-Bohrung, aufgrund der längeren Brenndauer, länger gehalten wird als mit der D82-Bohrung und dadurch die höheren Stickoxidemissionen zustande kommen, könnte durchaus eine Erklärung dafür sein.

#### 6.4.4 Emissionen nach dem 3-Wege-Katalysator

Es soll gezeigt werden, dass sich auch bei relativ unterschiedlichen Rohemissionen die Emissionen nach dem 3-Wege-Katalysator nicht stark unterscheiden. Der größte Unterschied in den Rohemissionen kann bei den unverbrannten Kohlenwasserstoffen beobachtet werden. Abbil-



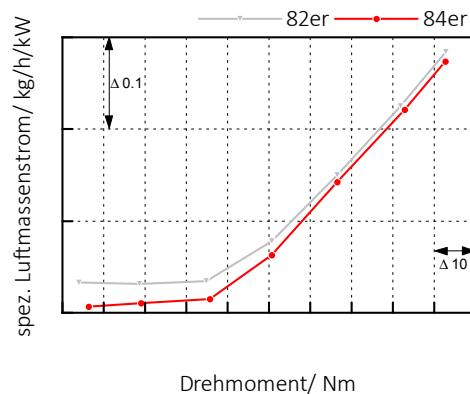
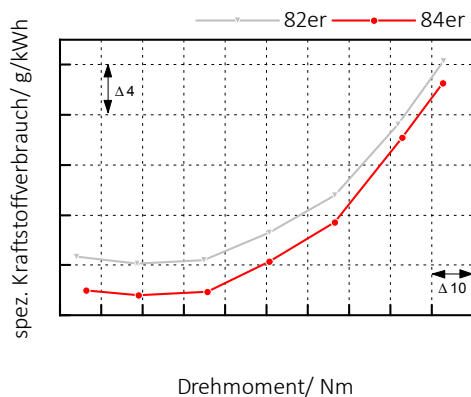
**Bild 6.56:** HC-Emissionen, nach dem Katalysator,  $N_{\text{mot}} = 1000$

Abbildung 6.56 zeigt exemplarisch die effektiven HC-Emissionen beider Bohrungen der Lastschnitte bei 1000 /min, von denen die Rohemissionen in 6.44 bis 6.47 schon gezeigt wurden. Obwohl sich die Rohemissionen stark unterscheiden sind die Emissionen nach dem Katalysator sehr ähnlich. Dabei muss man aber bemerken, dass das nur bei stöchiometrischen Betrieb gilt.

## 6.5 Verbrauch

Die Verbräuche der Volllastmessungen zeigen einen Verbrauchsvorteil der D82-Bohrung. Dieser konnte auch bei den Lastschnitten festgestellt werden.

### 6.5.1 Lastschnitt 1250 /min



**Bild 6.57:** Spezifischer Kraftstoffverbrauch,  $N_{\text{mot}} = 1250 / \text{min}$

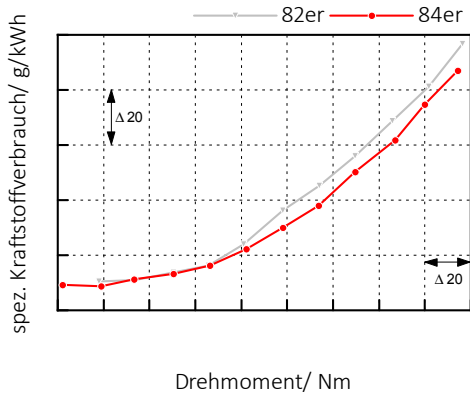
**Bild 6.58:** Luftmassenstrom,  $N_{\text{mot}} = 1250 / \text{min}$

Das Bild 6.57 zeigt den spezifischen Kraftstoffverbrauch der beiden Bohrungen, der Verbrauchsvorteil der D82-Bohrung ist klar erkennbar, interessant ist dabei auch der mittlere Lastbereich, dort ist der Unterschied zwischen D84- und D82-Bohrung wesentlich größer als bei der Volllast. Das Bild 6.58 zeigt den spezifischen Luftmassenstrom der beiden Motoren. Diese beiden Darstellungen sind natürlich sehr ähnlich da bei diesen Messungen konstant mit stöchiometrischem Luftverhältnis gefahren wurden. Diese beiden Darstellungen zeigen ausdrücklich, dass die D84-Bohrung mehr Luftmassenstrom und somit auch mehr Kraftstoff benötigt um dasselbe Drehmoment darzustellen. Dabei ist der größere Unterschied im Teillastbereich wahrscheinlich mit der schlechteren Verbrennung zu erklären. Die CO-Emissionen des Lastschnittes, zu sehen in Bild 6.50 zeigen höhere CO-Emissionen der D84-Bohrung im Teillastbereich und mit steigender Last sinkt der Unterschied bis im Volllastpunkt die D82-Bohrung mehr CO-Emissionen bei dieser Messung aufweist. Das könnte den Unterschied zwischen Teillast- und Volllastbereich erklären, wobei der eindeutige Verbrauchsnachteil der D84-Bohrung bei dieser Messung auch von anderen Faktoren abhängig ist (z. B.: HC- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen).

