

Gernot Gießauf

Bewertung unterschiedlicher reibungsrelevanter Maßnahmen beim PKW-Dieselmotor

Diplomarbeit

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Betreuer:
Dipl.-Ing. Andreas Wagner

Institutsvorstand:
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder



Graz, 2013

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am 22.01.2013

Gernot Gießauf

Vorwort

Aufgrund meines Studiums Wirtschaftsingenieurwesen - Maschinenbau konnte ich mich zwischen einer technischen und wirtschaftlichen Diplomarbeit entscheiden.

Bereits in jungen Jahren war mein Interesse an der Technik sehr ausgeprägt, dies hat sich auch bis heute nicht verändert, daher fiel die Entscheidung zu einer technischen Diplomarbeit dann doch recht früh. Speziell der Bereich Automobile faszinierte mich schon von klein auf, somit war es naheliegend, sich am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik nach einer Diplomarbeit umzusehen. Da ich die praxisorientierte Arbeit sehr schätze, entschied ich mich für ein Projekt, das von der BMW Motoren GmbH in Auftrag gegeben wurde. Im Zuge der Arbeit konnte ich sehr viel Neues lernen, vor allem wurde mir der Betrieb eines Motorenprüfstandes vertraut.

Ganz besonders möchte ich mich an dieser Stelle beim Institutsvorstand Univ.-Prof. Dr.techn. Helmut Eichseder bedanken, der mir diese Arbeit anbieten konnte und die Durchführung ermöglichte.

Ganz besonderer Dank auch an meinen Betreuer dieses Projekts, Dipl.-Ing. Andreas Wagner, für die tatkräftige Unterstützung und Hilfestellung in allen Situationen sowie die Abwicklung des Projekts mit dem Auftraggeber.

Bedanken möchte ich mich auch bei allen Bürokollegen für etwaige Hilfe und die gute Zusammenarbeit, weiters bei allen Mitarbeitern der Werkstätte und nicht zu vergessen bei allen am Projekt beteiligten Mechanikern.

Der BMW Motoren GmbH gebührt auch ein Dankeschön für das Zustandekommen dieser Arbeit, sowie allen Ansprechpersonen für die reibungslose Zusammenarbeit und prompte Bereitstellung diverser Motorenteile.

Vor allem möchte ich mich bei meinen Eltern für die wertvolle Unterstützung während der gesamten Studienzzeit und grundsätzlich für die Schaffung der Möglichkeit ein Studium zu absolvieren, bedanken.

Zusammenfassung

Der Dieselmotor ist und wird auch in naher Zukunft einer der wichtigsten Antriebe in der Automobilbranche bleiben. Die stetige Verschärfung der Abgasemissionsgrenzwerte und steigende Kraftstoffpreise aufgrund knapper werdender Ressourcen zwingt die Hersteller die Effizienz ihrer Motoren zu steigern. Bis zum Jahr 2020 schreibt die EU einen maximalen CO₂-Ausstoß von 95 Gramm pro Kilometer für die gesamte Fahrzeugflotte eines Herstellers vor [4]. Großes Potenzial wird unter anderem der Verringerung der mechanischen Verluste der Motoren zugeschrieben.

In dieser Diplomarbeit sollen Änderungen an der Kolbengruppe eines modernen Vierzylinder-Dieselmotors im Hinblick auf die mechanischen Verluste bewertet werden. Die Motoren wurden sowohl befeuert als auch geschleppt betrieben. Im befeuerten Betrieb wurde eine Kennfeldvermessung und eine Ölverbrauchsmessung durchgeführt. Der Schleppbetrieb erfolgte nach dem Strip-Down-Verfahren, bei dem schrittweise Motorenteile demontiert oder durch Dummyteile ersetzt werden. Um exakte Messwerte beim Vergleich von Motoren zu erhalten, müssen bei den Messungen die Umgebungsbedingungen so gut wie möglich konstant gehalten werden, vor allem sind idente Kühl- und Schmiermitteltemperaturen von Bedeutung.

Die Ergebnisse der Untersuchungen sollen einerseits zur Bewertung der getroffenen Maßnahmen dienen, andererseits zeigen, ob die Reibung der Kolbengruppe auch im Schleppbetrieb korrekt bewertet werden kann.

Abstract

The diesel engine is and will remain one of the main drives in the automotive industry. The constant tightening of the exhaust emission standards and the rising of fuel prices - due to shortage of resources - is forcing manufacturers to improve the efficiency of their engines. By the year 2020, the EU requires a maximum of CO₂ emissions of 95 grams per kilometer for the entire vehicle fleet of a manufacturer [4]. Reducing mechanical losses of the engines is expected to have a large potential.

The aim of this thesis is to describe an evaluation of the mechanical losses of the changes to the piston assembly of a modern four-cylinder diesel engine. The engines were both fired and motored by asynchronous machine. In fired operation, an engine characteristic map was created and an oil consumption measurement was performed. In motored operation the engine components were dismantled step by step or replaced by dummy components. This method is called strip-down-analysis. To obtain exact measuring values, environmental conditions must be kept as constant as possible, especially the temperature of coolant and lubricant.

The results of the analyses should be used to evaluate the measures which are taken. Secondly the results should be used to find out, if a correct evaluation of the piston assembly can be done by motored operation.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Aufgabenstellung	5
3	Theoretische Grundlagen	6
3.1	Tribologie.....	6
3.2	Methoden der Reibungsmessung	11
3.2.1	Zylinderdruckindizierung.....	11
3.2.2	Schleppmessung.....	13
3.2.3	Willans-Linien.....	15
3.2.4	Auslaufversuch	16
3.2.5	Abschaltversuch	17
3.2.6	Zähigkeitsmethode	18
3.2.7	Sondermessverfahren	19
3.2.8	Vergleich der unterschiedlichen Methoden	19
3.3	Zylinderverzug	21
3.4	Kolbenringe	25
4	Versuchsträger BMW N47	30
4.1	Grundmotor	31
4.1.1	Zylinderkurbelgehäuse	31
4.1.2	Zylinderkopf.....	32
4.1.3	Kurbeltrieb und Steuertrieb.....	33
4.1.4	Ausgleichswellen	34
4.2	Anbauteile	35
4.2.1	Öl- / Unterdruckpumpeneinheit.....	35
4.2.2	Hilfsaggregate	36
4.3	Einspritzsystem	37
4.4	Aufladung und Abgasnachbehandlung	38
4.5	Schnittzeichnungen	39
5	Motorenprüfstand	41
5.1	Varianten des Versuchsträgers.....	41
5.2	Prüfstands Aufbau	45
5.3	Messfehler.....	48

5.3.1	OT-Fehler (Totpunktfehler).....	48
5.3.2	Zylinderdrucksensoren.....	50
5.3.3	Drehmoment-Messflansch	52
6	Befeuerter Betrieb	54
6.1	Kennfeldvermessung.....	56
6.2	Ölverbrauchsmessung.....	63
6.3	Plausibilisierung der Messwerte.....	67
6.3.1	NEDC	69
6.3.2	FTP-75.....	71
6.3.3	Vergleich mit berechneter Verbrauchsreduktion	73
7	Schleppmessungen	74
7.1	Strip-Down-Schritt 1.....	75
7.2	Strip-Down-Schritt 2.....	78
7.3	Strip-Down-Schritt 3.....	82
7.4	Ergebnisse der Schleppmessungen	84
8	Zusammenfassung.....	86
	Literaturverzeichnis	88
	Abbildungsverzeichnis.....	90
	Tabellenverzeichnis	93
	Anhang	94

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
AGW	Ausgleichswelle
ATL	Abgasturbolader
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
FTP	Federal Test Procedure
HVA	Hydraulischer Ventilspielausgleich
KW	Kurbelwinkel
NEDC	New European Driving Cycle
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NNW	Nullnockenwellen
OT	oberer Totpunkt
SI	spark ignition
VTG	Variable Turbinengeometrie
WaPu	Wasserpumpe
ZMS	Zweimassenschwung

Lateinische Formelzeichen

d	m	Durchmesser
F	N	Kraft
H_u	kJ/kg	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
J	kg·m ²	Trägheitsmoment
l	m	Länge
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
M	Nm	Drehmoment
n	min ⁻¹	Drehzahl
p	bar, Pa	Druck
p_e	bar	effektiver Mitteldruck
p_i	bar	indizierter Mitteldruck
p_r	bar	Reibmitteldruck
P	(k)W	Leistung
T	°C	Temperatur
v	m/s	Geschwindigkeit
V_b	m ³	Hubvolumen
W	J	Arbeit

Griechische Formelzeichen

α	°	Winkel
η	–	Wirkungsgrad
η_e	–	effektiver Wirkungsgrad
η_i	–	indizierter Wirkungsgrad
η_m	–	mechanischer Wirkungsgrad
ρ	kg/m ³	Dichte
φ	° KW	Kurbelwinkel
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit

1 Einleitung

Die Mobilität ist ein Grundbedürfnis des Menschen, der Mobilitätswunsch ungebrochen, deshalb wird der automobiler Individualverkehr seinen Erfolg weiter fortschreiben. Auch in Entwicklungs- und Schwellenländern wird sich die Anzahl der Fahrzeuge weiter erhöhen. Gleichzeitig wird das Umweltbewusstsein noch stärker anwachsen und damit der Bedarf von emissionsarmen und ressourcenschonenden Antrieben.

Im Bereich der automobilen Mobilität geben Umweltfaktoren eine klare Richtung für zukünftige Entwicklungen vor. Geprägt durch die immer knapper werdenden fossilen Brennstoffe steigen die Anforderungen der Kunden an die Wirtschaftlichkeit von Verbrennungskraftmaschinen stetig. Natürlich stecken auch weltweite gesetzliche Zielsetzungen hinsichtlich zukünftiger CO₂ – Flottenverbrauchswerte und immer strenger werdende Schadstoffemissionsgrenzwerte dahinter.

Um diesen Anforderungen gerecht zu werden und die Zukunftsfähigkeit des Verbrennungsmotors zu gewährleisten, ist es eine Notwendigkeit dessen effektiven Wirkungsgrad zu erhöhen und somit Verluste soweit wie möglich zu reduzieren.

In den vergangenen Jahren wurden von den Automobilherstellern große Anstrengungen unternommen eine Wirkungsgradsteigerung zu erreichen. Dabei wurden großteils Optimierungen in der Thermodynamik sowie beim Ladungswechsel in Angriff genommen und dadurch eine Verbesserung erreicht, weitere Effizienzsteigerungen werden in diesem Bereich immer schwieriger. Durch die eben genannten Maßnahmen konnte der innere (indizierte) Wirkungsgrad η_i der Motoren gesteigert werden.

Der effektive Wirkungsgrad η_e eines Verbrennungsmotors setzt sich aus dem Produkt indizierter Wirkungsgrad η_i und mechanischer Wirkungsgrad η_m zusammen.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (1-1)$$

Die benötigte Leistung zur Überwindung der mechanischen Reibung und die Antriebsleistungen aller zum Antrieb des Motors erforderlichen Hilfseinrichtungen werden als Reibleistung P_r bezeichnet.

Die Reduzierung der Reibung führt zu einer Senkung des Kraftstoffverbrauchs. Besonders vorteilhaft wirkt sich die Reduktion der Reibung bei niedrigen Lastzuständen aus, in denen heutige Motoren aufgrund ihrer Leistungsstärke großteils betrieben werden. Beim Betrieb des

Motors in niedrigen Lastzuständen, das sind Fahrzustände wie sie zum Beispiel im Stadtverkehr auftreten, ist der mechanische Wirkungsgrad tendenziell schlechter als bei höheren Lastzuständen.

Die Verlustanalyse in Abbildung 1-1 laut Golloch [6] verdeutlicht den Lasteinfluss auf den mechanischen Wirkungsgrad bei aufgeladenen Dieselmotoren mit direkter Kraftstoffeinspritzung.

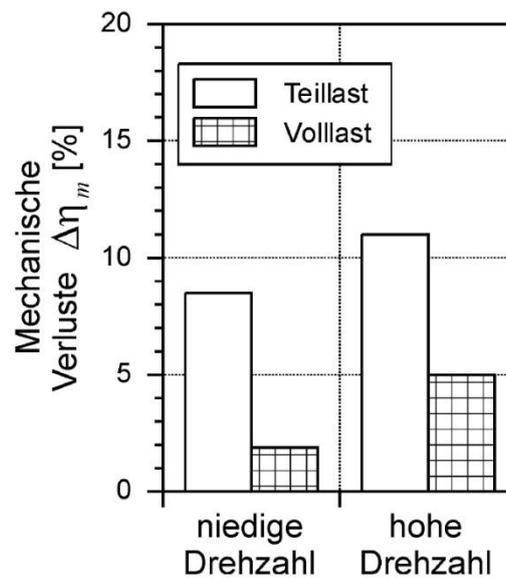


Abbildung 1-1: Mechanische Verluste eines aufgeladenen DI-Dieselmotors [6]

Unter dem mechanischen Wirkungsgrad

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (1-2)$$

versteht man das Verhältnis von an der Kurbelwelle abgegebener effektiver Leistung zu zugeführter, also vom Verbrennungsgas an den Kolben abgegebener, Leistung. Den mechanischen Wirkungsgrad beeinflussen somit alle Reibungsverluste.

Dazu zählen:

- Reibung der Kolbengruppe
- Reibung von Kurbelwellen- und Pleuellager
- Reibung des Ventiltriebs
- Reibung der Ausgleichswellen (falls vorhanden)
- Reibung der Hilfsaggregate
(Schmier-, Kühlmittel-, Kraftstoffhochdruckpumpe, Generator)

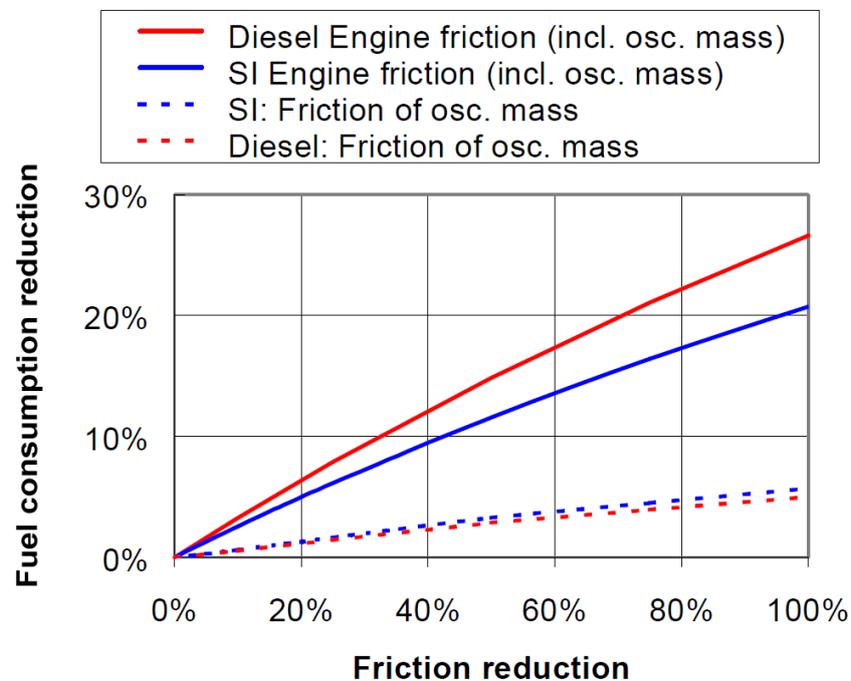


Abbildung 1-2: Einfluss der Reibung auf den Kraftstoffverbrauch [17]

Abbildung 1-2 zeigt die mögliche Verbrauchsreduktion von Otto- und Dieselmotoren als Funktion zur Reibung des Triebwerks. Es ist ersichtlich, dass eine rein theoretische Aufhebung der Reibung eine Verbrauchseinsparung von ca. 21% beim Ottomotor ermöglicht. Beim Dieselmotor liegt das Potenzial für eine Reduktion des Verbrauchs sogar noch höher. Gründe dafür sind das höhere Reibungsniveau und der weniger stark fallende innere Wirkungsgrad bei niedrigen Lastzuständen im Vergleich zum Ottomotor. Daher wirkt sich eine Reduktion der Reibung beim Dieselmotor stärker auf den Verbrauch aus als beim Ottomotor.

Aus den Messungen von Kapitel 6 wurde das Potenzial zur Verbrauchsreduktion für den im

Projekt betrachteten Versuchsträger rechnerisch ermittelt. Dabei handelt es sich um einen turboaufgeladenen Reihenvierzylinder-Dieselmotor mit einem Hubraum von zwei Litern. Ausgehend von einem konstanten inneren Wirkungsgrad der Verbrennung vor und nach der Reibungsreduktion, ergeben sich bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} die in Abbildung 1-3 dargestellten Potenziale. Deutlich zu sehen ist wieder, wie vorhin beschrieben, die Abhängigkeit der Reibungsverluste von der Motorlast, so dass eine Reibungsreduktion vor allem bei niedrigen Lastzuständen und dem Leerlaufpunkt größere Auswirkungen auf den Verbrauch hat, da hier der mechanische Wirkungsgrad sehr schlecht ist. Dadurch lassen sich Einsparungen genau in jenen Bereichen erzielen, welche für die genormten Fahrzyklen der Abgasgesetzgebungen relevant sind.

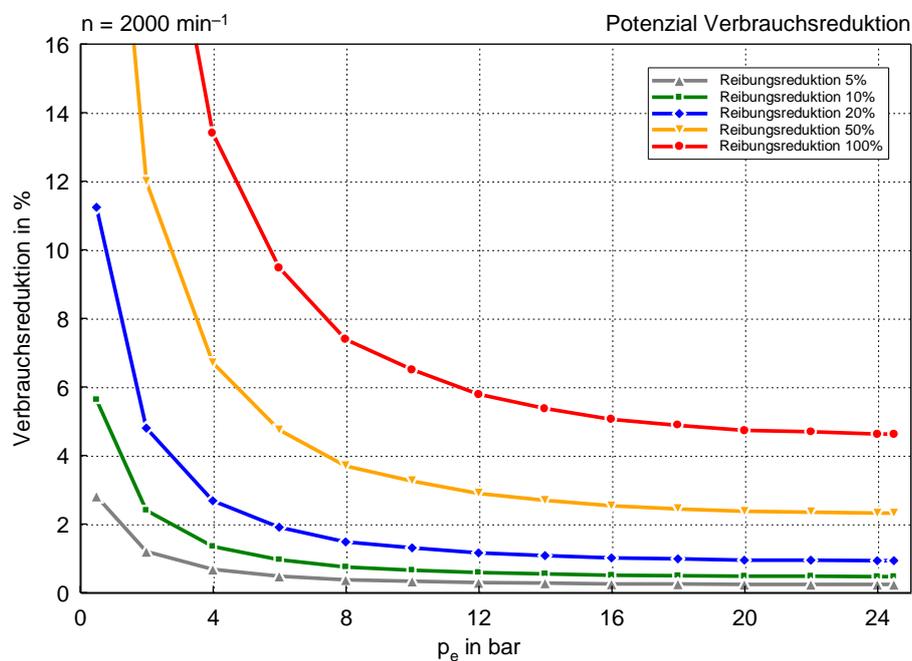


Abbildung 1-3: Potenzial Verbrauchsreduktion durch Reibungsreduktion

2 Aufgabenstellung

Im Auftrag der BMW Motoren GmbH Steyr sollte im Zuge dieser Diplomarbeit ein Zylinderkurbelgehäuse eines turboaufgeladenen Vierzylinder-Dieselmotors des Typs N47, dessen Lauffläche nach dem Verfahren des Brillenhonens bearbeitet wurde, im Vergleich zu einer Basisvariante bewertet werden.

Beim Brillenhonen wird während des Honvorganges der Zylinderlauffläche eine brillenähnliche Platte mit dem Kurbelgehäuse verschraubt, mit dem Ziel, ein möglichst kreisrundes Zylinderrohr zu erreichen. Durch die Schraubenkräfte bei der Montage des Zylinderkopfes treten Verformungen auf. Mit der brillenähnlichen Platte wird versucht, diese Verspannungssituation so gut wie möglich nachzubilden und die auftretenden Verformungen bereits bei der Bearbeitung auszugleichen.

Es erfolgte zunächst eine Vermessung der Basisvariante, anschließend die Vermessung des Motors mit dem brillengehonten Zylinderkurbelgehäuse mit Basiskolben und Kolbenringen, im nächsten Schritt mit optimiertem Kolben und optimierten Kolbenringen. Umfang der Bewertungen sind sowohl ein befeuerter als auch ein geschleppter Betrieb der Motoren zur Bestimmung der Reibleistung. Des Weiteren erfolgten Ölverbrauchsmessungen sowie Bestimmungen des Blow-By-Volumenstromes. Im Schleppbetrieb erfolgte die Reibungsbestimmung in drei Konfigurationen nach der Strip-Down-Methode, jeweils bei unterschiedlich konditionierten Öl- und Kühlmitteltemperaturniveaus. Zur bestmöglichen Vergleichbarkeit der Triebwerke wurden bei allen Varianten die identen Hilfsaggregate verwendet.

Zusätzlich wurde ein vierter Motor, bestehend aus dem Basis-Zylinderkurbelgehäuse in Kombination mit den optimierten Kolben und Kolbenringen, aufgebaut und vermessen.