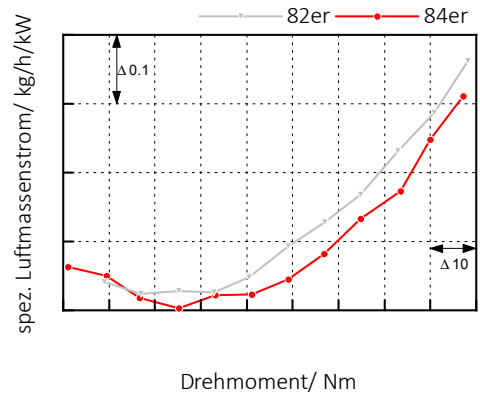
### 6.5.2 Lastschnitt 5000 /min

In Bild 6.59 wird der spezifische Kraftstoffverbrauch dargestellt, auch hier zeigt sich ein klarer Verbrauchsvorteil der D82-Bohrung. Anders als bei dem LS 1250 /min ist hier der Unterschied in der Teillast kaum vorhanden und wird größer mit steigender Last. Die Korrelation mit dem

spez. Luftmassenstrom ist ebenfalls wieder gegeben, aber diese muss nun unter der Berücksichtigung des  $\lambda$ -Werts betrachtet werden. Der Betrieb bei  $\lambda = 1$  ist in der Leistung aufgrund des Bauteilschutzes nicht dauerhaft möglich.

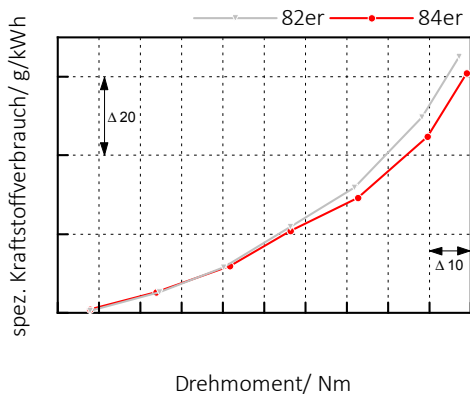


**Bild 6.59:** Spezifischer Kraftstoffverbrauch,  $N_{\text{mot}} = 5000$  /min

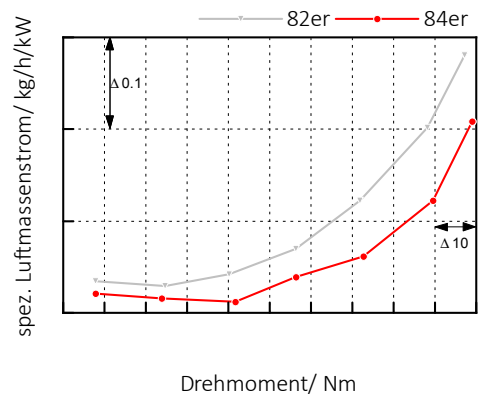


**Bild 6.60:** Luftmassenstrom,  $N_{\text{mot}} = 5000$  /min

### 6.5.3 Lastschnitt 6000 /min



**Bild 6.61:** Spezifischer Kraftstoffverbrauch,  $N_{\text{mot}} = 6000$  /min



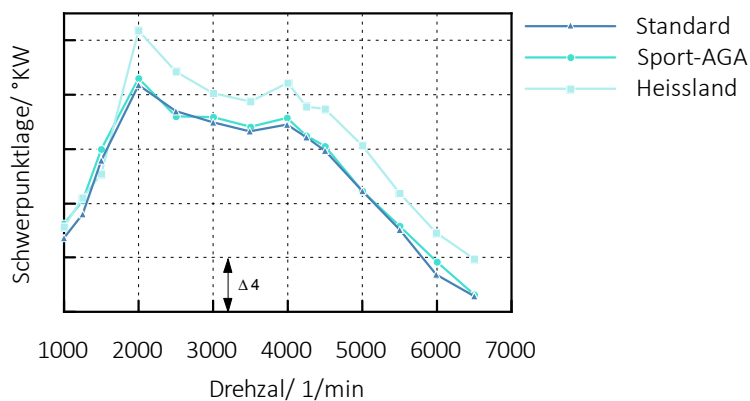
**Bild 6.62:** Luftmassenstrom,  $N_{\text{mot}} = 6000$  /min

Bei dem LS bei 6000 /min bietet sich dasselbe Bild wie bei dem LS bei 5000 /min der Unterschied im spez. Kraftstoffverbrauch steigt mit steigender Last und der Luftmassenstrom ebenfalls. Dabei ist der Unterschied beim Luftmassenstrom verhältnismäßig größer durch das unterschiedliche Kraftstoff-Luftverhältnis.

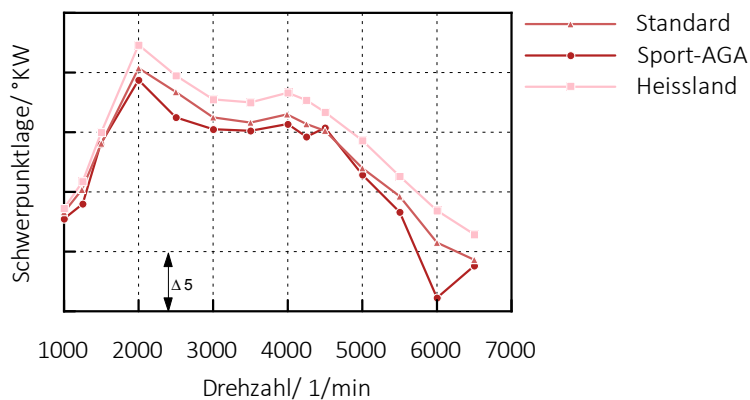
## 6.6 Vergleich der drei Varianten des Messprogramms

Die drei verschiedenen Varianten des Messprogramms sollen hier gegenübergestellt werden. Anhand dieser drei Vollastlinien werden die Auswirkungen der unterschiedlichen Abgasanlage und der unterschiedlichen Ansauglufttemperaturen hervorgehoben.

### 6.6.1 50%-Umsatzpunkt



**Bild 6.63:** Vollastlinien für zwei verschiedene Abgasanlagen sowie Heisslandapplikation, D82-Bohrung



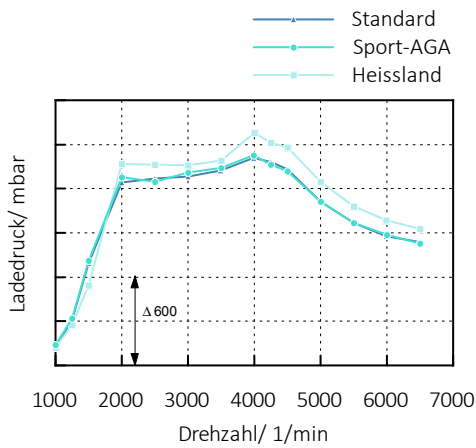
**Bild 6.64:** Vollastlinien für zwei verschiedene Abgasanlagen sowie Heisslandapplikation, D84-Bohrung

Bild 6.63 zeigt die Lage der 50%-Umsatzpunkte der drei Vollastlinien. Die Lage der 50%-Umsatzpunkt der Messungen mit unterschiedlichen Ansauglufttemperaturen unterscheiden sich um bis zu vier Grad Kurbelwinkel. Daneben hat der unterschiedliche Abgasgegendruck der Abgasanlagen auf die Lage des 50%-Umsatzpunkte keinen erkennbaren Einfluss.

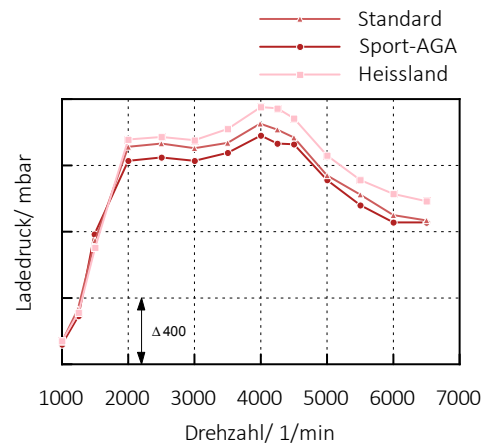
Bild 6.64 zeigt die Lage der 50%-Umsatzpunkte der D84-Bohrung bei den analogen Messungen.

Es sind leichte Unterschiede bei den Lagen des 50%-Umsatzpunktes der Standardmessungen und denen mit Sportabgasanlage erkennbar (bis zu zwei Grad Kurbelwinkel). Diese sind bei der D82-Bohrung nicht vorhanden. Der Grund dafür sind geringfügige Unterschiede in den Umgebungsbedingungen am Motorprüfstand, bei dem die Messungen durchgeführt wurden. Die Umgebungsdrücke bei dem diese Messungen mit der D82-Bohrung durchgeführt wurden, unterscheiden sich nur um max. 2 mbar. Bei den Messungen der D84-Bohrung sind zwischen der Messung mit Sportabgasanlage und den anderen beiden 25 mbar Unterschied im Umgebungsdruck. Die Variation der Ansauglufttemperatur führte auch mit der D84-Bohrung auf dasselbe Ergebnis, mit Unterschieden in der MFB50-Lagen von bis zu vier Grad Kurbelwinkel.