3 Theoretische Grundlagen

3.1 Tribologie

„Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiss einschließlich Schmierung und schließt entsprechende Grenzwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein“ [24]. Abbildung 3-1 zeigt die realen Kontaktverhältnisse eines tribologischen Systems.

Aufgabe der Tribologie ist es, einen störungsfreien Betrieb von technischen Systemen zu gewährleisten, indem Energie- und Stoffverluste, bedingt durch Reibung und Verschleiss optimiert werden. Ziel ist es, durch die Veränderung der von in Kontakt befindlichen, relativ zueinander bewegten Oberflächen, eine Wirkungsgradsteigerung zu erreichen und die Zuverlässigkeit zu erhöhen.

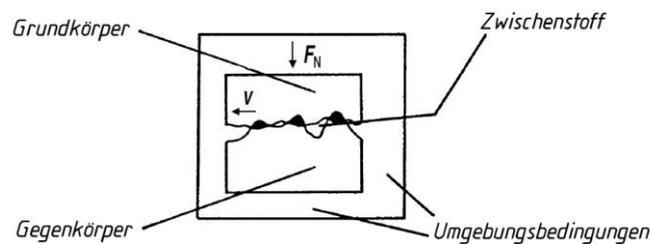


Abbildung 3-1: Grundstruktur eines tribologischen Systems [24]

Als Reibung wird der Widerstand, der sich bei relativ zueinander bewegten Körpern ergibt, bezeichnet. Sie stellt einen Verlust von mechanischer Antriebsleistung dar.

Es lassen sich folgende Reibungszustände unterscheiden [24]:

- Festkörperreibung
- Grenzreibung
- Mischreibung
- Flüssigkeitsreibung
- Gasreibung

In Verbrennungskraftmaschinen werden Lager vorwiegend als Gleitlager ausgeführt. Gründe dafür sind unter anderem eine lange Lebensdauer, der einfache und gewichtssparende Aufbau, ihre Eignung für hohe Drehzahlen und nicht zuletzt die gute Eignung für starke, stoßartige Belastungen.

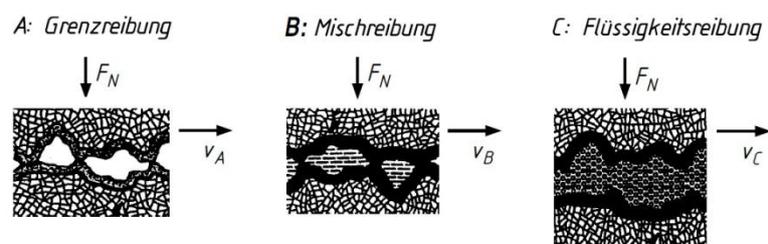


Abbildung 3-2: Arten der Gleitreibung [24]

In Gleitlagern treten während des Betriebes die Reibungszustände der Grenzreibung, Mischreibung und Flüssigkeitsreibung auf (Abbildung 3-2). Die beiden anderen Reibungszustände sind für diese Arbeit nicht von Bedeutung und werden daher nicht näher erläutert.

Die Stribeckkurve in Abbildung 3-3 stellt den Reibungsverlauf über die gesamten nachfolgend beschriebenen Schmierbereiche anschaulich dar.

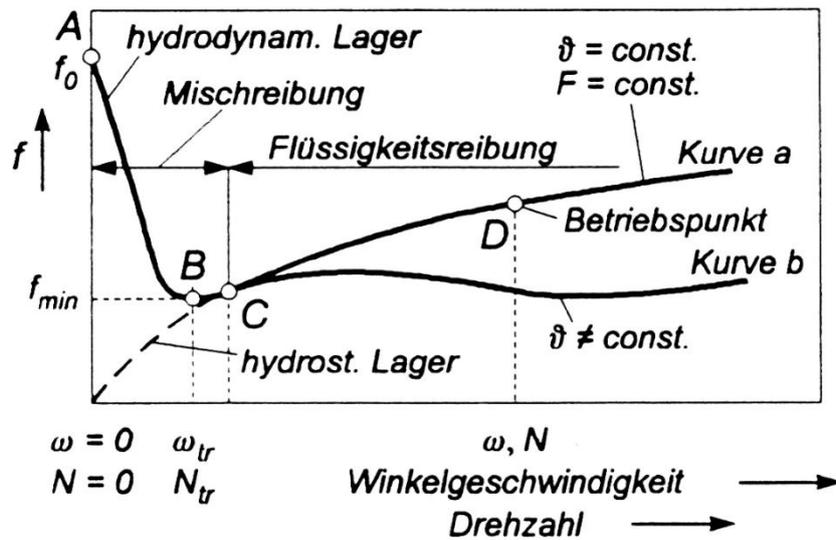


Abbildung 3-3: Stribeckkurve [9]

Beim Anfahren aus dem Stillstand wird zunächst das Gebiet der Grenzreibung durchlaufen, bis der Übergang zur Mischreibung stattfindet.

Festkörperreibung:

Wird auch als 'Trockenreibung' oder Coulom'sche Reibung bezeichnet; findet im Normalfall keine statt, da die Oberflächen zumeist mit einem Schmiermittelfilm bedeckt sind.

Grenzreibung:

Tritt auf, wenn die Oberflächen der zueinander bewegten Bauteile nicht absolut sauber und trocken sind, und das Schmiermittel keinen nennenswerten Beitrag zum Tragen oder Abstützen leisten kann [19]. Dies ist bei sehr niedrigen Relativgeschwindigkeiten der Fall, beim Motor beispielsweise im oberen und unteren Totpunkt der Kolben.

Mischreibung:

Diese setzt sich aus Grenz- und Flüssigkeitsreibung zusammen, beide Reibungszustände liegen parallel vor. Zwischen den Oberflächen befindet sich ein tragender Schmierfilm, der jedoch nicht ausreicht um die bewegten Teile vollständig zu trennen; es treten Berührungen auf. In diesem Gebiet erreicht die Reibungszahl f ihr Minimum im Punkt B. Bei weiterer Erhöhung der Drehzahl steigt die Reibungszahl wieder an.

Um eine vollkommene Trennung der beiden zueinander bewegten Bauteile zu erreichen, müssen Gleitlager so ausgelegt werden, dass ihr Betriebsbereich innerhalb der verschleißlosen Flüssigkeitsreibung liegt.

Flüssigkeitsreibung:

Der Abstand des Betriebsbereiches zum sogenannten Ausklinkpunkt C, dem Übergang der Misch- zur Flüssigkeitsreibung, muss ausreichend groß gewählt werden, damit die verschleißbehafteten Bereiche beim An- und Auslauf schnell durchfahren werden. Im Zustand der Flüssigkeitsreibung tritt keine Berührung der Oberflächen der bewegten Teile mehr auf, sie werden durch das tragende Schmiermittel vollständig getrennt. Ausgehend von einer konstanten Temperatur, also auch konstanten Viskosität des Schmiermittels lässt eine Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit auch die Reibung ansteigen, Kurve a. In der Praxis wird die Temperatur aber meist nicht konstant bleiben, somit kann Kurve b in Betracht gezogen werden, d.h. die Viskosität des Fluides sinkt und damit auch die Reibkennzahl.

Den Einfluss der Viskosität auf den Reibbeiwert zeigt Abbildung 3-4.

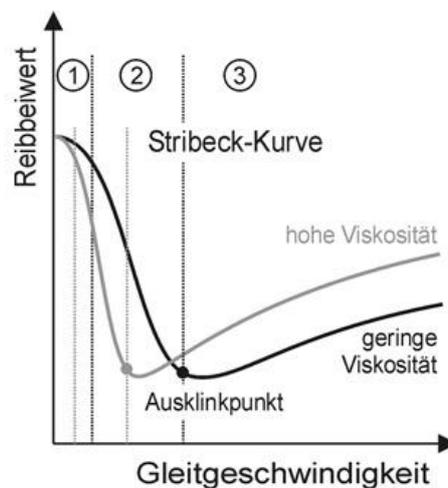


Abbildung 3-4: Einfluss der Viskosität auf die Stribeckkurve [6]

Der Reibbeiwert hängt also von der Gleitgeschwindigkeit der Oberflächen, der Viskosität des Schmiermittels, der Temperatur und auch von der Belastung des Lagers ab, siehe Abbildung 3-5. Je höher die Belastung, desto weiter wandert der angestrebte verschleißlose Bereich, in dem Flüssigkeitsreibung auftritt, im Diagramm nach rechts in Richtung höherer Gleitgeschwindigkeiten. Eine Absenkung der Viskosität bewirkt ebenfalls eine Verschiebung des Ausklinkpunktes nach rechts. Das Zusammenspiel von Lagerbelastung und Ölviskosität muss

somit unter Berücksichtigung von Temperaturverhältnissen entsprechend gewählt werden. Für niedrige Lasten mit hohen Drehzahlen sind geringe Viskositäten die richtige Wahl, im Gegensatz dazu erfordern hohe Lasten und niedrige Drehzahlen eine hohe Viskosität um den Mischreibungsanteil so gering wie möglich zu halten.

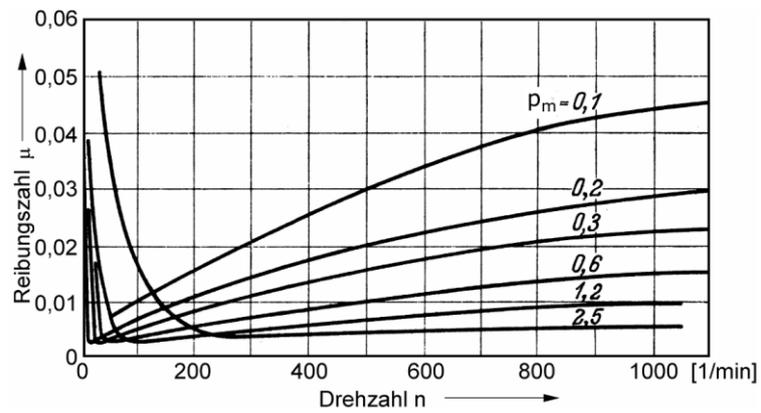


Abbildung 3-5: Einfluss der Lagerbelastung auf die Stribeckkurve [12]

3.2 Methoden der Reibungsmessung

Zur Ermittlung der Reibungsverluste von Verbrennungsmotoren sind verschiedene Methoden bekannt. Je nach Anwendung und gewünschtem Ergebnis der Reibungsmessung muss die entsprechende Methode gewählt werden.

3.2.1 Zylinderdruckindizierung

Bei dieser Methode werden mittels Drucksensoren in den Zylindern die Druckverläufe über den Kurbelwellenwinkel bestimmt. Die Integration des gemessenen Druckes über das Volumen eines Arbeitsspiels, also die im pV-Diagramm eingeschlossene Fläche, liefert die indizierte Arbeit:

$$W_i = \oint p \cdot dV \quad (3-1)$$

Division durch das Hubvolumen ergibt den indizierten Mitteldruck:

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} = \frac{\oint p \cdot dV}{V_h} \quad (3-2)$$

Um die Reibung zu bestimmen wird das vom Motor an der Kupplung abgegebene Drehmoment M_e gemessen. Damit erhält man die effektive Arbeit:

$$W_e = M_e \cdot \varphi \quad (3-3)$$

Wiederum dividiert durch das Hubvolumen ergibt sich der effektive Mitteldruck:

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} = \frac{M_e \cdot \varphi}{V_h} \quad (3-4)$$

Bei Viertaktmotoren ist $\varphi = 4\pi$.

Die Differenzbildung von indiziertem und effektivem Mitteldruck liefert den Reibmitteldruck:

$$p_r = p_i - p_e \quad (3-5)$$

Die Druckaufnehmer im Zylinder nutzen den piezoelektrischen Effekt zur Messung des Zylinderdrucks, richtigerweise zur Messung der Druckänderung im Zylinder. Durch den auftretenden Druck im Zylinder wird der Sensor mechanisch belastet und erzeugt eine elektrische Ladung, die exakt proportional zur auf den Sensor wirkenden Kraft ist. Die Zuordnung des Druckverlaufs zur Lage des Kolbens erfolgt mit einem Kurbelwinkelgeber, der die Drehposition der Kurbelwelle bestimmt.

Die Zylinderdruckindizierung stellt das einzige Verfahren dar, mit der die Motorreibung exakt und in realen Betriebszuständen bestimmt werden kann. Ein befeuerter Motorbetrieb, an beliebigen Betriebspunkten mit realen Zylinderdrücken und Temperaturverhältnissen, ist ohne Einfluss der Messung auf den motorischen Betrieb möglich. Die bei anderen Verfahren mitgemessenen Ladungswechselverluste werden berücksichtigt, weiters Verluste durch Wärmeübergang und Blow-By.

Eine große Herausforderung bei diesem Verfahren ist die genaue Messung der Reibung. Aufgrund der Differenzbildung von zwei nahezu gleich großen gemessenen Größen, wirken sich Messfehler stark auf das Ergebnis aus. Umso höher der Wirkungsgrad des Motors ist, desto weiter nähern sich der indizierte und effektive Wirkungsgrad an, d.h. die Differenzbildung erfolgt mit zwei, nahezu gleich großen Werten. Ein kleiner relativer Fehler bei den Einzelwerten wirkt sich erheblich auf das Ergebnis aus. Somit ist eine hohe Messgenauigkeit erforderlich, um Fehler gering zu halten.

Mögliche Fehlerquellen sind:

- Drucksensoren, durch falsche Kalibrierwerte und Temperaturdrift
- Zuordnung des oberen Totpunktes, Fehler verfälschen das Ergebnis stark. „Grundsatzuntersuchungen zeigen, dass ein Fehler der OT-Lage um nur 0,1 °KW, je nach Motorlast, den ermittelten Reibmitteldruck um mehr als 10% beeinflussen kann.“ [2] (siehe Kapitel 5.3 Messfehler)
- Drehmomentmessung, durch zu große Toleranzen und Nullpunkt-/Temperaturdrift

Nachteile des Verfahrens [16]:

- Kein Strip-Down / keine gesonderte Bewertung einzelner Komponenten möglich
- Bei allen Zylindern müssen Drucksensoren angebracht werden
- Totpunktfehler haben große Auswirkungen auf das Messergebnis
- längere Messdauer durch Verbrennungsschwankungen erforderlich
- Großer Aufwand für exakte Messungen (Konditionierungs-/Bauteiltemperaturen, Reproduziergenauigkeiten)

3.2.2 Schleppmessung

Bei einer Schleppmessung wird der Motor nicht von einer Maschine gebremst, sondern wie der Name schon vermuten lässt, geschleppt. Meist wird dazu eine Asynchron- oder Gleichstrommaschine verwendet. Die Asynchronmaschine bietet den Vorteil, den zu untersuchenden Versuchsträger, meist ein Verbrennungsmotor, in beide Drehrichtungen antreiben und bremsen zu können. Somit sind beide, in weiterer Folge beschriebenen Arten der Schleppmessung möglich. Da einer Schleppmessung kein befeuerter Betrieb zugrunde liegt, werden die Ergebnisse im Vergleich zum unter realen Betriebsbedingungen betriebenen Motor verfälscht. Der fehlende Einfluss des Arbeitsprozessverlaufes bewirkt Änderungen von Druck und Temperatur im Zylinder. Damit verbunden sind auch geänderte Strömungsverhältnisse, vor allem bei turboaufgeladenen Motoren.

Um auch im geschleppten Betrieb einem aufgeladenen Motor eine definierte Last zu simulieren, gibt es bereits Prüfstände mit installiertem Fremdaufadesystem, somit kann ein bestimmter Zylinderdruck erreicht werden. Dies ermöglicht eine isolierte Darstellung des mechanischen und thermischen Einflusses des Zylinderspitzendrucks auf die Reibleistung. Das Fehlen der Verbrennung ergibt beim fremdgeladen geschleppten Betrieb einen deutlich geringeren Anstieg der Kolbentemperatur, dadurch wird ein von der Bauteiltemperatur bereinigter Einfluss der Gaskraft auf die Reibung wiedergegeben. „Im befeuerten Betrieb hingegen wird diesem gaskraftbedingten Anteil noch zusätzlich ein thermischer Effekt überlagert.“ [3] Wesentlich ist auch, dass das Druckmaximum bei Fremdaufladung im Vergleich zum realen Motorbetrieb nicht an der richtigen Stelle anliegt.

Die Reibleistung wird generell durch Messen von Drehmoment und Drehzahl bestimmt. Das Produkt der beiden Größen ergibt nach Formel (3-6) die Reib- bzw. Schleppleistung.

$$P_s = M_s \cdot \omega \quad (3-6)$$

Mit Formel (3-7) kann der Reib- bzw. Schleppmitteldruck bestimmt werden.

$$p_s = \frac{M_s \cdot 4 \cdot \pi}{V_h} \quad (3-7)$$

Um zusätzliche Verfälschungen der Reibungsmessung zu verhindern, kann auch bei der Schleppmessung eine Zylinderdruckindizierung durchgeführt werden. Damit können die ansonsten dem Schleppmoment zugerechneten Verlustanteile aus Ladungswechsel und Wärmeübergang identifiziert werden und der Reibmitteldruck ebenfalls durch Differenzbildung des indizierten und effektiven Mitteldrucks bestimmt werden.

Die Schleppmessung kann auf zwei Arten durchgeführt werden:

1. Der Motorenprüfstand ist mit einer Antriebs- und Bremseinheit ausgerüstet, bzw. mit einem Elektromotor, mit dem angetrieben und gebremst werden kann (Asynchronmaschine). Der Verbrennungsmotor wird mit realen Bedingungen befeuert betrieben und betriebswarm gefahren, ein kompletter Motor wird vorausgesetzt. Unmittelbar darauf wird er bei abgestellter Kraftstoffzufuhr fremdangetrieben. Voraussetzung ist ein Antriebssystem, das die schnelle Umschaltung von Bremsen auf Antreiben beherrscht. Die aufzubringende Schleppleistung wird als Reibungsleistung angesehen. [15] Falls eine Indizierung erfolgt, stellt die sehr kurze Messdauer einen Unsicherheitsfaktor dar.
2. Der Versuchsträger wird nur geschleppt betrieben. Kühlmittel- und Schmiermitteltemperaturen werden über Konditionieranlagen auf vorgegebenen Werten gehalten. Der große Vorteil dieser Methode ist die Möglichkeit den Motor nicht nur als vollständigen Motor mit allen Hilfsaggregaten und Reibungsverursachern vermessen zu können. Der Abbau von Motorkomponenten, der meist schrittweise erfolgt, ist als „Strip-Down“ oder „Strip-Methode“ bekannt. Einzelnen Teilen oder Baugruppen lassen sich Reibwerte zuweisen, somit ist eine Klassifizierung der Reibung einzelner Motorkomponenten möglich. Die Anteile an der gesamten Reibung können anschaulich dargestellt werden, daraus lassen sich die jeweiligen Potenziale zur Verbesserung ableiten. Weiters entstehen Vergleichsmöglichkeiten mit anderen Motoren bzw. deren Komponenten, mit ein Grund warum dieses Verfahren häufig angewandt wird.

Weitere Vorteile einer Schleppmessung:

- Wird die Kühlmittel- und Schmiermitteltemperatur über eine Konditionieranlage eingestellt, kann eine Reibungsuntersuchung bei verschiedenen Temperaturniveaus durchgeführt werden.
- Wegfall der zyklischen Schwankungen aus der Verbrennung
- Möglichkeit der Verwendung von Drehmomentmesssystemen mit höherer Messgenauigkeit durch Anpassung an den kleineren Messbereich, vor allem bei der Strip-Down-Methode. Die auftretenden Drehmomentspitzen verringern sich bei Wegfall des Ladungswechsels erheblich. Beim Projekt wurde bei Wegfall der Verdichtung durch offenen Zylinderkopf (siehe Kapitel 7.3) ein kleiner Drehmomentmessflansch eingesetzt.

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurden neben dem befeuerten Betrieb mit Zylinderdruckindizierung auch Schleppmessungen nach oben beschriebener Variante 2 durchgeführt. Zusätzlich wurde während des Schleppbetriebs eine Indizierung vorgenommen.

3.2.3 Willans-Linien

Für die Reibungsbewertung nach dieser Methode wird ein Kraftstoffverbrauchskennfeld benötigt. Das lässt sich ermitteln, indem der Motor in Stationärpunkten befeuert betrieben wird und der Kraftstoffverbrauch bei verschiedenen konstanten Drehzahlen gemessen wird. Anschließend wird für die jeweiligen Drehzahlen ein Diagramm nach Abbildung 3-6 erstellt, wobei der Kraftstoffverbrauch auf die Ordinate, der effektive Mitteldruck auf die Abszissenachse aufgetragen wird. Durch lineare Extrapolation der Messwerte bis zum Kraftstoffverbrauch Null erhält man einen Schnittpunkt mit der Abszisse. Der effektive Mitteldruck in diesem Punkt entspricht somit der Reibleistung bei dieser Drehzahl. [2]

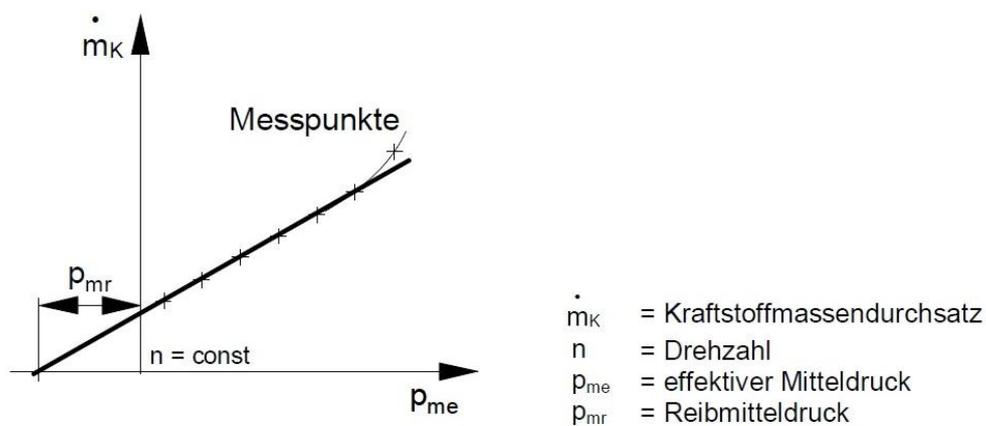


Abbildung 3-6: Reibmitteldruckbestimmung mit Willans-Linie [22]

Meist werden die gemessenen Punkte nicht auf einer Geraden liegen, dies lässt auf eine Lastabhängigkeit der Motorreibung schließen. Auch die Annahme eines konstanten inneren Wirkungsgrades des Motors wird in der Praxis nicht erreicht werden.

Vorteile dieser Methode sind [16]:

- Reale Betriebsbedingungen des Motors (Zylinderdrücke und Temperaturen)
- An nahezu jedem Motorenprüfstand durchführbar
- Reibleistung wird aus Verbrauchskennfeld bestimmt

Nachteile [16]:

- Nicht für die Strip-Down-Methode geeignet
- Ungenaueres Verfahren, nur für näherungsweise Bestimmung der mechanischen Verluste
- Innenwirkungsgrad und Motorreibung sind nur drehzahlabhängig

3.2.4 Auslaufversuch

Der Motor wird in einem stationären Betriebspunkt befeuert betrieben. Nach ausreichender Einschwingzeit, also konstanten Temperaturverhältnissen, wird die Kraftstoffzufuhr unterbrochen. Aufgrund des Reibmoments wird der Motor bis zum Stillstand abgebremst.

Mit dem bekannten Massenträgheitsmoment der beweglichen Teile des Motors und dem gemessenen Drehzahlabfall (Winkelverzögerung α) kann auf Grundlage der Newton-Gleichung für Drehbewegung bzw. dem Momentensatz

$$M_r = J_{\text{mot}} \cdot \alpha = J_{\text{mot}} \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} \quad (3-8)$$

das Reibmoment bestimmt werden.

Vorteile:

- Befeuerter Betrieb, somit reale Temperaturverhältnisse möglich
- An jedem Motorenprüfstand durchführbar

Nachteile:

- Keine realen Gaskräfte im Zylinder
- Nicht für Strip-Down-Methode geeignet
- Genaue Massenträgheitsmomente der beweglichen Teile erforderlich
- Verluste durch Ladungswechsel, Wandwärme und Blow-By werden dem Reibmoment angelastet

3.2.5 Abschaltversuch

Diese Methode der Reibleistungsbestimmung ist nur für Mehrzylindermotoren geeignet und wird vorzugsweise bei größeren Motoren, bei denen das Schleppmoment sehr große Werte annimmt und wenn keine ausreichend leistungsstarke Antriebsquelle für eine Schleppmessung zur Verfügung steht angewendet [16].

Zunächst wird die effektive Leistung des Motors bestimmt. Anschließend wird während des befeuerten Betriebs die Kraftstoffzufuhr eines oder mehrerer Zylinder(s) unterbrochen und wiederum die effektive Leistung gemessen. Aus den beiden Werten kann näherungsweise auf die Reibleistung geschlossen werden.

Betrachtet man beispielsweise einen Vierzylindermotor, bei dem zwei Zylinder abgeschaltet werden, ergeben sich folgende Gleichungen:

Normaler Motorbetrieb, alle vier Zylinder arbeiten:

$$4 \cdot p_{i_Zyl} - 4 \cdot p_{r_Zyl} = p_{e_4Zyl} \quad (3-9)$$

Kraftstoffzufuhr ist bei zwei Zylindern unterbrochen:

$$2 \cdot p_{i_Zyl} - 4 \cdot p_{r_Zyl} = p_{e_2Zyl} \quad (3-10)$$

Beide Gleichungen zusammen ergeben:

$$2 \cdot p_{i_Zyl} = p_{e_4Zyl} - p_{e_2Zyl} \quad (3-11)$$

Eingesetzt in Gleichung (3-10) ergibt sich der gesamte Reibmitteldruck:

$$p_{rges} = 4 \cdot p_{r_Zyl} = p_{e_4Zyl} - 2 \cdot p_{e_2Zyl} \quad (3-12)$$

Ähnlich wie bei den vorher beschriebenen Methoden zur Reibungsbestimmung werden auch beim Abschaltversuch die Ladungswechselverluste, der Wärmeübergang und die Verluste aufgrund des Blow-By-Gases zur Reibung gezählt.

Im Vergleich zum reinen Schleppbetrieb wirken sich die befeuerten Nachbarzylinder positiv auf die geänderten Temperaturverhältnisse im Zylinder aus, der Verbrennungsdruck fehlt aber dennoch.

Vorteile:

- Teilweise befeuerter Betrieb, somit einigermaßen reale Temperaturverhältnisse
- An nahezu jedem Motorenprüfstand durchführbar

Nachteile:

- Nicht für Strip-Down-Methode geeignet
- Verluste durch Ladungswechsel, Wandwärme und Blow-By werden dem Reibmoment angelastet
- Keine realen Gaskräfte bei(m) geschleppten Zylinder(n)
- Nur für Mehrzylindermotoren

3.2.6 Zähigkeitsmethode

Drehzahl und indizierter Mitteldruck bzw. der Kraftstoffverbrauch als proportionale Größe werden im befeuerten Motorbetrieb konstant gehalten, ebenso die Temperaturverhältnisse. Der effektive Mitteldruck wird in diesem Lastpunkt gemessen. Da die Reibung bekanntlich von der Viskosität des Schmiermittels abhängt, kann dieser Einfluss zur Reibungsbestimmung herangezogen werden. Bei Verwendung eines Schmiermittels mit anderer Viskosität oder durch Änderung der Öltemperatur und Betrieb des Motors im gleichen Lastpunkt, richtigerweise bei gleicher Drehzahl und gleicher Kraftstoffzufuhr, wird sich ein anderer effektiver Mitteldruck ergeben. Diese Änderung entspricht dem Reibungsunterschied. [16]

Vorteile

- An nahezu jedem Motorenprüfstand durchführbar
- Befeuerter Betrieb, somit reale Temperaturverhältnisse
- Reale Betriebsbedingungen des Motors

Nachteile:

- Motorkomponenten, die ebenfalls den mechanischen Wirkungsgrad beeinflussen, aber deren Reibwerte unabhängig von der Viskosität des Schmiermittels sind, bleiben unberücksichtigt

3.2.7 Sondermessverfahren

Zusätzlich zu den beschriebenen Reibungsmessmethoden gibt es noch eine Vielzahl anderer Methoden, die Reibung einzelner Komponenten des Motors zu bestimmen. Drehmoment-Messflansche können für über Wellen angetriebene Bauteile eingesetzt werden. Für die Bestimmung der Kolbengruppenreibung werden verschiedene Einrichtungen zur Kolbenkraftmessung eingesetzt, dazu zählen unter anderem die Floating-Liner-Methode, das von FEV entwickelte und auf der Floating-Liner-Methode aufbauende PIFFO-Verfahren (Piston Friction Force Measurements During Engine Operation) und das IMEP-Verfahren (Indicated Mean Effective Pressure). [2]

3.2.8 Vergleich der unterschiedlichen Methoden

Die Zähigkeitsmethode, der Abschalt- und Auslaufversuch, die Methode der Willans-Linien sowie die Schleppmessung sind näher betrachtet zur genauen Reibungsmessung weniger gut geeignet. Somit sind für einen Vergleich verschiedener Triebwerke, welcher im Rahmen dieser Diplomarbeit durchgeführt wurde, mit zu erwartenden, geringen unterschiedlichen Reibmitteldrücken, diese Methoden nicht zielführend. Die Ergebnisse solcher Messmethoden dürfen nur als näherungsweise Ermittlung der mechanischen Verluste betrachtet werden. Gründe dafür sind, dass mit Ausnahme der Willans-Linien und der Zähigkeitsmethode weder die Temperaturverhältnisse noch die Gaskräfte, aufgrund des fehlenden Verbrennungsdrucks, den tatsächlichen Betriebsbedingungen entsprechen. Des Weiteren werden teilweise die Verluste durch Ladungswechsel, Wandwärmeübergang und Leckage zwischen Kolben, Kolbenringen und Zylinder zu den mechanischen Verlusten gezählt, was definitionsgemäß nicht korrekt ist. Bei der Schleppmessung kann durch die zusätzliche Zylinderdruckindizierung eine Differenzierung vorgenommen werden. Die Zähigkeitsmethode vernachlässigt gar alle von der Schmiermittelviskosität unabhängigen Reibungsverluste und ist damit für die Praxis nur bedingt relevant. Die komponentenselektive Bestimmung der Reibungsverluste ist nur durch die Schleppmessung möglich, indem ein schrittweiser Abbau von Motorkomponenten nach der Strip-Down-Methode erfolgt. Die realen Temperaturniveaus während der Messungen können durch Schmier- und Kühlmittelkonditionieranlagen mit guter Näherung erreicht werden, die Verhältnisse im Brennraum können allerdings nicht vollständig berücksichtigt werden, denn auch bei Fremdaufladung fehlen die thermischen Einflüsse der Verbrennung und der Spitzendruck wird bei einer anderen Kolbenposition erreicht.

Die einzige Möglichkeit einer theoretisch exakten Bestimmung der Reibungsverluste stellt das Verfahren der Zylinderdruckindizierung dar. Die Genauigkeit hängt nicht nur von der Güte der einzelnen Messergebnisse ab, eine große Herausforderung sind die zudem erforderlichen, sehr hohen Reproduziergenauigkeiten von Betriebszuständen. Da bei dieser Methode die realen

Bedingungen im Brennraum vorherrschen, sollten, vor allem bei einer Reibleistungsbewertung der Kolbengruppe, abgesehen von Sondermessverfahren, Ergebnisse dieses Verfahrens als Basis herangezogen werden.

3.3 Zylinderverzug

Für das tribologische System der Kolbengruppe ist neben der Mikrogeometrie, welche sich mit der Oberflächengüte der Bauteile beschäftigt, die Makrogeometrie von großer Bedeutung. Kenngrößen dafür sind Maß-, Form- und Lageabweichungen. Als Zylinderverzug werden grundsätzlich alle Verformungen des Zylinderrohres bezeichnet, meist werden jedoch nur die radialen Deformationen des Zylinderrohres betrachtet.

Für die optimalen Laufeigenschaften der Kolbengruppe eines Verbrennungsmotors wird grundsätzlich immer ein kreisrundes Zylinderrohr angestrebt. Trotz großer Bemühungen der Motorenentwickler ist es bisher nicht gelungen, das Zylinderkurbelgehäuse, den Zylinderkopf und die Zylinderlaufbuchse dementsprechend zu entwickeln, dass im Betrieb eine Verformung der Zylinderlaufbuchse verhindert werden kann. Das kreisrunde Zylinderrohr kann somit nur als ein Ideal angesehen werden. Die ungewollten, im realen Motorbetrieb aber immer auftretenden Abweichungen von dieser Form stellen hohe Anforderungen an die Kolbenringe. Eine saubere Abdichtung des Bereiches zwischen Zylinderlaufbahn und Kolbenring ist für den Motorbetrieb unerlässlich. Um dieser Grundforderung an den Kolbenringen gerecht zu werden, müssen die maximalen Verformungen des Zylinders in einem Bereich liegen, in dem die Kompensation des Zylinderverzugs möglich ist. Findet keine ausreichende Abdichtung mehr statt, kommt es zu erhöhtem Ölverbrauch, einem Anstieg des Blow-By-Gases und zu einem ungleichmäßigen Verschleiß der Zylinderlaufbahn. [10]

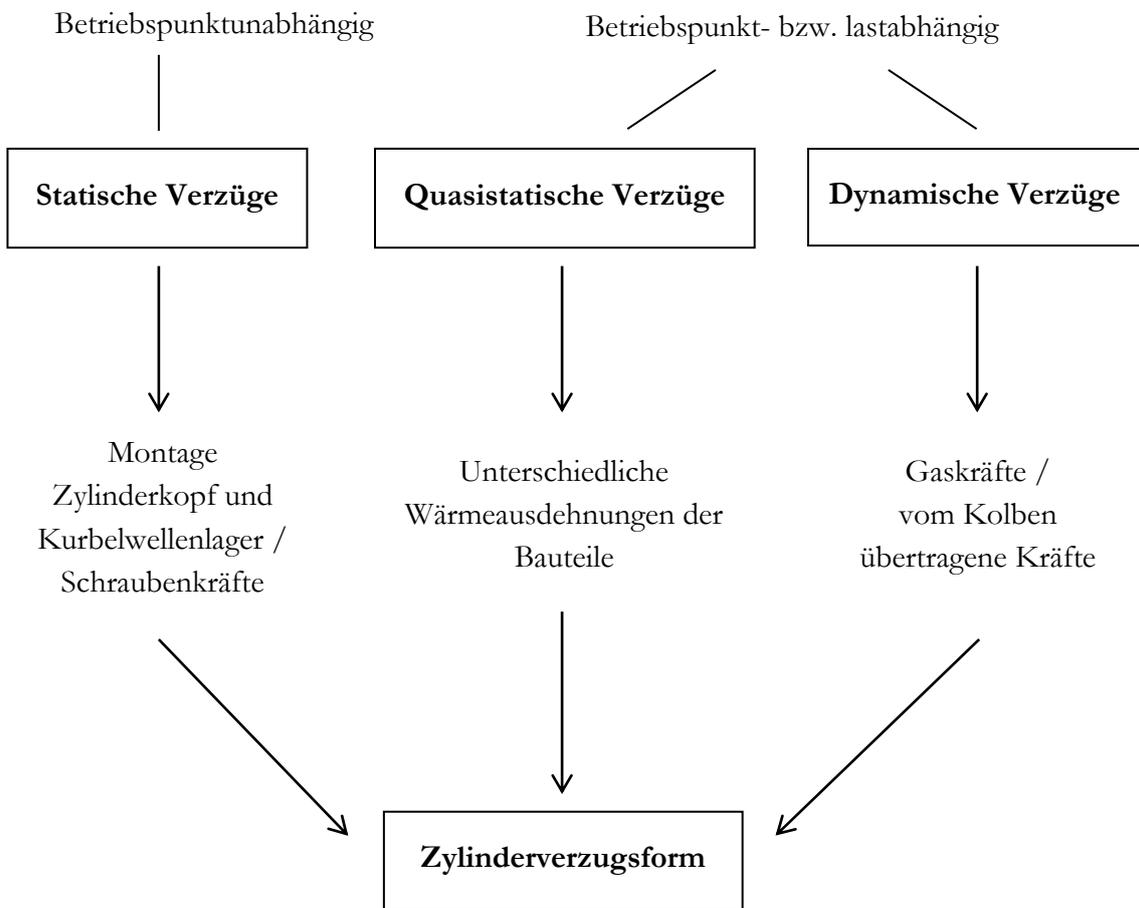


Abbildung 3-7: Ursachen der Zylinderdeformation

Gründe für die Deformation der Zylinder sind in Abbildung 3-7 ersichtlich.

Für die statischen oder oft auch kaltstatischen Zylinderverzüge sind hauptsächlich die Schraubenkräfte aus der Montage des Zylinderkopfes verantwortlich. Der stetige Anstieg der Verbrennungsdrücke, welcher notwendig ist um die Leistungsdichte bei Downsizing-Motoren zu erhöhen, führt auch zu einem Anstieg der Schraubenkräfte bei den Zylinderkopfschrauben. Auswirkungen sind wiederum eine noch stärkere Verformung der Zylinderlaufbahn durch die Montage des Zylinderkopfes.

Um diese statischen Zylinderverzüge so gut wie möglich zu eliminieren, gibt es das, derzeit noch sehr selten angewandte, Verfahren der Brillenhonung. Dabei versucht man den späteren Verschraubungszustand mit Zylinderkopf bei der Bearbeitung des Zylinders nachzubilden. Um mit den Honwerkzeugen die Zylinderwand bearbeiten zu können, wird während der Honung des Zylinders anstatt des Zylinderkopfes eine brillenähnliche Aluminium- oder Stahlplatte, auch als Honbrille bezeichnet, mit dem Kurbelgehäuse verschraubt. Durch das definierte

Anzugsdrehmoment der Schrauben treten spätere Verformungen schon bei der Bearbeitung auf und können durch das Honen beseitigt werden. Anzumerken ist, dass dabei nicht alle Verformungen auftreten, da die Verspannungssituation mit der Honbrille nicht exakt gleich wie mit dem Zylinderkopf ist und auch die Verschraubung andere Anbauteile Auswirkungen auf die Zylinderdeformation haben kann. Eines der in dieser Arbeit untersuchten Kurbelgehäuse wurde ebenfalls nach dem Verfahren der Brillenhonung bearbeitet.

Quasistatische Deformationen entstehen durch die unterschiedlichen Wärmeausdehnungen und Wärmespannungen der Motorkomponenten. Durch die inhomogene Temperaturverteilung im Motorbetrieb können diese nicht verhindert werden.

Zusätzlich treten im motorischen Betrieb dynamische Verformungen des Zylinderrohres auf. Ursachen dafür sind die sehr lastpunktabhängigen wechselnden Gaskräfte und Führungskräfte des Kolbens, welche eine Normalkraft auf die Zylinderwand bewirken.

Die einzelnen Ursachen überlagern sich und führen, durch thermische und durch Spannungen bedingte Belastungen, zum gesamten Zylinderverzug. Bei der Untersuchung von Verzügen des Zylinderrohres können Verformungen verschiedener Fourierordnungen identifiziert werden. Die Klassifizierung der Zylinderverzüge in verschiedenen Höhengschnitten entlang des Zylinders ist wichtig, da die Ordnung mit der Funktion der Kolbenringe in Zusammenhang steht. Je höher die Fourierordnung, desto schwieriger wird die saubere Abdichtung über die Kolbenringe, da sich das in Kapitel 3.4 beschriebene Formfüllungsvermögen der Kolbenringe verschlechtert. In Abbildung 3-8 sind die Zylinderverzugsformen bis zur vierten Fourierordnung dargestellt.