### 6.6.2 Lade- und Abgasgegendruck



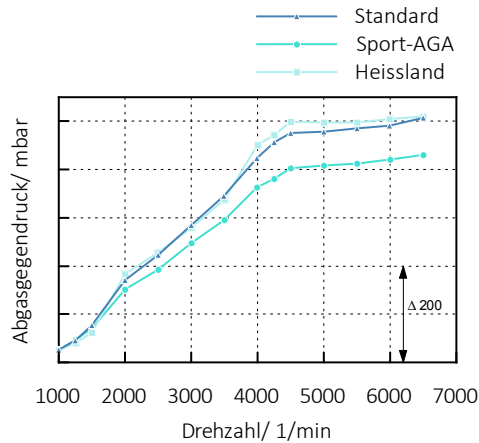
**Bild 6.65:** Ladedruck, D82-Bohrung



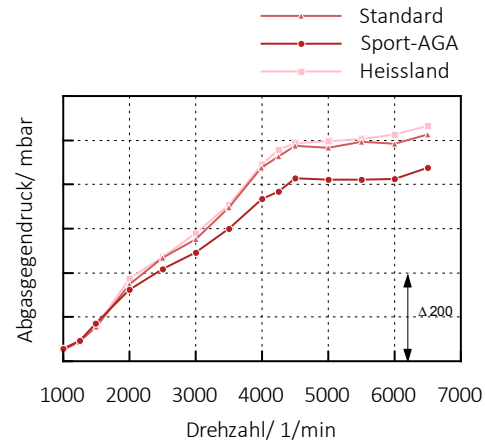
**Bild 6.66:** Ladedruck, D84-Bohrung

**Ladedruck** Bild 6.65 zeigt die Ladedrücke für die Vollastlinien. Die höheren Temperaturen der Heißlandmessungen bedingen höhere Ladedrücke für dasselbe Drehmoment bzw. dieselbe Leistung. Daneben wirkt sich der Unterschied im Abgasgegendruck auf den Ladedruck nicht merkbar aus.

Bild 6.66 zeigt die Ladedrücke an der Vollast für die D84-Bohrung. Hier bietet sich ein etwas anderes Bild als bei der D82-Bohrung, der Unterschied zwischen der Standardmessung und der Heißlandmessung ist hier eindeutig erkennbar. Auch dieser ist auf den unterschiedlichen Umgebungsdruck bei den Messungen zurückzuführen.



**Bild 6.67:** Abgasgegendruck, D82-Bohrung



**Bild 6.68:** Abgasgegendruck, D84-Bohrung

**Abgasgegendruck** Die Bilder 6.67 und 6.68 zeigen den Abgasgegendruck der unterschiedlichen Vollastlinien der beiden Motoren. Der Effekt der angebrachten Gegendruckblende ist gut zu erkennen. Die Standard- und die Heisslandmessungen wurden beide mit dieser Blende gemessen, die Messung ohne der Blende weist deutlich niedrigeren Gegendruck auf. Dabei kann man auch den Einfluss des Massenstroms erkennen. Mit steigender Drehzahl steigt auch der Abgasgegendruck, das liegt an dem höheren Abgasmassenstrom.

### 6.6.3 Lastschnitte

Bei den Lastschnitten führt die unterschiedliche Ansauglufttemperatur zu einer Verschiebung der leistungsbegrenzenden Faktoren. Die hohen Ansauglufttemperaturen führen zu hohen Temperaturen nach dem Verdichter, bei den Lastschnitten im Nennleistungsbereich wird dabei die Grenztemperatur der Reingluftführung überschritten. Diese kann, von der Motorsteuerung, bei gegebenen Umgebungsbedingungen nur über den Ladedruck und somit direkt über die Laststeuerung mit dem Wastegate beeinflusst werden. Sie kann also von der Motorsteuerung nicht ohne Leistungsreduzierung gesenkt werden. Bei niedrigeren Ansauglufttemperaturen wurde diese Grenztemperatur nie erreicht, bei diesen Messungen war die Drehzahlgrenze des Turboladers der leistungsbegrenzende Faktor, da die Abgastemperatur durch die Anfettung des Kraftstoff-Luft-Gemisches stark von der Motorsteuerung gesenkt werden kann ohne die Leistung maßgeblich zu beeinflussen.

## 6.7 Vergleich zweier Messpunkte

Es folgt ein Vergleich zweier Messpunkte die kurz nacheinander gemessen wurden. Es erfolgte keine Veränderung der Betriebsparameter. Es handelt sich dabei jeweils um den Volllastpunkt der Motoren bei einem Lastschnitt bei 5000 /min.