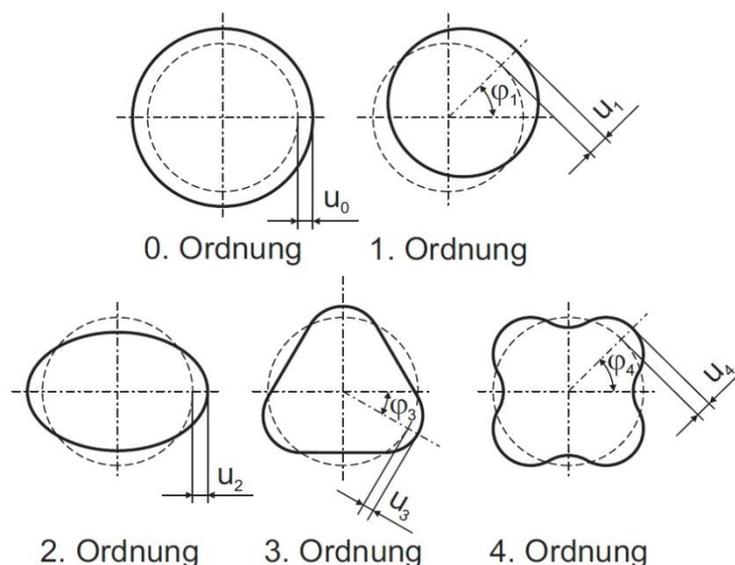


Abbildung 3-8: Zylinderverzugsformen [10]

Die verschiedenen Fourierordnungen können folgendermaßen beschrieben werden:

- Verformungen nach nullter Fourierordnung bewirken eine Durchmesseränderung
- Die erste Fourierordnung beschreibt die Exzentrizität zwischen gemessener und Soll-Zylinderachse
- Die zweite Fourierordnung entspricht einer Ovalisierung des Zylinderrohres
- Bei der dritten Fourierordnung treten dreiecksähnliche Verformungen auf
- Verformungen der vierten Fourierordnung weisen ein 4-blättrigähnliches Verzugsbild auf

Die in Bezug auf die Kolbenringe problematischen Zylinderverzüge höherer Ordnung entstehen meist durch die Schraubenkräfte bei der Montage des Zylinderkopfes auf das Zylinderkurbelgehäuse, sind somit kaltstatische Verzüge. So treten bei Zylinderköpfen mit sechs Kopfschrauben je Bohrung vorwiegend Verzüge der dritten, bei vier Schrauben hauptsächlich sogenannte Kleeblattverzüge der vierten Fourierordnung auf. Die quasistatischen Warmverformungen verursachen im Vergleich zu den komplexen Verformungszuständen durch die Verschraubung nur Deformationen mit niedrigeren Fourierordnungen und bewirken einerseits eine Ovalisierung des Zylinders in Motorquerrichtung, da im Stegbereich eine Wärmezufuhr von zwei Seiten erfolgt und die Wärmeabfuhr eingeschränkt ist. Die Erwärmung des Steges bewirkt eine Ausdehnung des Materials. Andererseits bewirkt die unterschiedliche Temperaturverteilung bei Kurbelgehäuse und Zylinderkopf eine Wärmeausdehnung und es erfolgt eine Aufweitung im oberen Zylinderbereich. Die maximalen Abweichungen von der Idealkontur können bei quasistatischen Warmverzügen das Drei- bis Vierfache der statischen Kaltverzüge betragen. Die Verzüge aufgrund dynamischer Ursachen verursachen die betragsmäßig kleinsten Verformungen. Die kritischen Verzugsanteile höherer Fourierordnung können auf konstruktivem Wege bzw. durch die gezielte Bearbeitung mit der vorhin beschriebenen Methode des Honens mit verschraubter Honbrille niedrig gehalten werden. Durch verschiedene Maßnahmen bei der Konstruktion können die Zylinderverzüge beeinflusst werden, eine vollständige Vermeidung ist jedoch nicht möglich. [10],[18]

3.4 Kolbenringe

Die Kolbenringe sind metallische Dichtungen und haben mehrere Aufgaben, dazu zählen:

- Abdichtung des Arbeitsraumes gegenüber dem Kurbelgehäuseraum
- Wärmeableitung vom Kolben an die gekühlte Zylinderwand
- Dosierung des Schmieröls für eine gleichmäßige Schmierfilmdicke an der Zylinderwand (gilt vor allem für den Ölabbstreifring)
- Verhinderung des Durchtritts von Schmieröl aus dem Kurbelgehäuseraum in den Verbrennungsraum

Ohne die Theorie der Kolbenringe näher zu beschreiben, werden folgende Kolbenringtypen unterschieden:

- **Verdichtungsringe**
Sitzen in der obersten Nut des Kolbens und dienen hauptsächlich der Abdichtung und zur Wärmeabfuhr. In den Versuchsträgern übernimmt ein Rechteckring die Funktion des Verdichtungsringes, darüber hinaus gibt es noch weitere Formen, auf die nicht näher eingegangen werden soll.
- **Abstreifringe**
Auf sie wirkt ein geringer Teil des Gasdrucks ein, sie sind daher für die Verdichtung und für die Ölabbstreifung von der Zylinderwand zuständig. Eingesetzt werden dazu meist Ringe mit einer Naseneindrehung im Bereich der unteren Ringlauffläche. Im Versuchsträger wird ein Nasenminutenring eingesetzt, wobei wiederum mehrere Arten bekannt sind.
- **Ölabstreifringe**
Hauptaufgabe des dritten Ringes ist das Abstreifen des überschüssigen Schmiermittels von der Zylinderwand. Es existieren einteilige und mehrteilige (zwei- und dreiteilige) Ölabstreifringe, der Versuchsträger besitzt einen zweiteiligen Dachfasenring mit Schlauchfeder.

Die Abbildung 3-9 zeigt die Arten der Kolbenringe, wie sie im Versuchsträger BMW N47 eingesetzt werden, mit dem Rechteckring als ersten Verdichtungsring, dem Nasenminutenring in der zweiten Nut und dem Dachfasenring mit Schlauchfeder als Ölabstreifring.

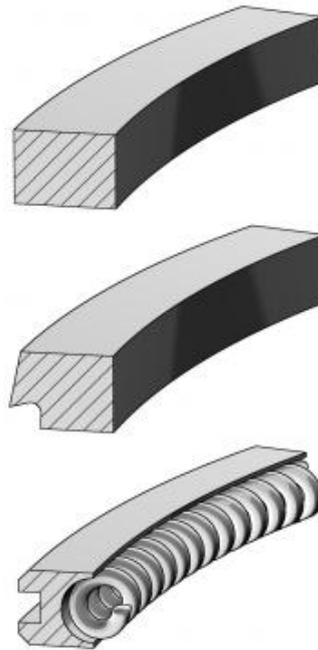


Abbildung 3-9: Rechteckring, Nasen-Minutenring und Dachfasenring mit Schlauchfeder [5]

Damit Kolbenringe ihre Aufgaben erfüllen können, müssen sie sauber an der Zylinderwand anliegen, sie sind somit auch für die Kompensation der auftretenden Zylinderverzüge zuständig. Möglich wird dies durch die Elastizität der Ringe und durch den radialen Anpressdruck an die Zylinderwand.

Da bei Verdichtungsringen sowohl der radiale als auch der axiale Anpressdruck großteils aus dem Gasdruck der Verbrennung stammen, lässt sich dieser durch konstruktive Gestaltung stark beeinflussen. Wird die Ringhöhe reduziert, ist die Angriffsfläche für den Gasdruck geringer und die radiale Flächenpressung nimmt ab.

Um die Abdichtung bei immer höheren Verbrennungsdrücken und somit höheren Schraubenkräften bei der Zylinderkopfmontage, welche wiederum einen Anstieg der Zylinderverzüge mit sich bringen (siehe Kapitel 3.3), sicherzustellen, können die Kolbenringgeometrie optimiert und die Tangentialkräfte erhöht werden, um den Ring stärker an die Zylinderwand zu pressen. Höhere Tangentialkräfte führen jedoch auch zu höheren Reibverlusten an der Kolbengruppe. Da es Ziel der Motorenentwickler ist, die Verluste zu

minimieren, gehen die Bestrebungen hin zu einer Absenkung der Tangentialkräfte. Um diese Absenkung des radialen Anpressdrucks möglich zu machen und daraus Reibungsvorteile zu generieren, ohne die Laufeigenschaften des Motors zu verschlechtern, muss eine Minimierung der Zylinderverzüge angestrebt werden.

Formfüllungsvermögen von Kolbenringen

Das Formfüllungsvermögen ist ein Maß für die Fähigkeit zum Ausgleich von Rundheitsabweichungen oder anders ausgedrückt, wie gut sich der Kolbenring an die Kontur der Zylinderwand anpassen kann, um eine lichtspaltdichte Anlage zu gewährleisten. Abhängig ist das Formfüllungsvermögen von der Elastizität des Ringes und vom radialen Anpressdruck an die Zylinderwand. Ein elastischer Kolbenring und ein hoher Anpressdruck wirken sich positiv auf das Formfüllungsvermögen aus, wobei Letzteres aufgrund erhöhter Kolbenringreibung unerwünscht ist. Insbesondere bei Motoren, die erhebliche Zylinderverzüge aufweisen, wie vorhin beschrieben, müssen die Kolbenringe ein gutes Formfüllungsvermögen aufweisen.

Eine vereinfachte Berechnung des Formfüllungsvermögens kann mit der Theorie für einen geschlossenen bzw. kreisrunden Ring erfolgen. Dabei erhält man nur eine Aussage über das Formfüllungsvermögen im Ringrücken, das bei selbstspannenden Kolbenringen zum Stoß hin jedoch stark abnimmt. Die örtliche Fähigkeit zur Abdichtung am Ringumfang kann nicht bewertet werden.

Für die Berechnung des Formfüllungsvermögens

$$u_i = \frac{r \cdot k}{(i^2 - 1)^2} \quad (3-13)$$

wird der Kolbenringparameter k benötigt, i steht für die jeweilige Ordnung der Zylinderverzüge, r für den Kolbenringradius.

Sind der Kolbenringnennendurchmesser d , die radiale Wanddicke a , die axiale Ringhöhe h (siehe Abbildung 3-10), die Kolbenringtangentialkraft F_t und der Elastizitätsmodul E bekannt, kann der Kolbenringparameter mit

$$k = \frac{(d - a)^2}{h \cdot a^3} \cdot \frac{F_t}{E} \quad (3-14)$$

bestimmt werden. [5]

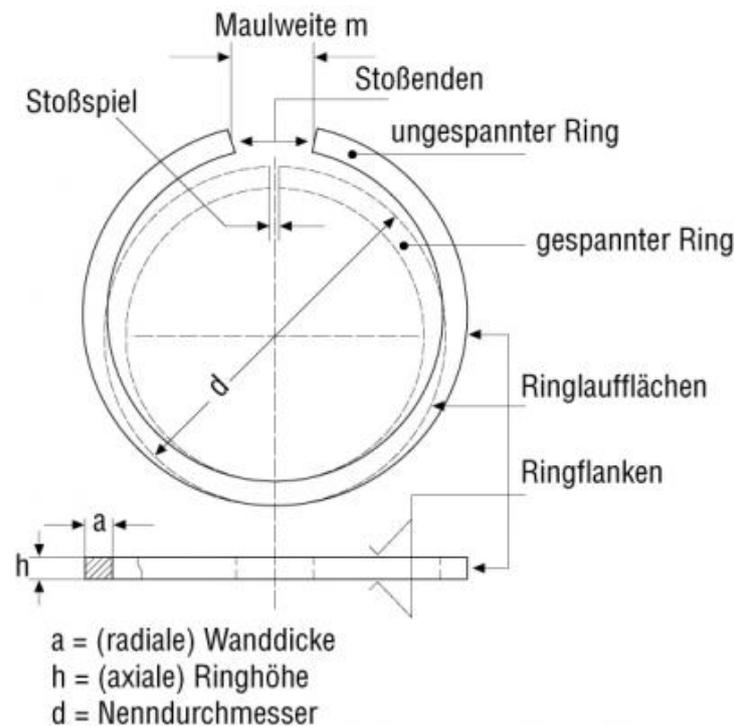


Abbildung 3-10: Bezeichnungen am Kolbenring [5]

Die Versuchsträger wurden mit zwei unterschiedlichen Kolbenringpaketen betrieben. Ziel war es, die Reibungsverluste der Kolbengruppe bei gleichbleibendem Ölverbrauch abzusenkten. Durch die Brillenhonung und somit geringeren Zylinderverzügen ist es daher theoretisch möglich, die Tangentialkräfte des Ringpakets zu vermindern. Durch die Verringerung der axialen Ringhöhe um 14% beim Verdichtungs- und beim Abstreifring bieten die Ringe zusätzlich weniger Angriffsfläche für den Verbrennungsdruck, die Anpressdruckverstärkung durch diesen wird ebenfalls vermindert. Die Summe der gemittelten Tangentialkräfte des gesamten Kolbenringpakets wurde um etwa 20% abgesenkt.

Zur Beurteilung wie sich die Änderungen auswirken, wird das Formfüllungsvermögen für die beiden Verdichtungsringe ermittelt. Mittels Formel (3-14) können zunächst die Kolbenringparameter berechnet werden. Formel (3-13) liefert das Formfüllungsvermögen für die jeweilige Zylinderverzugsordnung. Das Ergebnis ist in Abbildung 3-11 dargestellt.

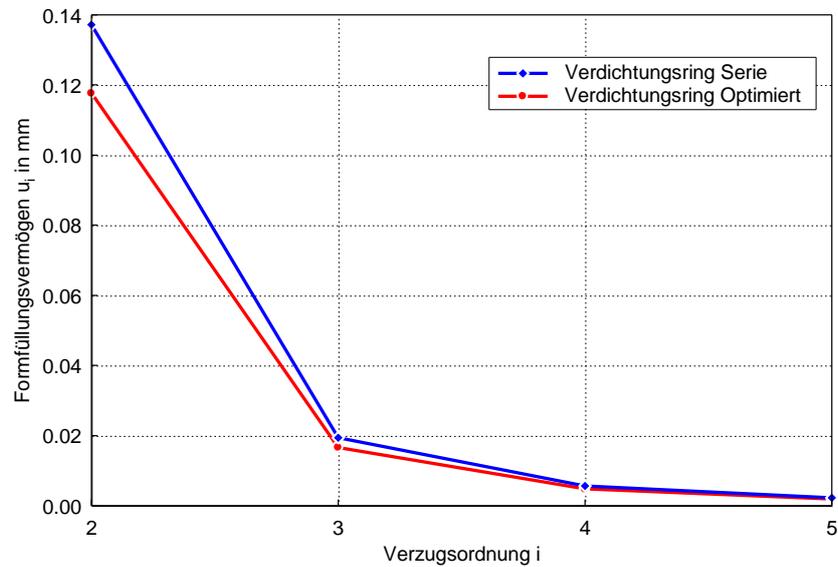


Abbildung 3-11: Formfüllungsvermögen der beiden Verdichtungsringe

Die Änderungen am Kolbenring ergeben beim optimierten Verdichtungsring, wie erwartet, ein geringes Formfüllungsvermögen. Der Ausdruck $(i^2 - 1)^2$ im Nenner der Gleichung (3-13) bewirkt das mit höherer Ordnung stark fallende Formfüllungsvermögen. Während bei Verzügen zweiter Ordnung noch Deformationen von $14\mu\text{m}$ ausgeglichen werden können, sind es bei der vierten Ordnung nur mehr etwa $5\mu\text{m}$.

4 Versuchsträger BMW N47

Beim Versuchsmotor handelt es sich um einen turboaufgeladenen 2,0 l Reihenvierzylinder Dieselmotor mit Vollaluminiumkurbelgehäuse und Common-Rail-Einspritzsystem. Der Motor wird in drei Leistungsstufen ausgeführt, beim Versuchsmotor handelt es sich um die „mittlere“ Variante, bei BMW intern als obere Leistungsstufe bezeichnet. Die wichtigsten Motorkennwerte sind in Tabelle 4-1 zusammengefasst. Bei dieser Variante übernehmen zentral positionierte Magnetventil-Injektoren die Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum, der maximale Einspritzsystemdruck von 1800 bar wird über eine Common-Rail-Hochdruckpumpe, welche von einer Vorförderpumpe mit Kraftstoff versorgt wird, bereitgestellt. Die Aufladung erfolgt über einen Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie, für die Abgasreinigung wird ein motornah positionierter Oxidationskatalysator mit Dieselpartikelfilter eingesetzt. Die Brennräume sind in Vierventiltechnik mit zum Zylinder achsparallel angeordneten Ventilen ausgeführt, der Ladungswechsel erfolgt quer zum Motor. Das Verdichtungsverhältnis beträgt 16,5:1. Für den Massenausgleich sind zwei höhenversetzt angeordnete Ausgleichswellen im Kurbelgehäuse integriert.

Tabelle 4-1: Kennwerte des Motors

Kenngrösse	Einheit	Wert
Zylinder / Ventile	-	4 / 4
Hubraum	cm ³	1995
Hub	mm	90
Bohrung	mm	84
Nennleistung	kW bei min ⁻¹	135 / 4000
Maximales Drehmoment	Nm bei min ⁻¹	380 / 1750 – 2750
Verdichtung	-	16,5
Abgasnorm	-	EU5
Pleuellänge	mm	138
Zylinderabstand	mm	91
Hauptlagerdurchmesser	mm	55
Zylinderspitzendruck	bar	190

4.1 Grundmotor

4.1.1 Zylinderkurbelgehäuse

Das aus einer hochfesten Aluminium-Legierung hergestellte Zylinderkurbelgehäuse in „deep skirt“ Bauweise (tief heruntergezogene Seitenwände) leistet einen großen Beitrag zur Gewichtsreduktion des Triebwerks. Die Außengeometrie wird durch die integrierten Tunnels für die Ausgleichswellen und von dem angegossenen Kettenkasten mit integriertem Hochdruckpumpenflansch auf der Schwungradseite bestimmt. Durch die gezielte Außenverrippung wird eine hohe statische und dynamische Steifigkeit erreicht, somit ergeben sich sehr hohe Grundeigenfrequenzen des Motorgetriebeverbandes. Lagerdeckel mit einer Verzahnung zur formschlüssigen Positionierung übernehmen die Lagerung der Kurbelwelle. Als Zylinderlaufflächen dienen thermisch gefügte Graugussbuchsen, die Aluminiumstege zwischen den Zylindern sind 4 mm stark und mit einer zwei Millimeter Bohrung zur Stegkühlung ausgestattet. Hergestellt wird das Zylinderkurbelgehäuse im „core package system“, ein automatisiertes Präzisionssandgussverfahren mit hoher Konstruktionsfreiheit, somit kann ein Großteil der Ölkanäle bereits im Kurbelgehäuse-Rohteil vorgegossen werden. Durch die uneingeschränkte Wärmebehandlungsfähigkeit der Gussteile können höchste Werkstofffestigkeitswerte im wichtigen Lagerstuhlbereich erzielt werden. Die folgende Abbildung 4-1 zeigt eine grafische Darstellung des Zylinderkurbelgehäuses von Vorder- und Rückseite.

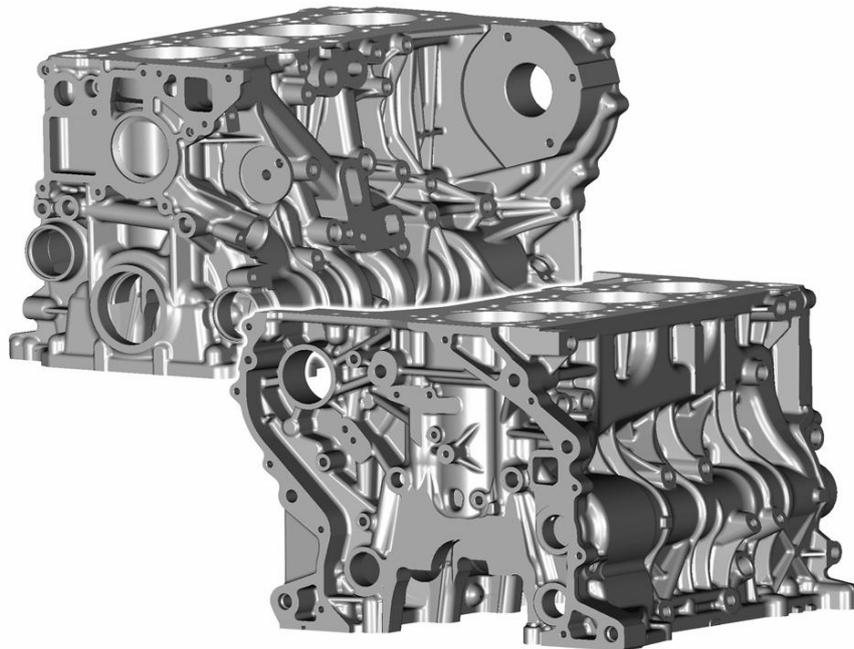


Abbildung 4-1: Zylinderkurbelgehäuse [21]

4.1.2 Zylinderkopf

Der Vierventil-Zylinderkopf mit seitlicher Einlasskanalführung, dargestellt in Abbildung 4-2, verfügt über zwei obenliegende Nockenwellen, die mittels Rollenschlepphebel die Ein- und Auslassventile betätigen. Die Nockenwellen sitzen in einem Nockenwellenträger, dieser erhöht die Gesamtsteifigkeit des Grundmotors und ermöglicht eine Vormontage der Nockenwellen. Der Nockenwellenträger dient auch zur Abdichtung des Injektorraumes. Ein weiterer Vorteil ist die dadurch erreichte ebene Dichtkontur zwischen Zylinderkopf und Zylinderkopfhäube. Kühlmittelkanäle konnten großteils in Kurbelgehäuse und Zylinderkopf integriert werden, somit entfallen externe Kühlmittelschläuche. Weiters wurde auch ein Teil der Abgasrückführungsleitung in den Zylinderkopf integriert. Die Herstellung des Zylinderkopfes erfolgt mit einem speziellen Gießverfahren, dies ermöglicht eine deutliche Festigkeitssteigerung.

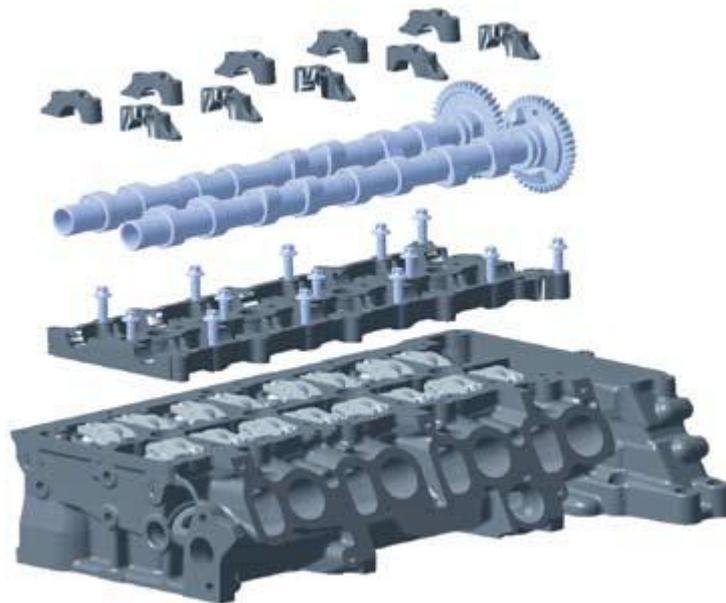


Abbildung 4-2: Zylinderkopf mit Nockenwellenträger und Nockenwellen [20]

4.1.4 Ausgleichswellen

Die im Kurbelgehäuse integrierten Ausgleichswellen werden über ein auf die Kurbelwelle aufgeschraubtes Zahnrad angetrieben. Als Werkstoff dient ein hochfester, induktiv härtbarer Schmiedestahl. Eine der beiden als Gleichteile hergestellten Ausgleichswellen, die einlassseitige, wird direkt vom Kurbelwellenzahnrad angetrieben. Die auslassseitige, um 46 mm höher liegende Ausgleichswelle wird aufgrund der Drehrichtungsumkehr über ein Zwischenrad angetrieben. Die größten Vorteile dieser Konstruktion im Vergleich zu herkömmlichen im Ölsumpf positionierten Massenausgleichssystemen bei Vierzylindermotoren sind sicherlich die vollkommene Vermeidung der Ölpanchverluste, vor allem bei niedrigen Öltemperaturen, die Einbaumöglichkeit des Triebwerks auch bei den Allradversionen und ein geringes Massenträgheitsmoment durch die längliche, schlanke Bauweise der Wellen. Der Wegfall der Panschverluste wirkt sich positiv auf die Reibleistung des Motors aus. Der innovative Einsatz einer Wälzlagerung anstatt einer Gleitlagerung - die beiden Lagerstellen der Ausgleichswellen sind mit ebenso als Gleichteil ausgeführten Nadellagern versehen - verbessert diese weiters. In Abbildung 4-4 ist die Reduzierung des Schleppmomentes bei verschiedenen Öltemperaturen durch die Wälzlagerung ersichtlich. Der Reibleistungsvorteil bzw. ein geringeres Schleppmoment von bis zu 70% im Vergleich zur Gleitlagerung ist über den gesamten Drehzahlbereich vorhanden, der Einfluss der Öltemperatur sehr gering. Die Verbrauchseinsparung beträgt bei diesem integrierten, wälzgelagerten Konzept im ECE Zyklustest über 2% [7]. Die Anordnung der Ausgleichswellen ist so gewählt, dass Nickmomente um die Querachse und Momente um die Motorlängsachse vermieden werden, der Höhenversatz bewirkt einen Ausgleich der Massenwechsellmomente und verbessert das Schwingungsverhalten in relevanten Betriebspunkten erheblich..

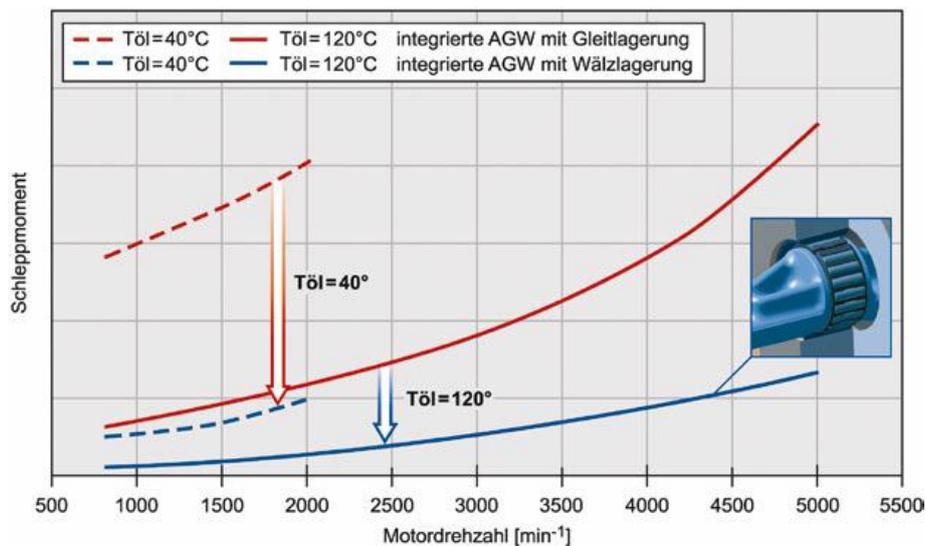


Abbildung 4-4: Reduzierung des Schleppmomentes durch Wälzlagerung [7]

4.2 Anbauteile

4.2.1 Öl- / Unterdruckpumpeneinheit

Folgende Inhalte sind in dieser Funktionseinheit zusammengefasst: [21]

- Außenzahnrad-Ölpumpe
- Ölsaugrohr mit Sieb
- Ölhobel
- Einflügel-Vakuumpumpe
- Versteifungsschale

Abbildung 4-5 zeigt einen Schnitt durch diese kombinierte Einheit, sowie die beiden Kettenräder auf der Kurbelwelle zum Antrieb der Öl- / Unterdruckpumpe und des Steuertriebs im Detail.

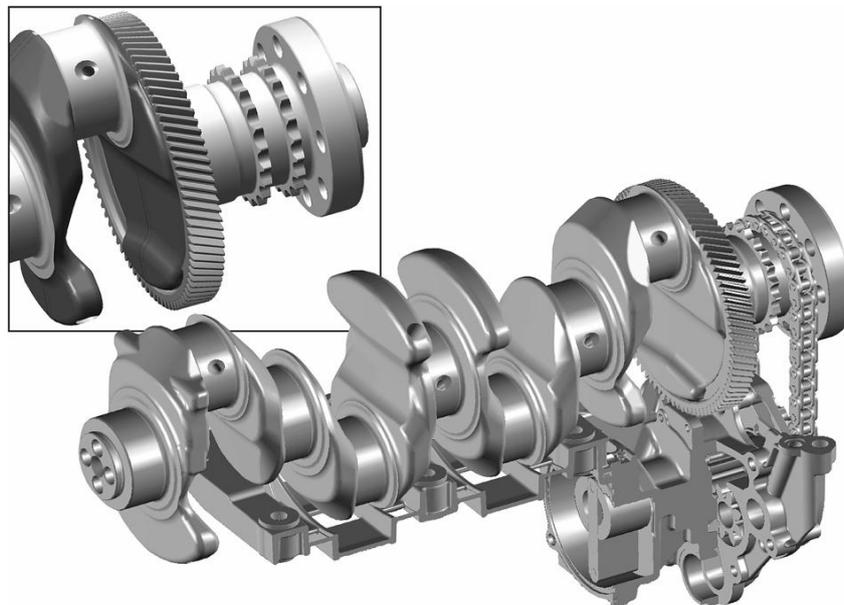


Abbildung 4-5: Kombinierte Öl- / Unterdruckpumpe und hinteres Kurbelwellenende mit den beiden Kettenspuren [21]

4.2.2 Hilfsaggregate

Die Anordnung der Hilfsaggregate wurde so gewählt, dass die rechte Motorseite (Blick in Fahrtrichtung) der Aufladung und Abgasnachbehandlung zur Verfügung steht. Abbildung 4-6 zeigt einen Blick auf Stirn- und Saugseite des Motors. Auf der Motorvorderseite sitzen die Kühlmittelpumpe und der Abgasrückführkühler mit integriertem Abgasrückführventil und Bypass-Kanal. Die linke Motorseite nimmt über einen Aggregateträger aus Aluminium den Generator mit Bremsenergieerückgewinnung und den Klimakompressor auf. Die zu sehende Lenkhilfepumpe auf Abbildung 4-6 ist beim eingesetzten Motor nicht mehr vorhanden, da in aktuellen Fahrzeugen eine elektromechanische Servolenkung für die Lenkkraftunterstützung sorgt. Weiters befindet sich das Ölmodul samt Ölfilter und darunter liegendem Ölkühler auf der linken Motorseite zwischen Aggregateträger und Hochdruckpumpe. Für den Antrieb der Hilfsaggregate über den Drehschwingungsdämpfer mit entkoppelter Riemenscheibe ist ein sechsrippiger Doppel-Poly-V-Riemen zuständig.

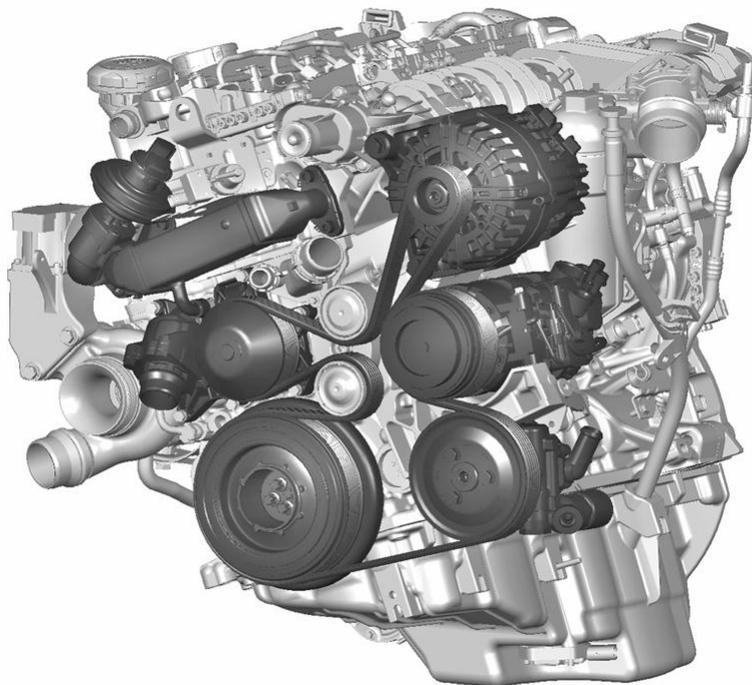


Abbildung 4-6: Hilfsaggregate [21]

4.3 Einspritzsystem

Als Einspritzsystem kommt ein Common-Rail-System von Bosch zum Einsatz. Der maximale Kraftstoffsystemdruck beträgt 1800 bar und wird mit Magnetventil-Injektoren in den Brennraum eingespritzt. Der Druckaufbau erfolgt über die in Abbildung 4-7 ersichtliche Hochdruckpumpe CP4 mit saugseitiger Mengenregelung. Damit wird nur die notwendige Kraftstoffmenge in das Rail gefördert, um den geforderten Druck aufrecht zu erhalten. Gemeinsam mit der zwischen Nocken (6) und Tassenstößel (8) gelagerten Rolle wird durch diese Regelung ein hoher Wirkungsgrad der Pumpe erzielt. Diese Einstempelpumpe mit einem Hochdruckkolben besitzt eine Antriebswelle mit Doppelnocken und kann mit einem Übersetzungsverhältnis von 1:1 angetrieben werden. Es ergibt sich dadurch bei Vierzylinder-Motoren eine elementsynchrone Förderung. Um eine hohe Raildruckregelgüte sicherzustellen, findet ein Zweistellersystem Anwendung. Muss ein rascher Druckabbau durch einen negativen Lastwechsel im Rail erfolgen, greift zusätzlich zur niederdruckseitigen, langsameren Saugregelung an der Hochdruckpumpe ein Druckregelventil am Rail selbst ein und reguliert den Systemdruck auf das geforderte Niveau.

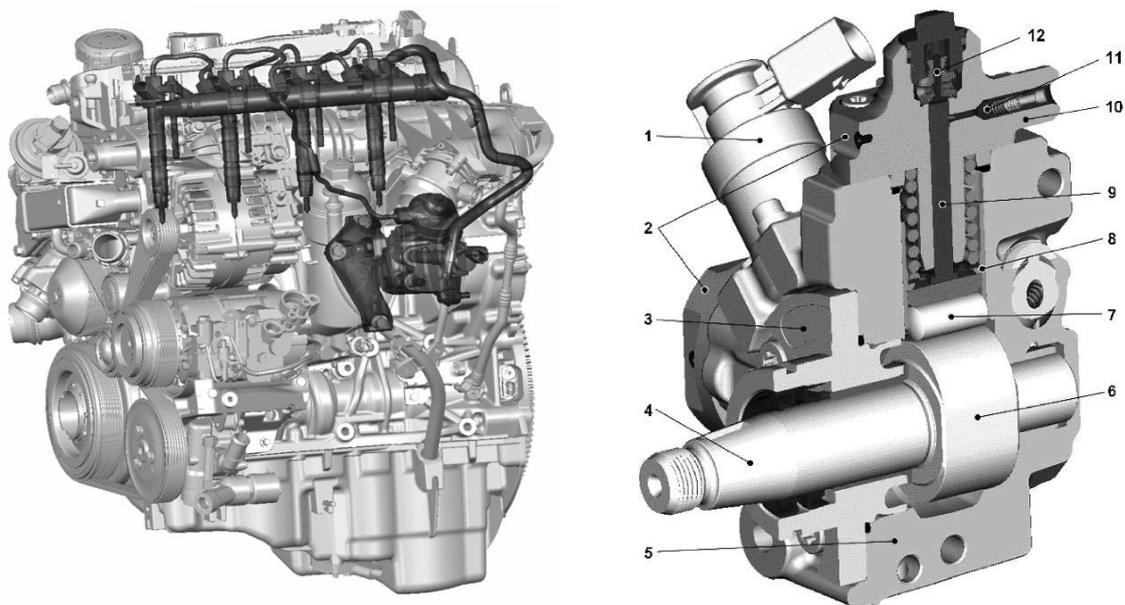


Abbildung 4-7: Links: Einspritzsystem am Motor [21], rechts: Hochdruckpumpe CP4 [13], 1 Zumesseinheit; 2 Zylinderkopf; 3 Pumpenflansch; 4 Antriebswelle; 5 Aluminium-Gehäuse; 6 Doppelnocken; 7 Rolle; 8 Tassenstößel; 9 Pumpenkolben; 10 Hochdruckanschluss; 11 Hochdruck-Rückschlagventil, 12 Ansaug-Rückschlagventil

4.4 Aufladung und Abgasnachbehandlung

Aufgeladen wird der Motor durch einen Abgasturbolader mit turbinenseitig variablen Leitschaufeln. Dieser ermöglicht eine gute Dynamik bei niedrigen Motordrehzahlen und ein hohes Drehmoment über den gesamten Drehzahlbereich. Die Regelung des Ladedrucks erfolgt durch Verstellung der Leitschaufeln mittels eines elektrischen Stellers mit hoher Verstellkraft. Der Verdichter besitzt einen mittleren Durchmesser von 51 Millimeter, der Turbinenraddurchmesser beträgt 43 Millimeter. Mit dieser Auslegung werden relative Ladedrücke von bis zu 1,8 bar erreicht. Die Ladeluftkühlung erfolgt im Fahrzeug mit einem Luft-Luft-Kühler, am Prüfstand wurde ein Wasser-Luft-Wärmetauscher eingesetzt.

Die Einheit für die Abgasnachbehandlung ist motornah positioniert und besteht aus einem katalytisch beschichteten Oxidationskatalysator und Rußpartikelfilter. Durch die geringe thermische Trägheit und die motornahe Position werden ein rasches Anspringen der Abgasnachbehandlung beim Kaltstart und eine schnelle Umsetzung von Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid gewährleistet.

4.5 Schnittzeichnungen

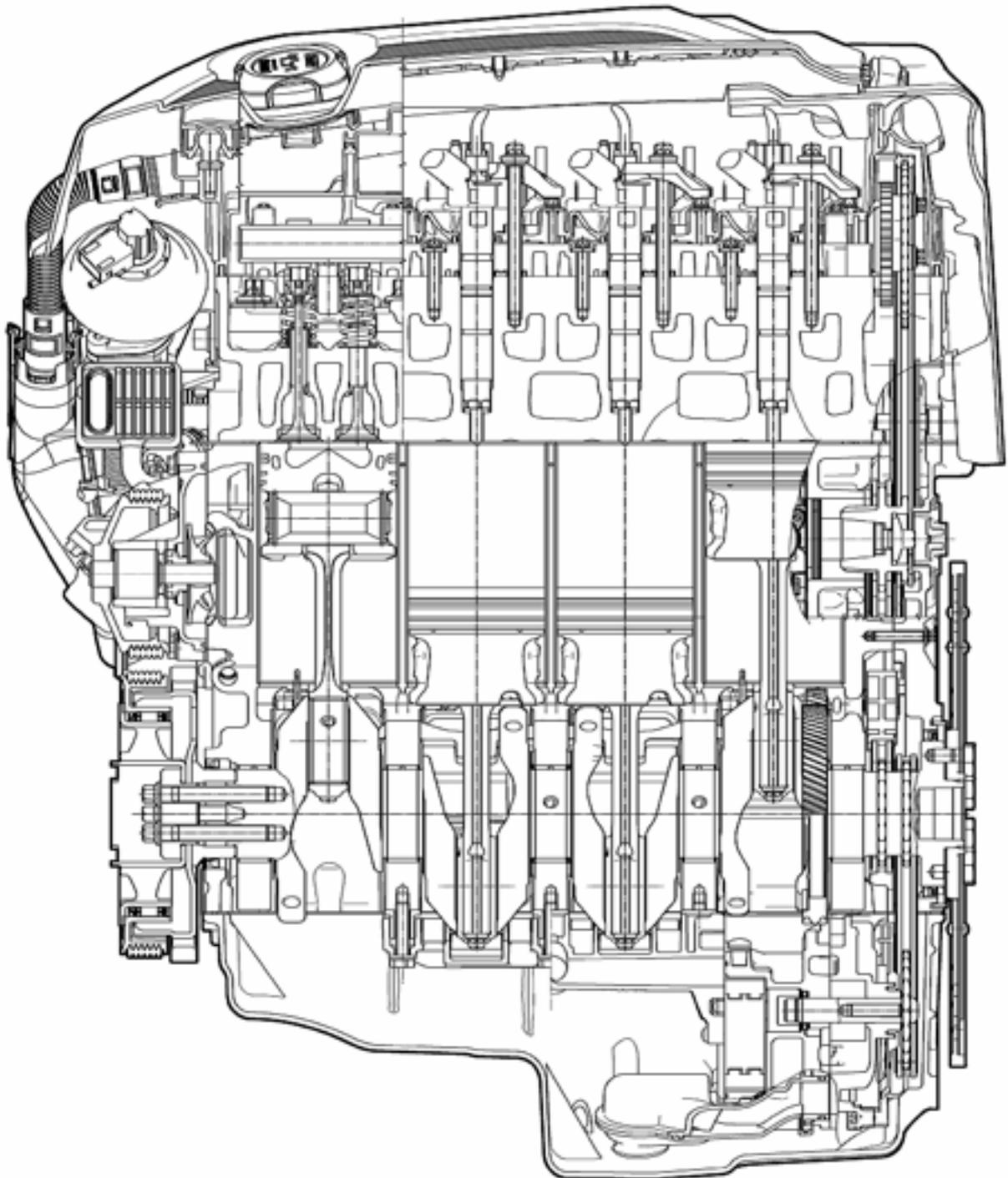


Abbildung 4-8: Längsschnitt des Motors [21]

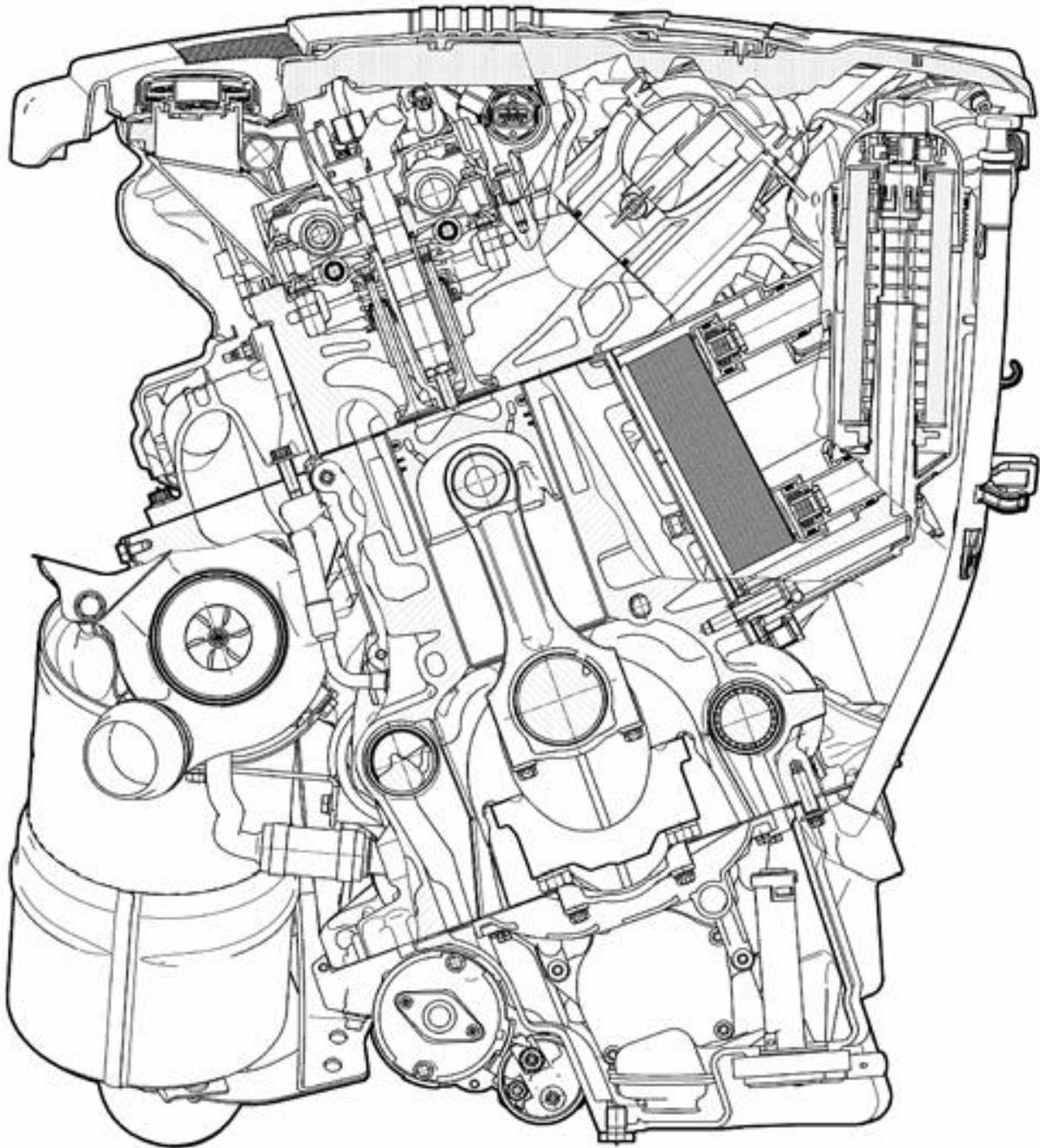


Abbildung 4-9: Querschnitt des Motors [21]

5 Motorenprüfstand

5.1 Varianten des Versuchsträgers

Als Versuchsträger wurden von BMW grundsätzlich zwei komplette Vollmotoren des Typs N47 bereitgestellt. Die erste Variante (Motornummer W76) war eine Serienversion des Motors wie sie aktuell in der 1er, 3er, 5er und X3 Modellreihe als 120d, 320d, 520d und xDrive20d von BMW eingesetzt wird. Der zweite Motor (Motornummer W75) unterschied sich durch sein Zylinderkurbelgehäuse, dessen Zylinderwände im verspannten Zustand (Brillenhonung) gehont wurden und angepassten Kolben mit einem erhöhten Kolbenspiel im Vergleich zur Basis.