### 6.7.1 Druckgradienten

Hier wird die Verteilung der maximalen Druckgradienten der 256 aufgezeichneten Verbrennungszyklen betrachtet. Die Bilder 6.69 bis 6.72 zeigen die Verteilung der Druckgradienten der einzelnen Zylinder der Messpunkt 1 und die Bilder 6.73 bis 6.76 zeigen den Messpunkt 2, der kurze Zeit später gemessen wurde, ohne dass eine Veränderung der Betriebsparameter stattgefunden hat. Diese Gegenüberstellung soll die gegebenen Schwankungen bei den Messungen zeigen. Beispielhaft werden die Druckgradienten in den einzelnen Zylindern herangezogen. In den Tabellen 6.1 und 6.2 werden die Mittelwerte der Druckgradienten der einzelnen Zylinder angeführt. In Tabelle 6.1 werden die beiden Messpunkte der D82-Bohrung miteinander verglichen und in Tabelle 6.2 jene der D84-Bohrung. Dabei sind Unterschiede von bis zu 10% festzustellen, betrachtet man die maximalen Druckgradienten sind die Unterschiede wesentlich größer. Die D82-Bohrung weist bei Messpunkt 1 einen max. Druckgradienten von 9.13 bar/°KW auf. Der max. Druckgradient des Messpunktes 2 beträgt 5.75 bar/°KW. Bei der D84-Bohrung weisen die Werte mit 7.42 bar/°KW im Messpunkt 1 und 5.58 bar/°KW bei Messpunkt 2 ebenfalls einen Unterscheid auf .

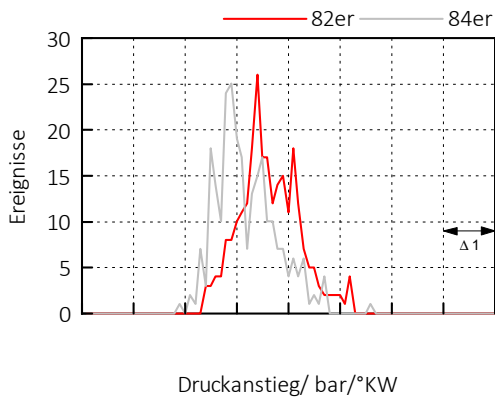
**Tabelle 6.1:** Vergleich der mittleren Druckgradienten der einzelnen Zylinder der D82-Bohrung in bar/°KW

Messung	Zyl 1	Zyl 2	Zyl 3	Zyl 4
MP1	3.53	3.83	3.67	3.89
MP2	3.30	3.59	3.38	3.56
Änderung in %	-6.9	-6.7	-8.5	-9.2

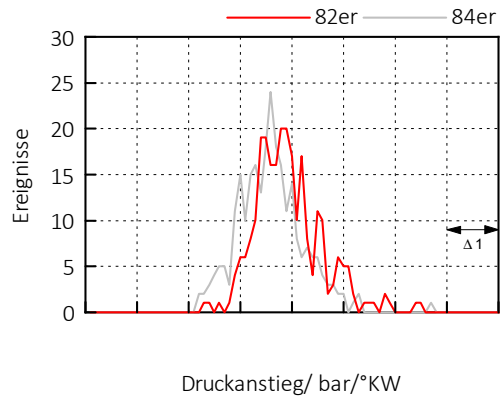
**Tabelle 6.2:** Vergleich der mittleren Druckgradienten der einzelnen Zylinder der D84-Bohrung in bar/°KW

Messung	Zyl 1	Zyl 2	Zyl 3	Zyl 4
MP1	3.09	3.49	3.12	3.30
MP2	2.94	3.24	2.90	3.11
Änderung in %	-5.1	-7.7	-7.5	-6.1

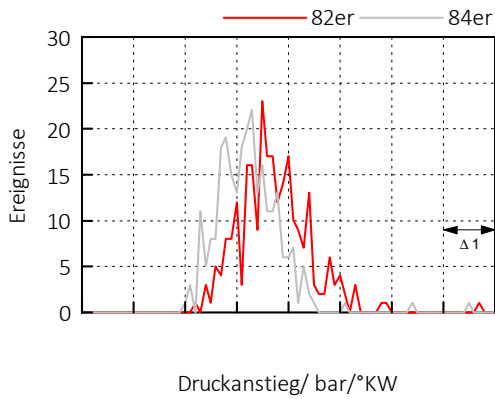




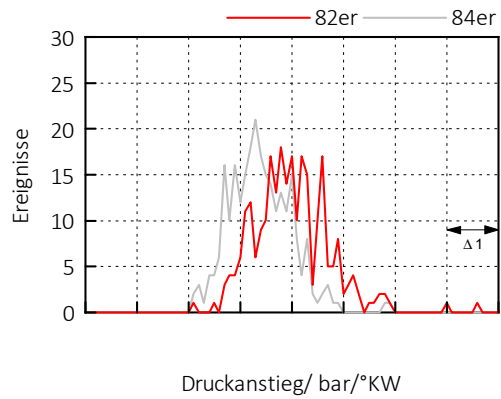
**Bild 6.69:** Verteilung der max Druckgradienten der 256 Zyklen während Messpunkt 1, 5000 /min Zyl.1