Eine Bewertung einzelner Reibungsverluste beim Vergleich von Motoren ist mit einigen Unsicherheiten behaftet. Abgesehen von den Abweichungen und Toleranzen der gesamten Messtechnik und den Umgebungsbedingungen, werden bei einer Reibungsbestimmung im befeuerten Betrieb nach der Indiziermethode immer die Reibungsverluste des gesamten Triebwerks ermittelt. Um die Änderungen an der Kolbengruppe bewerten zu können, wird die Differenz der beiden gemessenen Reibungsverluste gebildet und dem veränderten Parameter, in diesem Fall der Kolbengruppe, angerechnet. Dabei muss davon ausgegangen werden, dass alle die gesamte Reibung verursachenden Komponenten in allen Motoren die exakt gleichen Reibwerte aufweisen. Unterschiede können nicht berücksichtigt werden.

Zur bestmöglichen Vergleichbarkeit der Motoren bzw. um diesen Anforderungen gerecht zu werden und um Einflüsse auf die Reibungsverluste zwischen den Motoren so gut wie möglich zu verhindern, wurden bei allen vermessenen Varianten großteils die identen Anbauteile verwendet. Folgende Komponenten wurden vom Basismotor übernommen und auch bei den weiteren Versuchsträgern verwendet:

- Abgasturbolader
- Sauganlage
- Hochdruckpumpe
- Kühlmittelpumpe
- Kombinierte Öl- / Unterdruckpumpe
- Ölwanne

- Abgasrückführkühler
- Generator
- Klimakompressor

Somit bleiben noch Unsicherheiten aus Kurbeltrieb, Ventiltrieb und Ausgleichswellen. Die Einspritzausrüstung (Magnetventil-Injektoren) wurden nicht vom Serienmotor übernommen, da sie keinen direkten Einfluss auf die Reibung haben. Auswirkungen auf die innermotorische Verbrennung sind möglich und konnten auch beobachtet werden. Die Erklärung dafür ist eine nicht durchgeführte Anpassung der Injektoren an das Motorsteuergerät mittels Injektor-Mengenabgleich. Aufgrund Fertigungstoleranzen und damit unterschiedlicher Durchflusskennzahlen bei den Injektoren müssen diese einmalig an das Steuergerät angepasst werden. Erfolgt dies nicht, sollten die Werte des Einspritzsignals nicht für eine Verbrauchsbetrachtung herangezogen werden.

Die Ölwanne wurde getauscht, da der zweite Motor mit einer Ölwanne der Allradversion ausgestattet war und mögliche Einflüsse auf die Ölverbrauchsmessung nach der Abtropfmethode vermieden werden sollten.

Die vier am Prüfstand vermessenen Versuchsträger werden nachfolgend als Motor 1 bis Motor 4 bezeichnet. Eine Übersicht der Versuchsträger zeigt Tabelle 5-1, die chronologische Abfolge der Prüfstandsuntersuchungen ist in Abbildung 5-1 dargestellt. Motor 1 ist eine Serienversion mit der Motornummer W76 und wurde in dieser Konfiguration am Prüfstand aufgebaut und vermessen. Ein Motoreinlauf war bei Erhalt des Motors bereits erfolgt. Motor 2 mit der Motornummer W75 wurde ebenfalls als kompletter, bereits eingelaufener Motor geliefert, vor der Kennfeldvermessung wurden jedoch die vorhin beschriebenen Anbauteile vom Grundmotor W76 umgebaut. Für den Aufbau des als Motor 3 bezeichneten Versuchsträgers wurden vom Auftraggeber optimierte Kolben mit ebenfalls optimierten Kolbenringen zur Verfügung gestellt. Diese wurden in den am Prüfstand aufgebauten Motor 2 mit brillengehontem Zylinderkurbelgehäuse W75 eingebaut, somit entstand die dritte Variante des Versuchsträgers. Zur Anpassung der neuen Kolben und Ringe an den Zylinder wurde ein Motoreinlauf nach Herstellervorgaben absolviert. Anschließend erfolgte die Absolvierung des analogen Messprogramms wie bei den ersten beiden Versuchsträgern. Der vierte Versuchsträger war Motor 1 in Kombination mit den optimierten Kolben und Ringen aus dem Motor 3. Anzumerken ist, dass bei der Kennfeldvermessung die nicht angepassten Injektoren aus dem W75 Vollmotor eingesetzt wurden. Um die Messungen mittels Verbrauch aus dem Einspritzsignal verifizieren zu können, erfolgte für die Messung der Fahrzyklen ein Umbau auf die an das Steuergerät mengenmäßig abgeglichenen Injektoren.

Tabelle 5-1: Varianten der Versuchsträger

	Motor 1	Motor 2	Motor 3	Motor 4
Bezeichnung	W76	W75	W75B	W76B
Kurbelgehäuse	Serie	brillengehont	brillengehont	Serie
Kolben	Serie	angepasst	optimiert	optimiert
Kolbenspiel	40 μm	60 μm	75 μm	75 μm
Desachsierung	0,7 mm	0,7 mm	0,55 mm	0,55 mm
Ringpaket	Serie	Serie	optimiert	optimiert
Anpassung der Injektoren	durchgeführt	nicht durchgeführt	nicht durchgeführt	nicht durchgeführt / (durchgeführt)

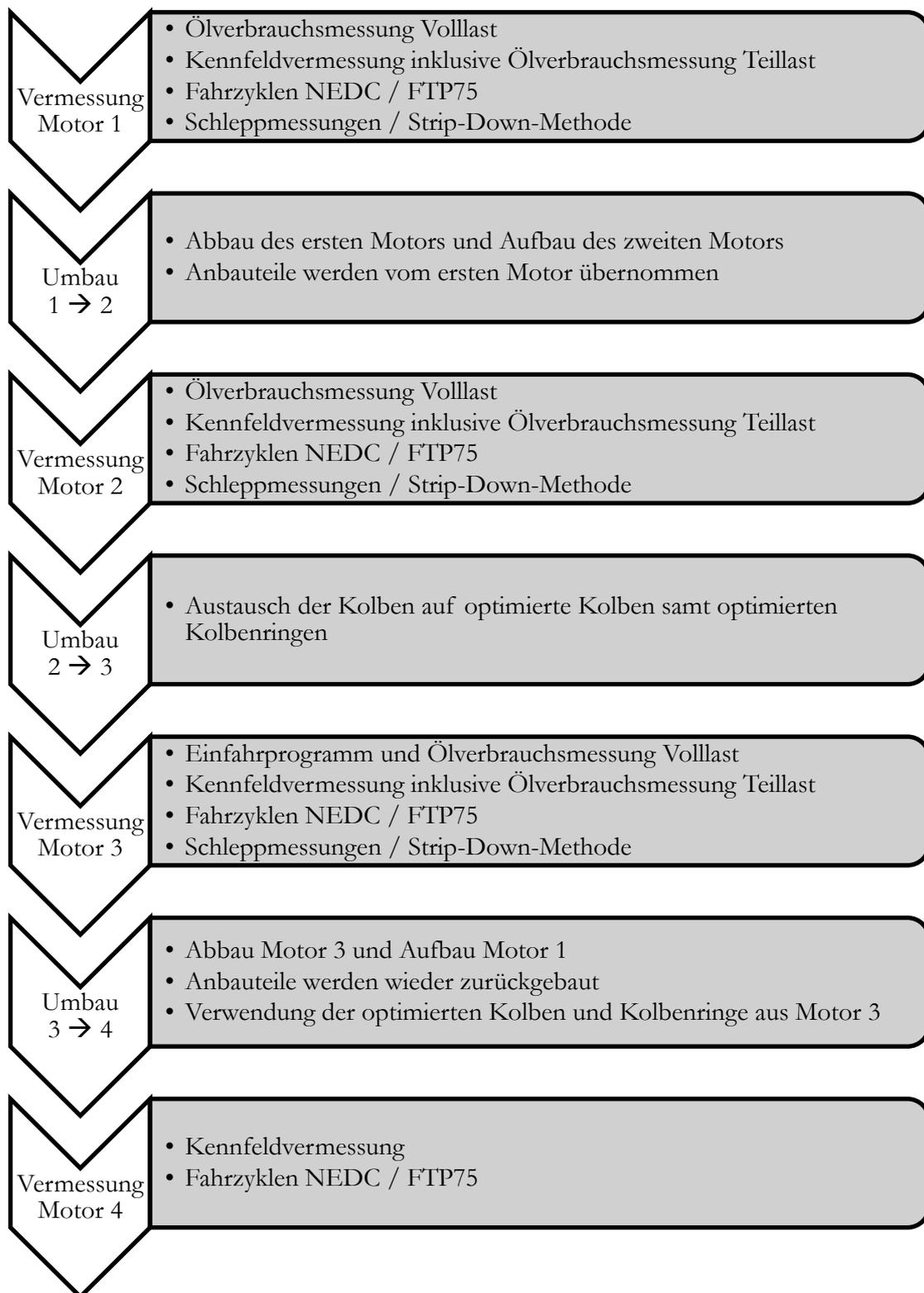


Abbildung 5-1: Chronologischer Ablauf der Prüfstandsuntersuchungen

5.2 Prüfstands Aufbau

Alle vier Versuchsträger wurden nacheinander am gleichen Motorenprüfstand aufgebaut und vermessen. Zur Befestigung des Motors wurde zunächst ein bereits vorhandener, selbst gebauter und aus massiven Formrohren zusammengeschweißter Rahmen mit dem luftgefederten Schwingungsfundament des Prüfstands verschraubt. Darauf konnten die höhenverstellbaren Motorstützblöcke montiert und durch vorgesehene Bohrungen am Rahmen entsprechend der Befestigungspunkte von Motor und Getriebe ausgerichtet werden. Bei der Anpassung des Motors relativ zur Asynchronmaschine wurde darauf geachtet, dass die beiden Drehachsen der Ausgangswellen möglichst präzise ausgerichtet sind. Das Auftreten von Parallel- und/oder Winkelversatz könnte zu Aufbauschwingungen führen und somit die Reibleistungsmessungen beeinflussen. Die Lagerung des Motors auf den Motorstützblöcken erfolgt wie im Fahrzeug mit den serienmäßigen Motorlagern, die Motorneigung beträgt abgasseitig 20° , getriebeseitig $2,3^\circ$. Der dritte Lagerpunkt am Getriebe wird durch eigene Gummilager realisiert. Anstatt dem vom Hersteller mitgelieferten Getriebe kam ein bereits vorhandenes Prüfstandsgetriebe, das nur aus einer durchgängigen Welle besteht, zum Einsatz, um auch hier Einflüsse auf Messungen durch zusätzliche Reibungsverluste zu minimieren. Zweimassenschwungrad und Kupplung waren am Motor montiert. Abbildung 5-2 zeigt den am Prüfstand aufgebauten Motor.

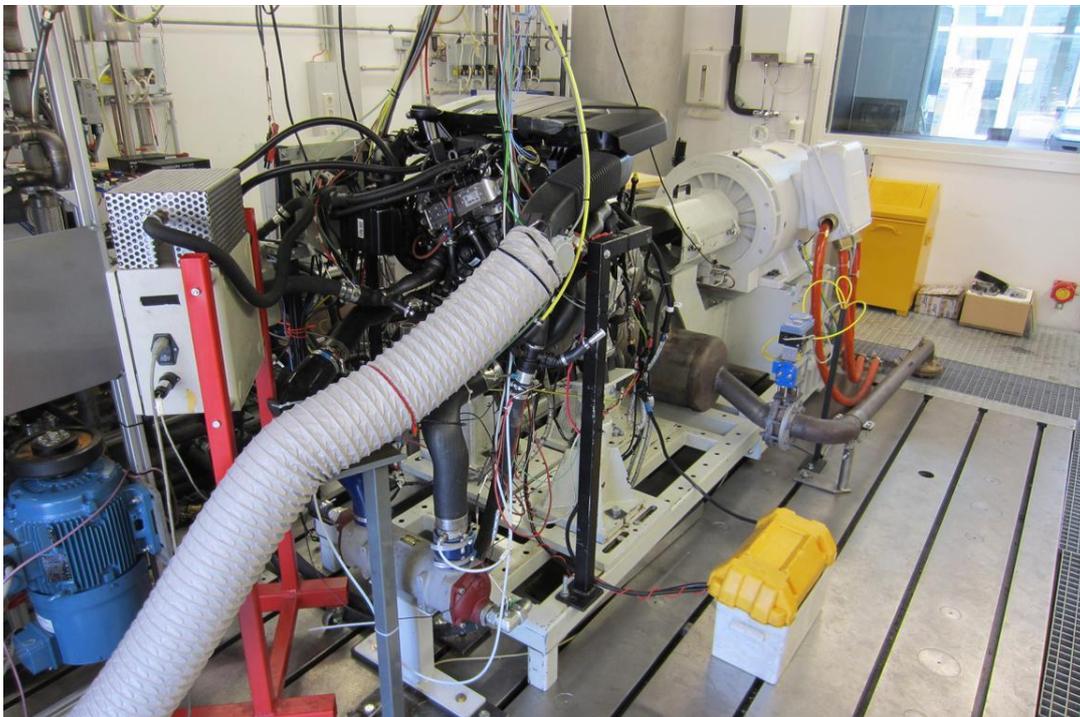


Abbildung 5-2: Prüfstands Aufbau

Als Verbindungsglied zwischen Motor und Asynchronmaschine diente eine Gleichlaufgelenkwelle von GKN Driveline. Zwischen der Gleichlaufgelenkwelle und der Asynchronmaschine ist die Drehmomentmessung über einen Messflansch der Firma Hottinger Baldwin Messtechnik eingebunden (siehe Abbildung 5-3). Erforderliche Adapterflansche zur Verbindung der Gleichlaufgelenkwelle mit der Ausgangswelle vom Getriebe mussten angefertigt werden.

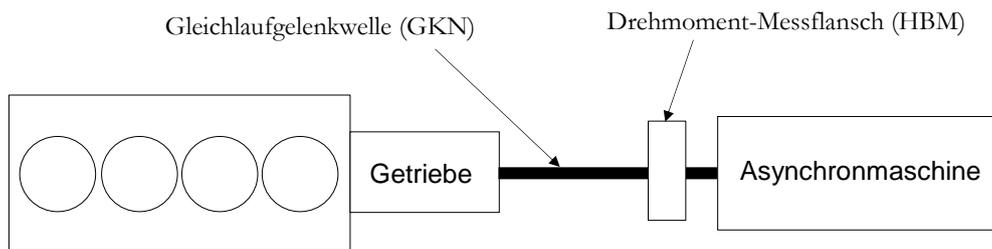


Abbildung 5-3: Schematischer Prüfaufbau

Der Thermostat für das Kühlmittel musste aufgespreizt werden, da auch im befeuerten Betrieb die gewünschte Kühlmittelintrittstemperatur über eine Konditionieranlage eingestellt wurde. Der dazu angefertigte Aluminiumteil ist in Abbildung 5-4 zu sehen. Im befeuerten Betrieb lag die Kühlmittelintrittstemperatur bei 90°C, die Schleppmessungen erfolgten bei vier verschiedenen Temperaturniveaus. Für die Ladeluftkühlung wurde ein Wasser-Luft-Wärmetauscher installiert, welcher von einem Kühlwasserkreis der Haustechnik durchströmt wird. Für die Regelung der Lufttemperatur über die Durchflussmenge des Kühlwassers wurde ein Stellventil in den Wasserkreis eingebunden. Nach den Ölverbrauchsmessungen und der Kennfeldvermessung, sowie gefahrenen Fahrzyklen folgten die Schleppmessungen. Für die Durchführung der verschiedenen Strip-Down-Schritte mussten die Versuchsträger umgebaut und an die Schmiermittelkonditionierung angeschlossen werden. Näheres dazu in Kapitel 7 Schleppmessungen. Um das Akustikverhalten der verschiedenen Versuchsträger bewerten zu können, wurden Körperschallmessungen durchgeführt. Für die Messungen standen drei vom Auftraggeber bereitgestellte Akustiksensoren inklusive Auswerteeinheiten zur Signalaufbereitung zur Verfügung. Die Sensoren waren, wie auf Abbildung 5-5 zu sehen, an den Versuchsmotoren angebracht. Am oberen Bild ist der am definierten Referenzpunkt an der Motorvorderseite in der Nähe des Drehschwingungsdämpfers angebrachte Akustiksensoren ersichtlich. Am unteren Bild sind die beiden Sensoren am dritten und vierten Zylinder auf der Abgasseite dargestellt.



Abbildung 5-4: Aufgespreizter Thermostat

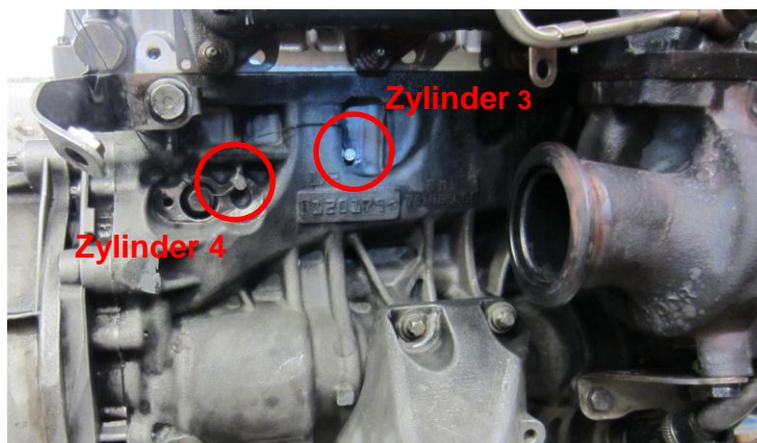


Abbildung 5-5: Positionierung der Körperschallsensoren

5.3 Messfehler

Bei der experimentellen Ermittlung des Reibmitteldrucks eines Motors können durch die Messtechnik erhebliche Fehler bei den Messungen auftreten. Um eine genaue Messung mit guten Reproduziergenauigkeiten zu erreichen, ist neben konstanten Kühl- und Schmiermitteltemperaturen ein Drehmoment-Messflansch mit hoher Messgenauigkeit erforderlich. Damit ist es erst möglich, den Motor im befeuerten Betrieb in einem konstanten Lastpunkt reproduzierbar betreiben zu können.

Bei der Messung des Zylinderdruckverlaufs zur Bestimmung des indizierten Mitteldrucks können Fehler bei der Druckmessung selbst, sowie bei der Zuordnung des Druckverlaufes zur Winkellage der Kurbelwelle entstehen.

5.3.1 OT-Fehler (Totpunktfehler)

Die exakte Bestimmung des oberen Totpunktes ist Voraussetzung für eine exakte Messung der indizierten Arbeit bzw. des indizierten Mitteldrucks. Die Kurbelwellenposition wird dabei von einem Drehwinkelgeber erfasst und dem oberen Totpunkt, meist des ersten Zylinders, der jeweilige Kurbelwinkel zugeordnet. Das genaueste, aber auch aufwändigste Verfahren stellt dabei die kapazitive OT-Bestimmung dar, welche in dieser Arbeit vermehrt eingesetzt wurde. In Abbildung 5-6 ist eine Prinzipskizze des in einem Zylinderkopf eingebauten Sensors dargestellt.

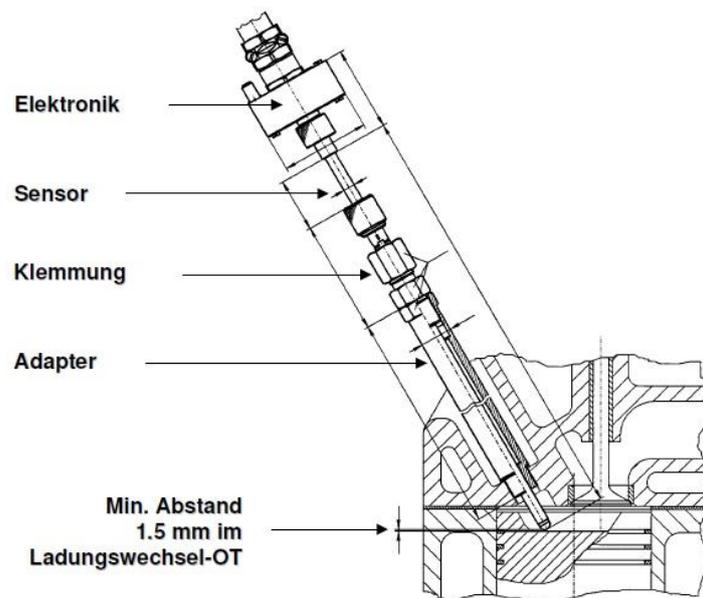


Abbildung 5-6: Aufbau und Montage des OT-Sensors [1]

Eine nicht korrekte Einpassung oder eine Verstellung des mit dem kapazitiven OT-Sensor ermittelten oberen Totpunkts aufgrund mechanischer Ursachen beim Drehwinkelgeber zieht beträchtliche Fehler bei der Reibmitteldruckbestimmung nach sich.

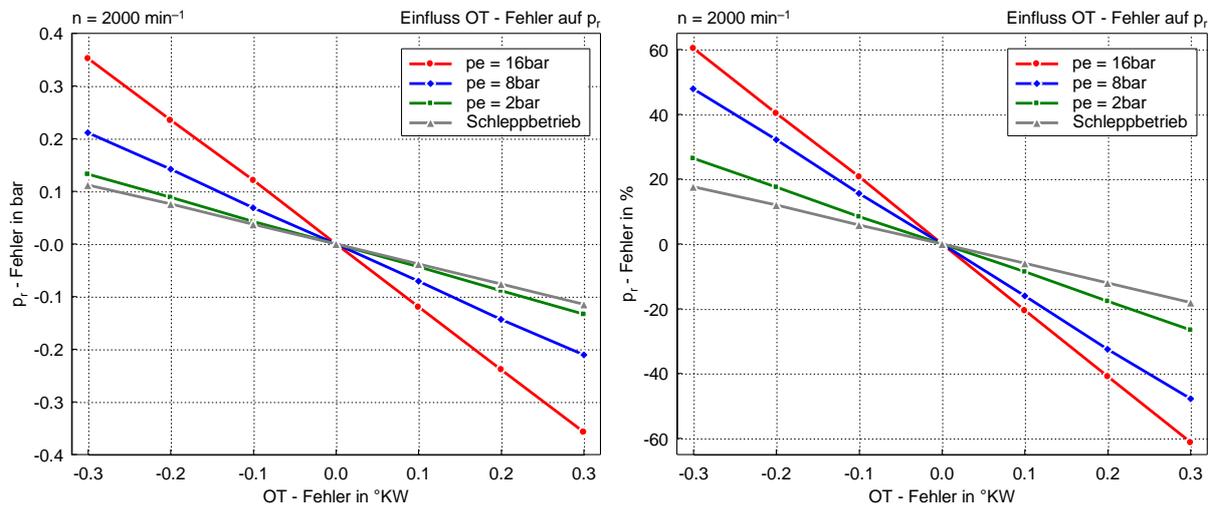


Abbildung 5-7: Einfluss OT-Fehler auf Reibmitteldruck

Die Abbildung 5-7 zeigt den Einfluss einer falschen Zuordnung des oberen Totpunkts zur Kurbelwellenstellung im Bereich von $-0,3^{\circ}\text{KW}$ bis $0,3^{\circ}\text{KW}$. Die Daten stammen aus der Reibmitteldruckbestimmung beim vierten Versuchsträger. Ausgehend vom korrekt zum Kurbelwinkel zugeordneten oberen Totpunkt des ersten Zylinders wurde dieser in der AVL Indiziersoftware IndiCom jeweils um $0,1^{\circ}\text{KW}$ verstellt und dabei eine Messung durchgeführt.

Im linken Diagramm ist die absolute Abweichung des Reibmitteldrucks in bar und im rechten Diagramm die prozentuale Abweichung zum Referenzmitteldruck dargestellt. Aus den Messungen ist ersichtlich, dass eine genaue OT-Zuordnung Voraussetzung für exakte Ergebnisse ist. Ein Fehler von $0,3^{\circ}\text{KW}$ führt bei diesem Motor bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und einem Mitteldruck von 16 bar zu einer Abweichung von über 60% beim Reibmitteldruck. Betrachtet man die Genauigkeit des kapazitiven OT-Sensors von $\pm 0,1^{\circ}\text{KW}$, ist zu erkennen, dass vor allem bei hohen Mitteldrücken erhebliche Toleranzen bei der Reibungsmessung hingenommen werden müssen. Wirkt sich eine um $0,1^{\circ}\text{KW}$ verschobene Winkellage des oberen Totpunkts bei der Schleppkurve noch mit einem Fehler von ca. 6% aus, beträgt der Fehler bei einem Mitteldruck von 16 bar bereits über 20%. Dieser Umstand erschwert die Vergleichbarkeit von Motoren mit sehr ähnlichen Reibwerten, da die Messergebnisse immer einer gewissen Toleranzbreite unterliegen, und begründet eine erforderliche hohe Genauigkeit bei der OT-Bestimmung.

Um vermeidbare Abweichungen durch eine falsche Zuordnung zum Kurbelwinkel so gut wie möglich zu verhindern, sollte in regelmäßigen Abständen eine Kontrolle der OT-Zuordnung stattfinden.

5.3.2 Zylinderdrucksensoren

Die Messung des Zylinderdrucks erfolgt mit piezoelektrischen Drucksensoren. Diese beruhen auf dem Effekt der Ladungsabgabe bei Kraftereinwirkung. Da jeder Sensor Schwankungen bei der Ladungsabgabe unterliegt, ist es zuvor erforderlich eine Kalibrierung durchzuführen. Dabei wird der Sensor mit einer definierten Kraft (einem bestimmten Druck) beaufschlagt und die Ladungsabgabe beim Aufbringen eines Entlastungssprunges auf den Umgebungsdruck gemessen.

Bei den verwendeten Drucksensoren der Type GU13G14A von Piezocryst(AVL) liegt die Empfindlichkeit in der Größenordnung 16 pC/bar (Picocoulomb pro bar). Um eine exakte Bestimmung des Zylinderdrucks durchführen zu können, müssen die Drucksensoren an den jeweiligen Messbereich angepasst werden. Dazu wurde eine Kalibrierung der einzelnen Drucksensoren durchgeführt. Generell sind piezoelektrische Druckaufnehmer bei Einsatz unter Normalbedingungen sehr stabil, ihre Empfindlichkeit ändert sich über die Lebenszeit kaum. Bei den Drucksensoren gibt es Ausführungen mit und ohne Kühlung, der verwendete Typ im Projekt war ein ungekühlter Sensor. Während der Messungen waren die Sensoren hohen thermischen Belastungen durch lange Vollastzyklen und mechanischen Belastungen durch mehrmaligen Umbau auf einen anderen Zylinderkopf ausgesetzt. Da in dieser Arbeit jedoch eine möglichst exakte Reibungbestimmung im Vordergrund stand, wurden die Kalibrierwerte der Drucksensoren während der Einsatzzeit mehrmals überprüft, da die Güte der Zylinderdruckmessungen direkt in die Ergebnisse der Reibungsbestimmung einfließt. Die Einsatzzeit der Drucksensoren liegt bei etwa 200 Betriebsstunden, wobei die Motoren ca. 30% der Zeit mit Vollast betrieben wurden, was eine hohe Belastung für die Sensoren darstellt.

In den Versuchsmotoren liegen die Zylinderspitzen drücke im befeuerten Betrieb bei 190 bar, daher wurden die Drucksensoren auf einen Messbereich von 200 bar kalibriert. Für den Schleppbetrieb erfolgte aufgrund des niedrigeren Druckniveaus im Zylinder eine Kalibrierung der Drucksensoren auf 60 bar. Die Kalibrierung wurde mit einer Druckwaage durchgeführt.

Bei piezoelektrischen Druckaufnehmern verursacht eine Temperaturänderung des Druckaufnehmers und der Montagestelle sogenannte thermische Driften. Dabei unterscheidet man zwischen zyklischer Temperaturdrift und Lastwechseldrift. Etwaige auftretende Beschleunigungen am Druckaufnehmer durch Körperschall oder Vibrationen, chemische Einflüsse und Einflüsse durch die Messverkabelung können ebenfalls zu einer Verfälschung der Messwerte beitragen [23].

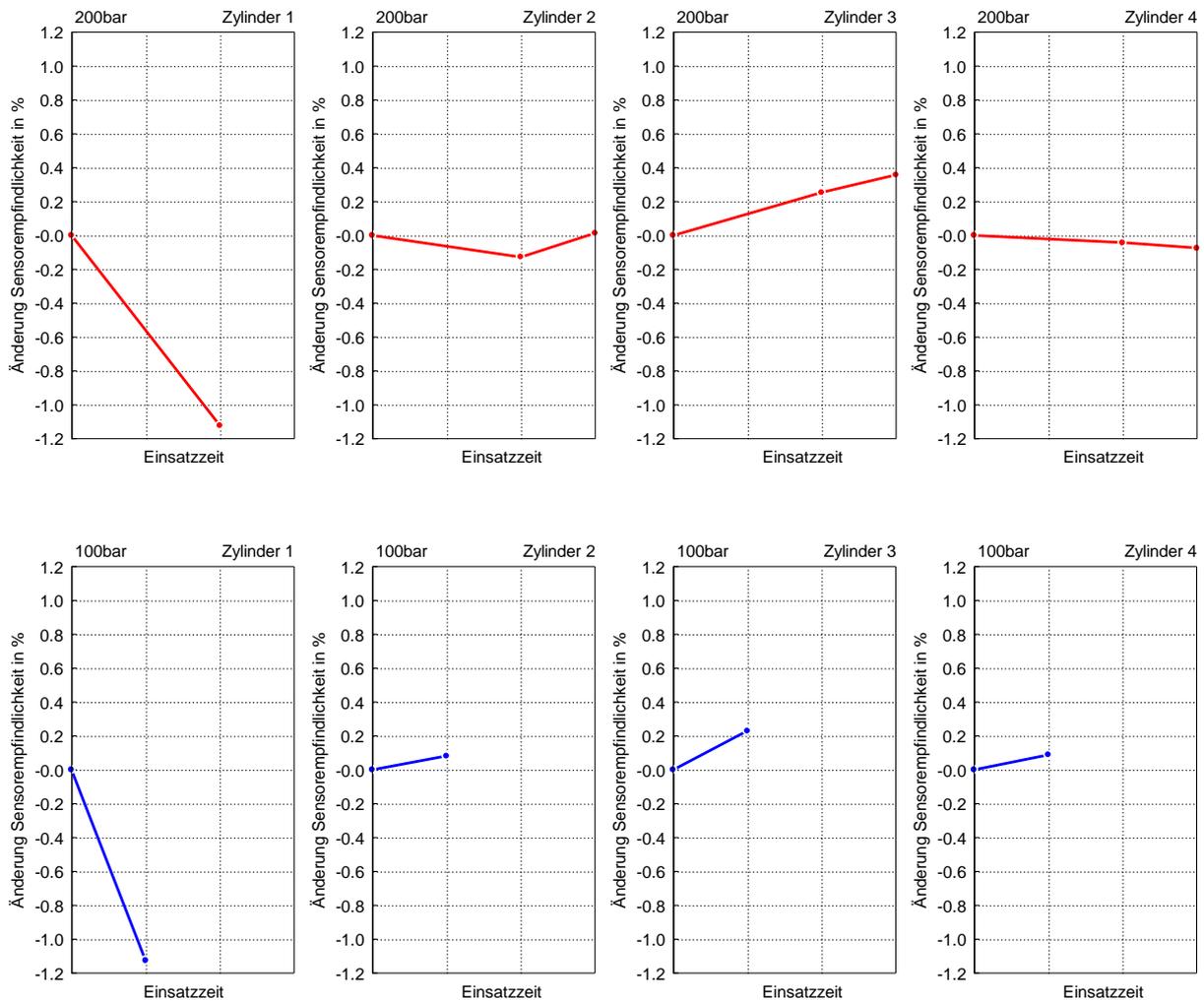


Abbildung 5-8: Kalibrierwerte der Zylinderdrucksensoren über der Einsatzzeit

Ohne näher auf diese Fehlerquellen einzugehen, ist in Abbildung 5-8 die Änderung der Empfindlichkeiten über der Einsatzzeit der Drucksensoren ersichtlich. Während die Sensoren der Zylinder 1 bis 3 sehr geringe Schwankungen über die Einsatzzeit aufweisen, ist beim Sensor des ersten Zylinders, sowohl bei der Kalibrierung auf 200 bar und auch bei 100 bar eine gewisse Änderung der Sensorempfindlichkeit zu erkennen.

Die Änderungen können direkt verglichen werden, da bei allen Diagrammen die gleiche Skalierung gewählt wurde. Eine Kalibrierung auf 100 bar wurde nur anfangs durchgeführt, deswegen stehen für die restliche Einsatzzeit keine Kalibrierwerte zur Verfügung. Im Zuge des Umbaus der Zylinderdrucksensoren in den offenen Zylinderkopf (siehe Kapitel 7.3) wurde der Drucksensor des ersten Zylinders mechanisch zerstört. Wie im Diagramm links oben ersichtlich, fehlt der letzte Kalibrierwert für den Sensor des ersten Zylinders. Für diesen Sensor wurde vor

der ersten Messung eine Empfindlichkeit von 16,36 pC/bar ermittelt, bei der letzten Kalibrierung 16,18 pC/bar. Ohne eine erneute Kalibrierung würde bei einem angenommenen Spitzendruck von 190 bar die Messung mit dem alten Kalibrierwert einen Zylinderdruck von 187,91 bar ergeben. Das bedeutet einen Fehler von 1,1%. Die Drucksensoren der restlichen Zylinder weisen geringere Schwankungen auf, daher kann von einem relativ geringen Fehler ausgegangen werden.

5.3.3 Drehmoment-Messflansch

Im Zuge der Untersuchungen dieser Arbeit kamen zwei Drehmoment-Messflansche des gleichen Typs, jedoch mit unterschiedlichen Messbereichen, zum Einsatz. Dabei handelte es sich um den Typ T12 vom Hersteller HBM mit den Messbereichen 2000 Nm und 200 Nm. Die Messungen des dritten Strip-Down-Schrittes (siehe Kapitel 7.3) wurden beim ersten Versuchsträger mit beiden Drehmoment-Messflanschen durchgeführt. Einerseits um sicherzustellen, dass mit dieser Konfiguration keine Drehmomentspitzen mehr auftreten, die über dem Nenndrehmoment des Messflansches mit kleinerem Messbereich liegen und diesen beschädigen könnten, andererseits um herauszufinden, welche Unterschiede sich bei den Messwerten der beiden Flansche ergeben. In Abbildung 5-9 sind die Schleppkurven der beiden Drehmoment-Messflansche für vier unterschiedliche Schmiermittel- und Kühlmitteltemperaturniveaus zu sehen. Es ist erkennbar, dass vor allem bei den Temperaturniveaus 80 und 100°C Unterschiede zwischen den Messwerten auftreten. Da auf eine genaue Schmier- und Kühlmittelkonditionierung Wert gelegt wurde, kann ein falscher Nullpunktgleich ausgeschlossen werden, weil sich beim Temperaturniveau 40°C die Lage der beiden Kurven sogar umkehrt. Somit können die Differenzen der Messtechnik zugeschrieben werden. Tabelle 5-2 beinhaltet die relevanten Toleranzen, die sich auf die Messergebnisse auswirken. Eine Kennwerttoleranz von 0,1% bedeutet beim HBM T12 mit Messbereich 2000 Nm beim Nennwert eine Toleranz von ± 2 Nm. Eine Temperaturdifferenz von 10 K wirkt sich ebenfalls mit einem Einfluss von 0,1% auf das Ausgangssignal aus.

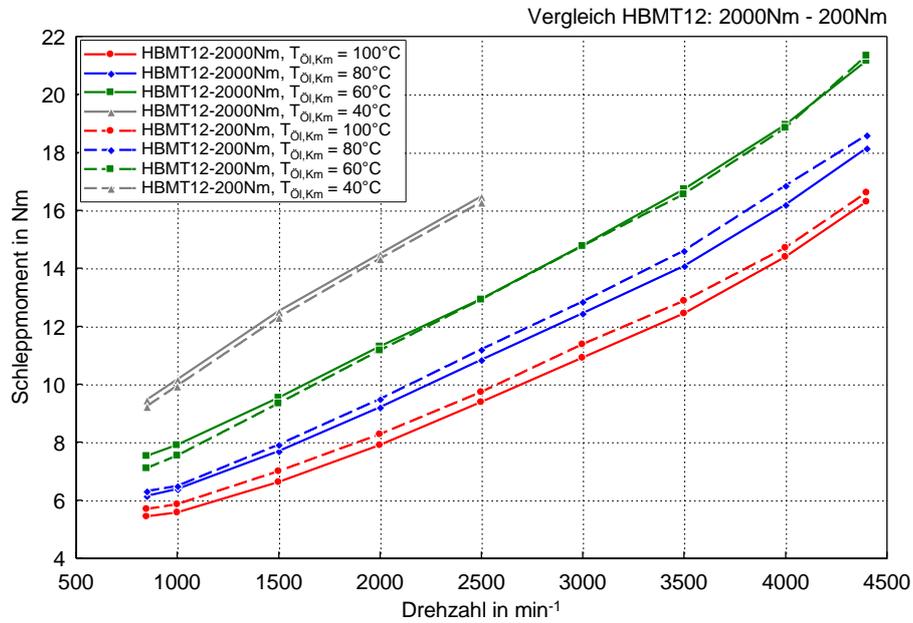


Abbildung 5-9: Vergleich der eingesetzten Drehmoment-Messflansche

Tabelle 5-2: Auszug aus den technischen Daten des Drehmoment-Messflansches HBM T12 [8]

Kenngroesse	Einheit	Wert
Kennwerttoleranz	%	± 0,1
Temperatureinfluss pro 10K		
auf das Ausgangssignal, bezogen auf den Istwert der Signalspanne	%	± 0,1
auf das Ausgangssignal, bezogen auf den Istwert der Signalspanne	%	± 0,1

6 Befeuerter Betrieb

Die befeuerten Messungen sind die wichtigsten Messungen in dieser Arbeit um die Reibungsverluste der Motoren zu bewerten und zu vergleichen.

Nur im befeuerten Betrieb können die realen reibungsrelevanten Betriebsbedingungen der Verbrennungskraftmaschine erreicht werden. Für die Bewertung sollten daher vorwiegend die Ergebnisse aus den befeuerten Messungen nach der Indiziermethode herangezogen werden.

Die Versuchsträger unterscheiden sich (siehe Tabelle 5-1: Varianten der Versuchsträger) nur durch die Kolbengruppe bzw. die Paarung von Kolben, Kolbenringen und Laufbuchse.

Eine der veränderlichen Parameter an der Kolbengruppe ist der Zylinderdurchmesser in Kombination mit dem Kolbendurchmesser, welche das Kolbenspiel ergeben. Durch konstruktive Änderungen an den Kolbenringen können sowohl die durch die eigene Federkraft als auch die durch den Verbrennungsdruck resultierenden Tangentialkräfte für die radiale Anlage im Zylinder bestimmt werden. Die Desachsierung ist ein weiterer Parameter der verändert werden kann. Unter Desachsierung versteht man den Abstand, um den die Achse des Kolbenbolzens aus der Kolbenmitte versetzt ist. Das Versetzen erfolgt üblicherweise in Richtung der Druckseite, das ist die Seite des Zylinders, an die sich der Kolben bei der Abwärtsbewegung während des Verbrennungstaktes anlegt. Aufgrund der Desachsierung erfolgt der Anlagewechsel des Kolbens früher, bereits vor dem oberen Totpunkt, in einem Bereich in dem der Zylinderdruck erst im Aufbau ist. Ohne Desachsierung würde der Anlagewechsel erst nach dem oberen Totpunkt bei höheren Zylinderdrücken erfolgen. Gründe für die Desachsierung sind eine verbesserte Akustik und ein geringerer Verschleiß.

Materialkombination sowie die Oberflächenbearbeitung von Zylinder, Kolben und Kolbenringen haben ebenfalls Auswirkungen auf die Reibungsverluste der Kolbengruppe, sind jedoch in dieser Arbeit nicht als veränderlicher Parameter anzusehen.

Versucht man mit den beschriebenen Möglichkeiten die Reibung an der Kolbengruppe zu verringern, muss berücksichtigt werden, dass damit wiederum andere Parameter beeinflusst werden.

In Abbildung 6-1 sind die Parameter dargestellt, welche durch eine Reibungsreduktion an der Kolbengruppe mit beeinflusst werden.