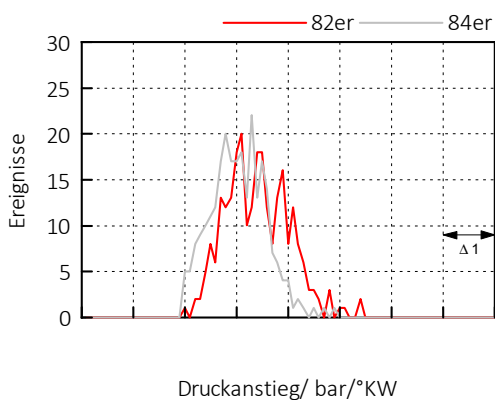
**Bild 6.70:** Verteilung der max Druckgradienten der 256 Zyklen während Messpunkt 1, 5000 /min Zyl.2



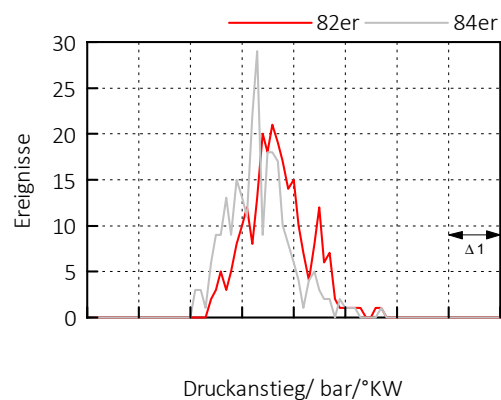
**Bild 6.71:** Verteilung der max Druckgradienten der 256 Zyklen während Messpunkt 1, 5000 /min Zyl.3



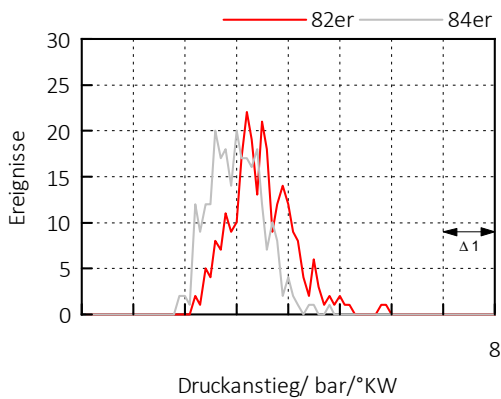
**Bild 6.72:** Verteilung der max Druckgradienten der 256 Zyklen während Messpunkt 1, 5000 /min Zyl.4



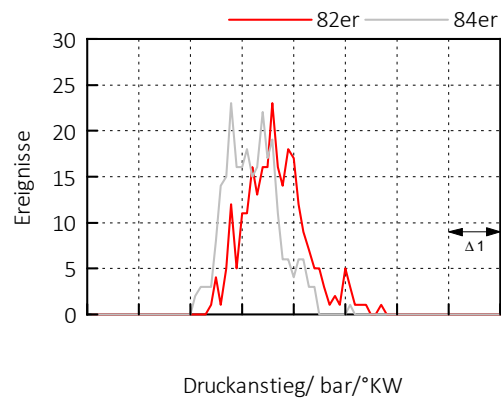
**Bild 6.73:** Verteilung der max Druckgradienten der 256 Zyklen während Messpunkt 2, 5000 /min Zyl.1



**Bild 6.74:** Verteilung der max Druckgradienten der 256 Zyklen während Messpunkt 2, 5000 /min Zyl.2

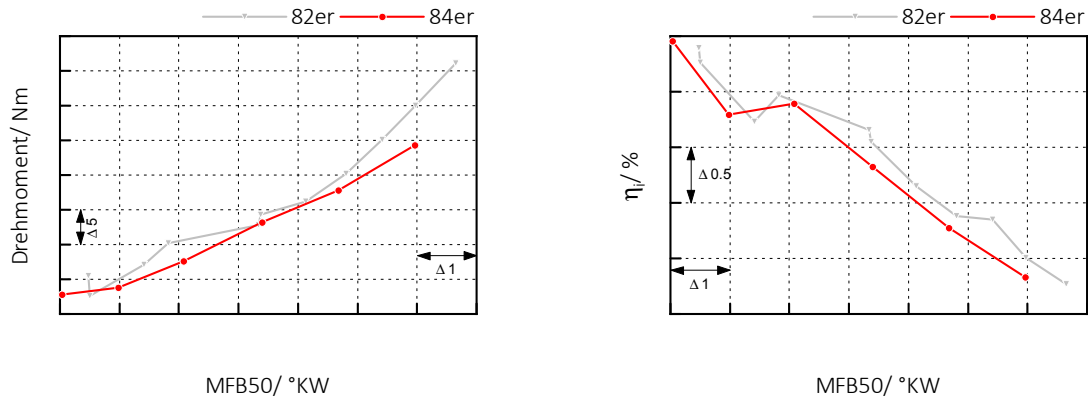


**Bild 6.75:** Verteilung der max Druckgradienten der 256 Zyklen während Messpunkt 2, 5000 /min Zyl.3



**Bild 6.76:** Verteilung der max Druckgradienten der 256 Zyklen während Messpunkt 2, 5000 /min Zyl.4

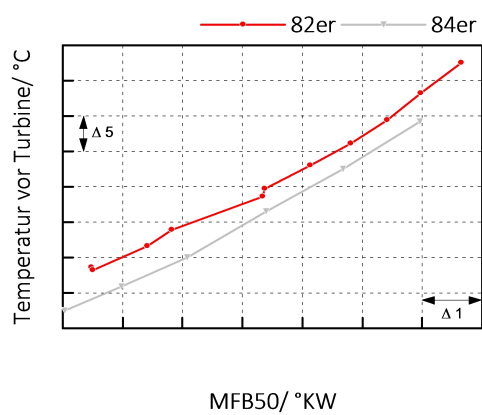
## 6.8 Variation des Zündzeitpunktes bei 1500 /min



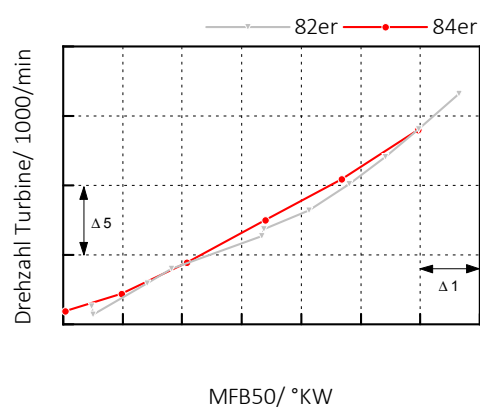
**Bild 6.77:** Drehmoment abhängig vom 50%-Umsatzpunkt,  $N_{\text{mot}} = 1500 / \text{min}$

**Bild 6.78:** innerer Wirkungsgrad abhängig vom 50%-Umsatzpunkt,  $N_{\text{mot}} = 1500 / \text{min}$

Die Zündhaken werden bei diesen Messungen für die Leistungs- und Verbrauchsvorhersagen des Motors gemessen. Durch die Handregelung während der Messungen sind die Betriebsparameter der Motoren nicht mit dem Betrieb im Fahrzeug zu vergleichen. Die Klopfregelung im Steuergerät hat im Fahrzeug keine Zylinderdrucksensoren zur Verfügung, sondern muss über Klopfensensoren unter allen Randbedingungen das Klopfen sicher erkennen bzw. verhindern, trotzdem den Motor aber so nahe wie möglich an der Klopfgrenze betreiben. Durch den Zündhaken, ausgehend vom Vollastpunkt eines Lastschnittes wird die Klopfregelung simuliert. So lassen sich aus dem Zündhaken die mögliche Leistung und den möglichen Verbrauch der Motoren unter Fahrzeugbedingungen nachstellen. Durch die Spätstellung der Zündung verschlechtert sich der Wirkungsgrad und bei allen anderen gemessenen Zündhaken sank damit das geleistete Drehmoment oder blieb maximal konstant. Doch bei dem Zündhaken bei 1500 /min stieg das Drehmoment bei späteren Zündzeitpunkten und somit auch späteren Verbrennungsschwerpunktlagen weiter an. Der Blick auf die Temperatur vor Turbine und die Drehzahl des Abgasturboladers verrät auch warum. Die steigende Temperatur des Abgases erhöht die Energie die dem ATL zur Verfügung steht, diese wird in einen höheren Ladedruck umgewandelt. Durch den höheren Ladedruck kann die Füllung der Zylinder erhöht und mehr Drehmoment erreicht werden (siehe Bild 6.79 und 6.80). Dabei verschlechtert sich der innere Wirkungsgrad  $\eta_i$ , doch die Steigerung des Ladedrucks übersteigt den Wirkungsgradverlust durch die späteren Verbrennungsschwerpunkte. Leider ist es nicht Möglich den Zündzeitpunkt weiter nach spät zu stellen um den Wendepunkt dieses Trends zu ermitteln. Bei einem noch späterer Zündzeitpunkt würde die Abgastemperatur die Temperaturgrenzen im Abgastrakt überschreiten.



**Bild 6.79:** Temperatur vor Turbine abhängig vom 50%-Umsatzpunkt,  $N_{\text{mot}} = 1500$  /min



**Bild 6.80:** ATL-Drehzahl abhängig vom 50%-Umsatzpunkt,  $N_{\text{mot}} = 1500$  /min

# 7 Resultat und Ausblick

Der Vergleich der beiden Bohrungen am Prüfstand konnte Aufschluss über die Veränderung der thermodynamischen Eigenschaften durch die konstruktiven Änderungen bringen. Die anfangs aufgestellte These, das neue Hub-Bohrungsverhältnis würde das Volllastverhalten des Motors negativ beeinflussen, konnte bestätigt werden.

Die festgestellte höhere Klopfneigung der größeren Bohrung ist dabei hauptsächlich für den Nachteil verantwortlich. Sie bedingt die späteren 50%-Umsatzpunkte. Die D84-Bohrung weist an der Volllast bis zu zwei Grad Kurbelwinkel spätere Lagen des 50%-Umsatzpunktes auf, diese wirken sich mehrfach negativ auf die relevanten Betriebsparameter des Motors aus. Hauptsächlich leidet der innere Wirkungsgrad, des Motors darunter. Damit steigt der Verbrauch gegenüber der D82-Bohrung an, bis zu 5% höher ist der spezifische Kraftstoffverbrauch mit der D84-Bohrung. Darüber hinaus, stellen die späteren 50%-Umsatzpunkte durch die höheren Abgastemperaturen auch einen Nachteil bei den Emissionen des Motors dar. Wie gezeigt werden die höheren Temperaturen durch ein fetteres Kraftstoff-Luft-Gemisch kompensiert, welches sich besonders bei der auf stöchiometrischen Betrieb ausgelegten Abgasnachbehandlung negativ auf die effektiven Emissionen des Motors auswirkt. Auch dieser Nachteil wiegt in der Bewertung schwer, gilt es doch gesetzliche Emissionslimits einzuhalten.

Bei dieser Untersuchung werden nur die mechanisch notwendigen Teile getauscht um eine Änderung von Hub und Bohrung zu realisieren. Dies sollte zum einen den Einfluss dieser Änderung isolieren, aber andererseits auch den Aufwand überschaubar halten.

So würden einige Anpassungen welche durch das Veränderte Hub/Bohrungs-Verhältnis notwendig bzw. möglich werden die Performance des Motors verbessern. So könnte z. B.: eine Neugestaltung der Einlasskanäle die Ladungsbewegung im Zylinder für die größere Bohrung optimiert werden. Die höhere Ladungsbewegung könnte helfen die turbulente Flammengeschwindigkeit im Zylinder während der Verbrennung zu erhöhen. Die höhere turbulente Flammengeschwindigkeit würde sich direkt auf die Brenndauer im Zylinder und somit positiv auf das Klopfverhalten des Motors auswirken. Aber auch andere Konzepte können die Klopfneigung verringern, das Millerverfahren z. B. könnte die gestiegene Klopfneigung durch die längeren Flammenwege durch die geringere Starttemperatur bei der Verbrennung wieder absenken.

Abschließend kann festgehalten werden, dass die Komfortmaßnahme negative Auswirkungen auf Leistung, Verbrauch und Emissionen im Volllastverhalten des Motors mit sich bringt. Unter diesen Aspekten ist die Änderung des Hub-Bohrungs-Verhältnisses nicht zu empfehlen. Werden jedoch wie vorher kurz angedacht, entsprechende Maßnahmen getroffen um den Einfluss der größeren Bohrung zu reduzieren kann die Komfortmaßnahme mit weniger negativen Folgen bei Verbrauch und Emissionen vorgenommen werden.



# Literaturverzeichnis

- [1] Pischinger, R., Klell, M., Sams, T.: „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“, Springer-Verlag Wien New York, 3. Auflage, 2009
- [2] Brecq, G., Le Corre, O.: „*Modeling of In-cylinder Oscillations under Knocking Conditions: Introduction to Pressure Envelope Curve*“, SAE Technical paper 2005-01-1126, SAE International 2005
- [3] van Basshuysen, R.: „*Ottomotor mit Direkteinspritzung*“, Springer Vieweg, 3. Auflage, 2013
- [4] Wimmer, A.: „*Thermodynamik des Verbrennungsmotors*“, Vorlesungsskriptum IVT TU Graz, 2014
- [5] Schreiner, K.: „*Basiswissen Verbrennungsmotor*“, Springer Vieweg, 2. Auflage, 2013
- [6] van Basshuysen, R., Schäfer, F.: „*Handbuch Verbrennungsmotor*“, Springer Vieweg, 7. Auflage, 2013