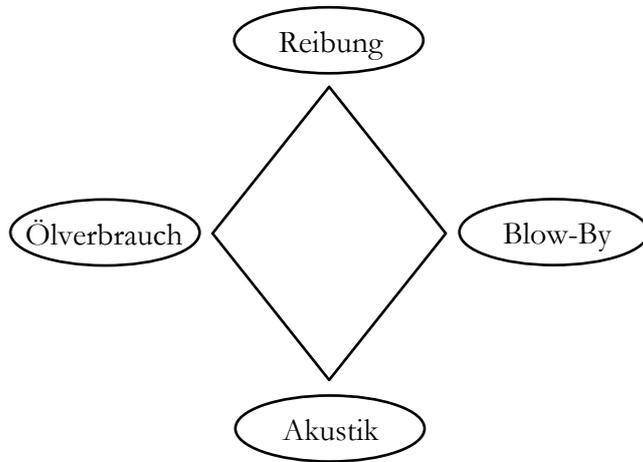


Abbildung 6-1: Wechselwirkungen an der Kolbengruppe

Eine Veränderung des Kolbenspiels kann sich so beispielsweise negativ auf die Akustik auswirken oder Änderungen an den Kolbenringen auf den Ölverbrauch und den Blow-By-Volumenstrom.

6.1 Kennfeldvermessung

Zum Vergleich der Motoren sollte ein Stationärkennfeld gemessen werden. Es wurden 12 Drehzahlpunkte nach der in Abbildung 6-2 ersichtlichen Kennfeldvorgabe in 2 bar Schritten bis zum jeweiligen Volllastpunkt vermessen. Die Drehzahlen bis 2500 min^{-1} werden aufgrund des für die Fahrzyklen relevanten AGR-Bereiches höher aufgelöst.

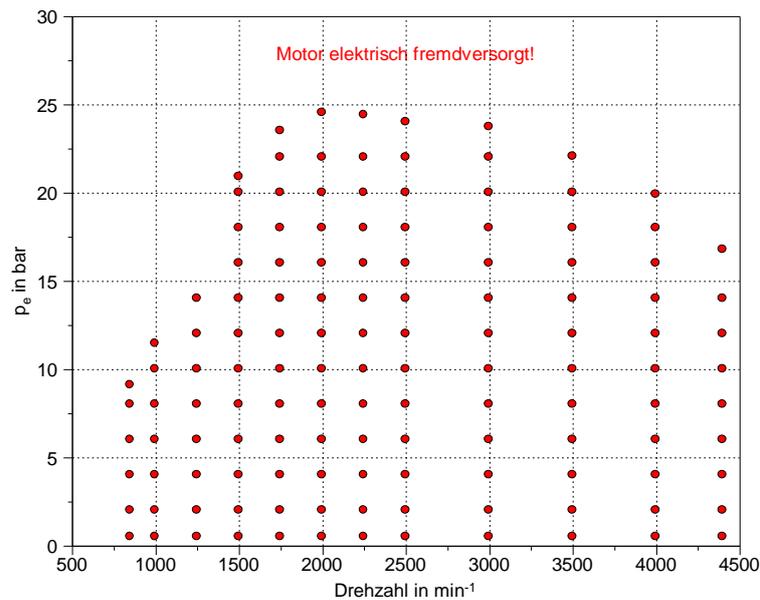


Abbildung 6-2: Kennfeldvorgabe

In den Abbildungen der folgenden Seiten sind die aus der Vermessung des stationären Kennfelds ermittelten Kennfelder und Lastschnitte ersichtlich.

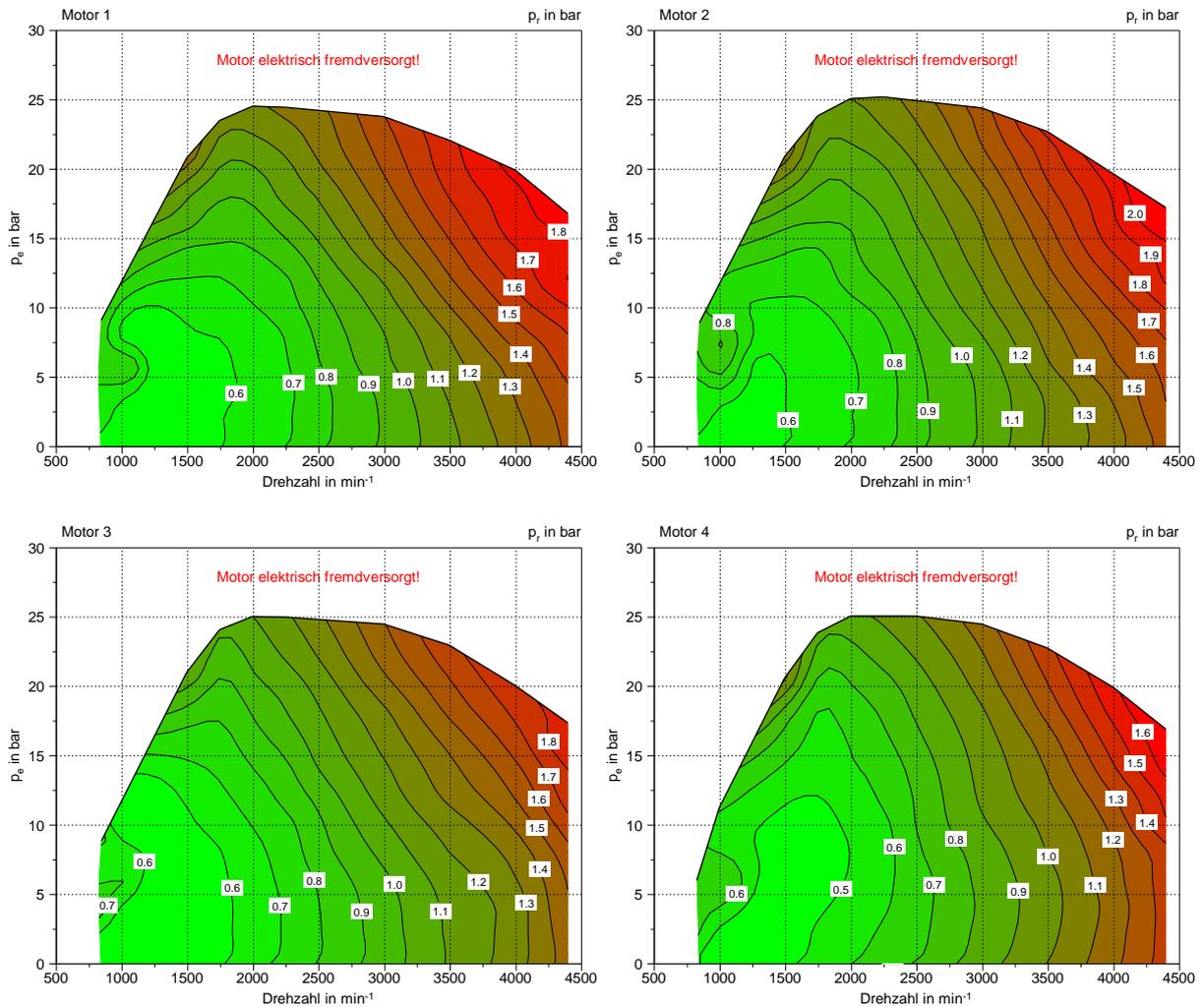


Abbildung 6-3: Kennfelder Reibmitteldruck

In Abbildung 6-3 sind die Kennfelder für den Reibmitteldruck p_r der Versuchsmotoren dargestellt. Es ist erkennbar, dass, verglichen mit dem Basismotor 1, Motor 2 ein höheres, Motor 4 hingegen ein niedrigeres Reibungsniveau aufweist. Der Reibmitteldruck steigt mit der Drehzahl an und zeigt bei den untersuchten Motoren, entgegen der in der Literatur oft beschriebenen Lastunabhängigkeit des Reibmitteldrucks, eine deutliche Lastabhängigkeit. Gründe dafür sind sowohl die mit der steigenden Last zunehmenden Gasdrücke, welche eine Steigerung der Kolbennormalkräfte und der Anpresskräfte der Kolbenringe verursachen, als auch die höheren Einspritzdrücke, welche eine erhöhte Antriebsleistung der Diesel-Einspritzpumpe zum Aufbau des erforderlichen Raildrucks bewirken.

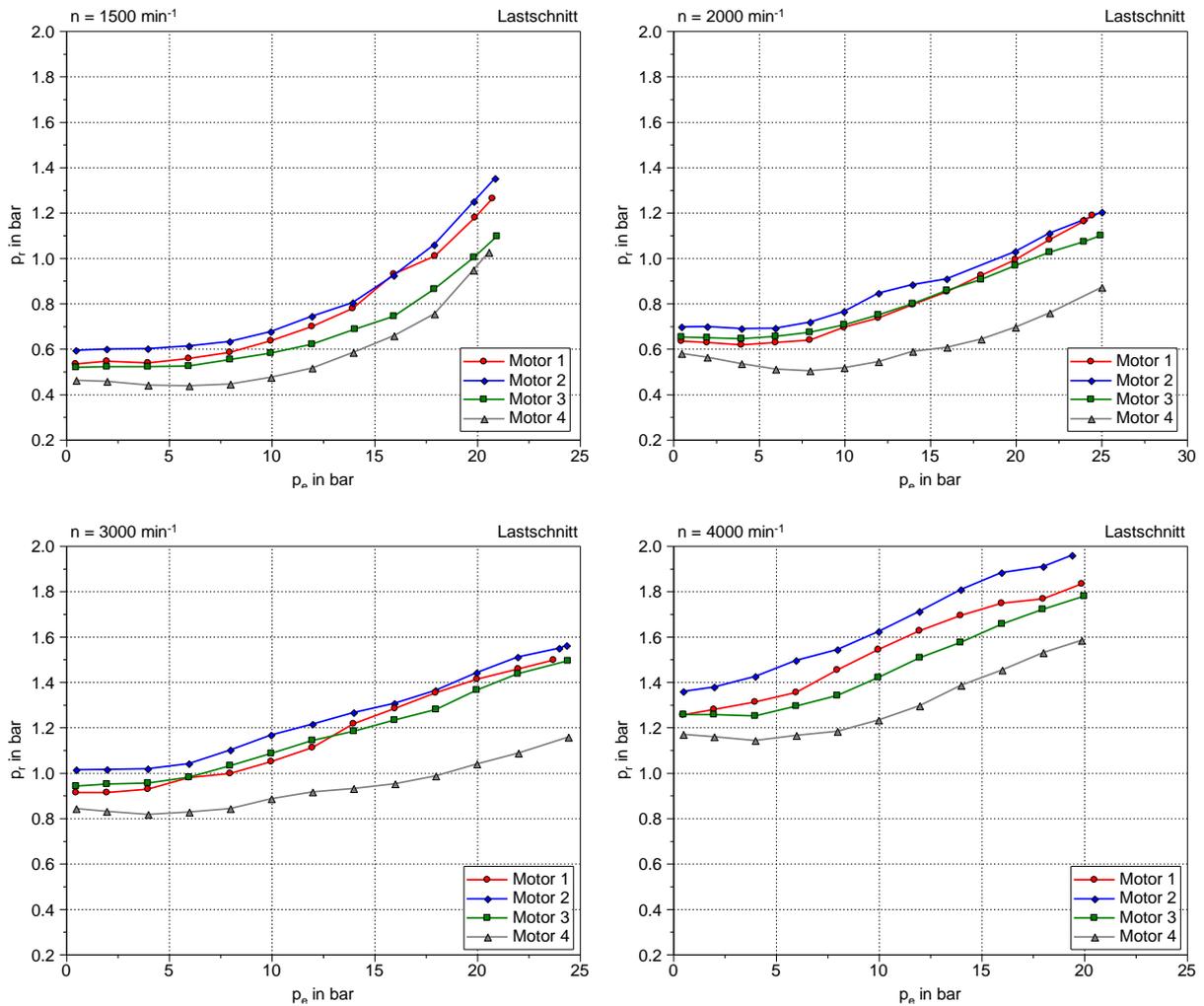


Abbildung 6-4: Lastschnitte Reibmitteldruck

Da ein Vergleich der Motoren durch die Reibmitteldruckkennfelder nur schwer durchführbar ist, sind in Abbildung 6-4 Lastschnitte bei verschiedenen Drehzahlen dargestellt. Durch diese Darstellung lassen sich unterschiedliche Reibmitteldrücke anschaulich ablesen. Es ist erkennbar, dass aufgrund der optimierten Kolbenringe bei Motor 3 und 4 vor allem bei höheren Lastzuständen ein Reibungsvorteil gegeben ist. Durch die Verringerung der Ringhöhen bewirkt der Gasdruck eine nicht so große Verstärkung des Anpressdrucks der Ringe, die geringere Radialkraft wirkt sich positiv auf den Reibmitteldruck aus.

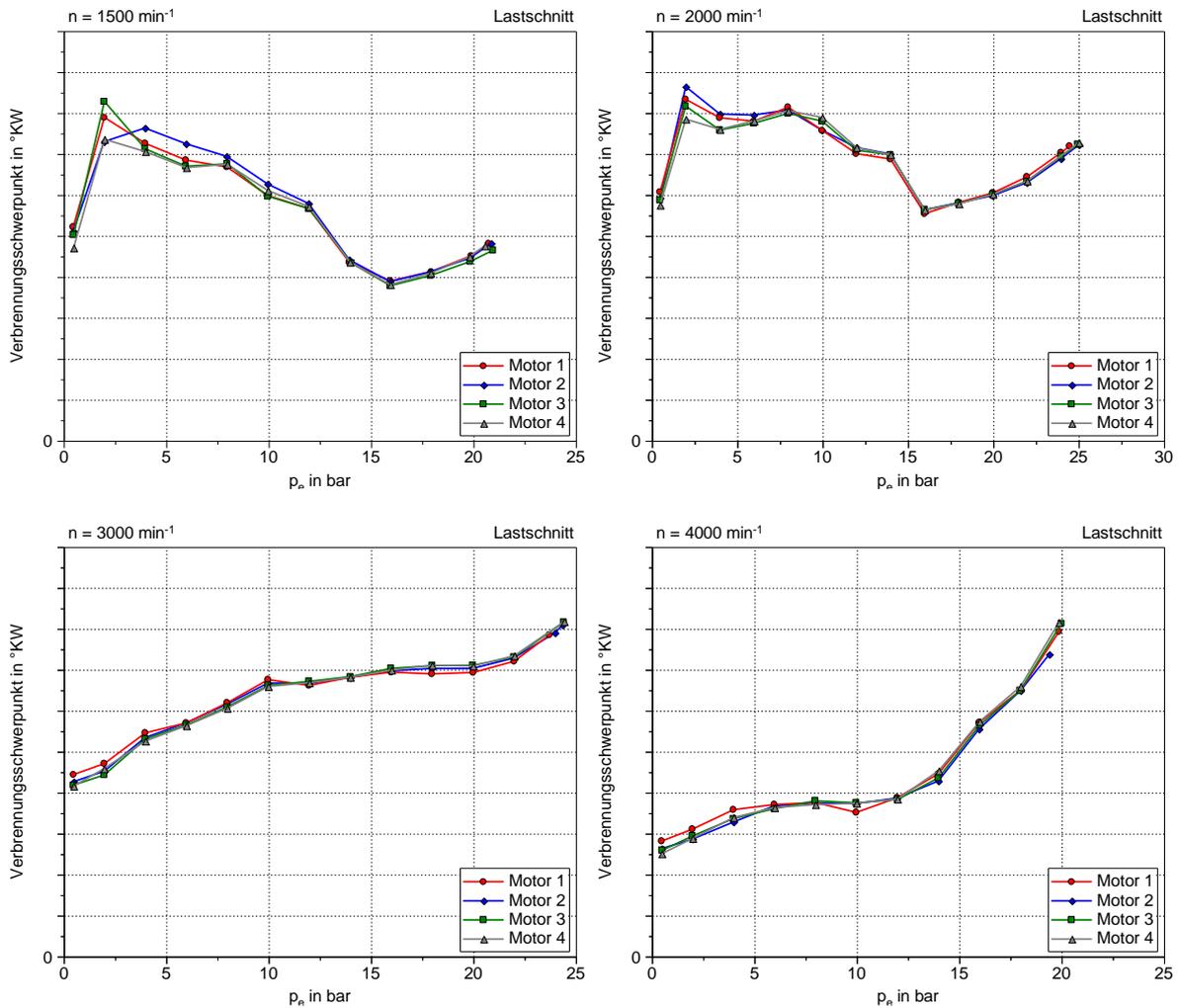


Abbildung 6-5: Lastschnitte Verbrennungsschwerpunkt

Die Betrachtung der in Abbildung 6-5 dargestellten Verbrennungsschwerpunkte dient zur Kontrolle des motorischen Betriebs und ist ein Kriterium zur Vergleichbarkeit der Motoren. Beispielsweise bewirken Fehler an der Abgasrückführung und somit keine oder eine veränderte AGR-Rate auch eine Veränderung des Verbrennungsschwerpunktes. Dadurch ändern sich wiederum die Kräfteverhältnisse an der Kolbengruppe, welche die Reibung beeinflussen. Damit ist klar, dass gleiche Verbrennungsschwerpunkte in den jeweiligen Lastzuständen von Bedeutung sind.

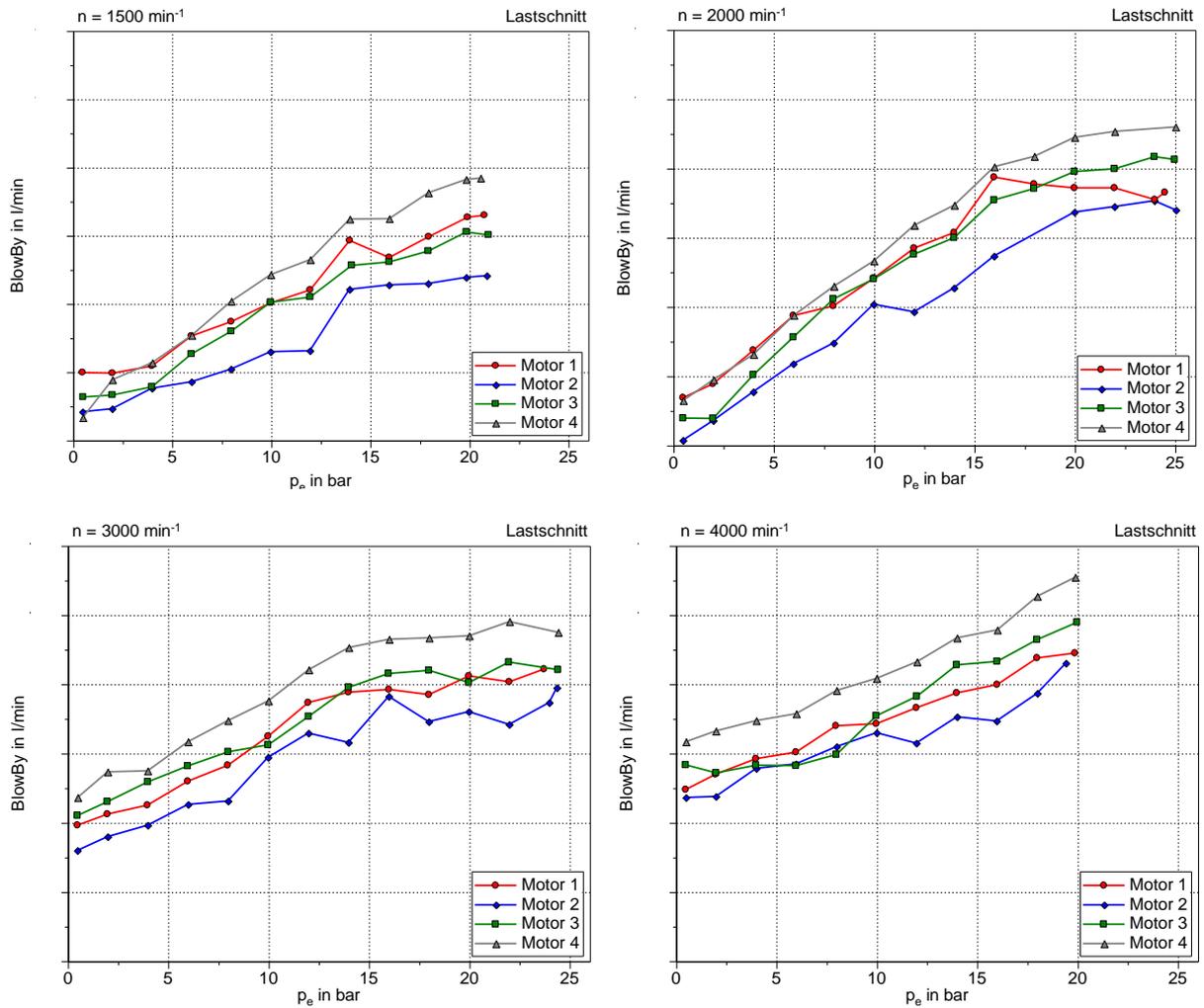


Abbildung 6-6: Lastschnitte Blow-By-Volumenstrom

Vergleicht man jeweils die Motoren mit der gleichen Kolben-/Ringkonfiguration (Motor 3 mit Motor 4), so ist aus den Diagrammen in Abbildung 6-6 erkennbar, dass beim brillengehonten Zylinderkurbelgehäuse geringere Blow-By-Volumenströme gemessen wurden. Bemerkenswerterweise ist dieses Verhalten auch bei Motor 2 verglichen mit Motor 1 gegeben, obwohl bei Motor 2 das Kolbenspiel vergrößert wurde, die Kolbenringe wurden beibehalten. Dies lässt darauf schließen, dass aufgrund der geringeren Zylinderverzüge höherer Ordnung eine bessere Dichtwirkung der Kolbenringe erreicht wird.

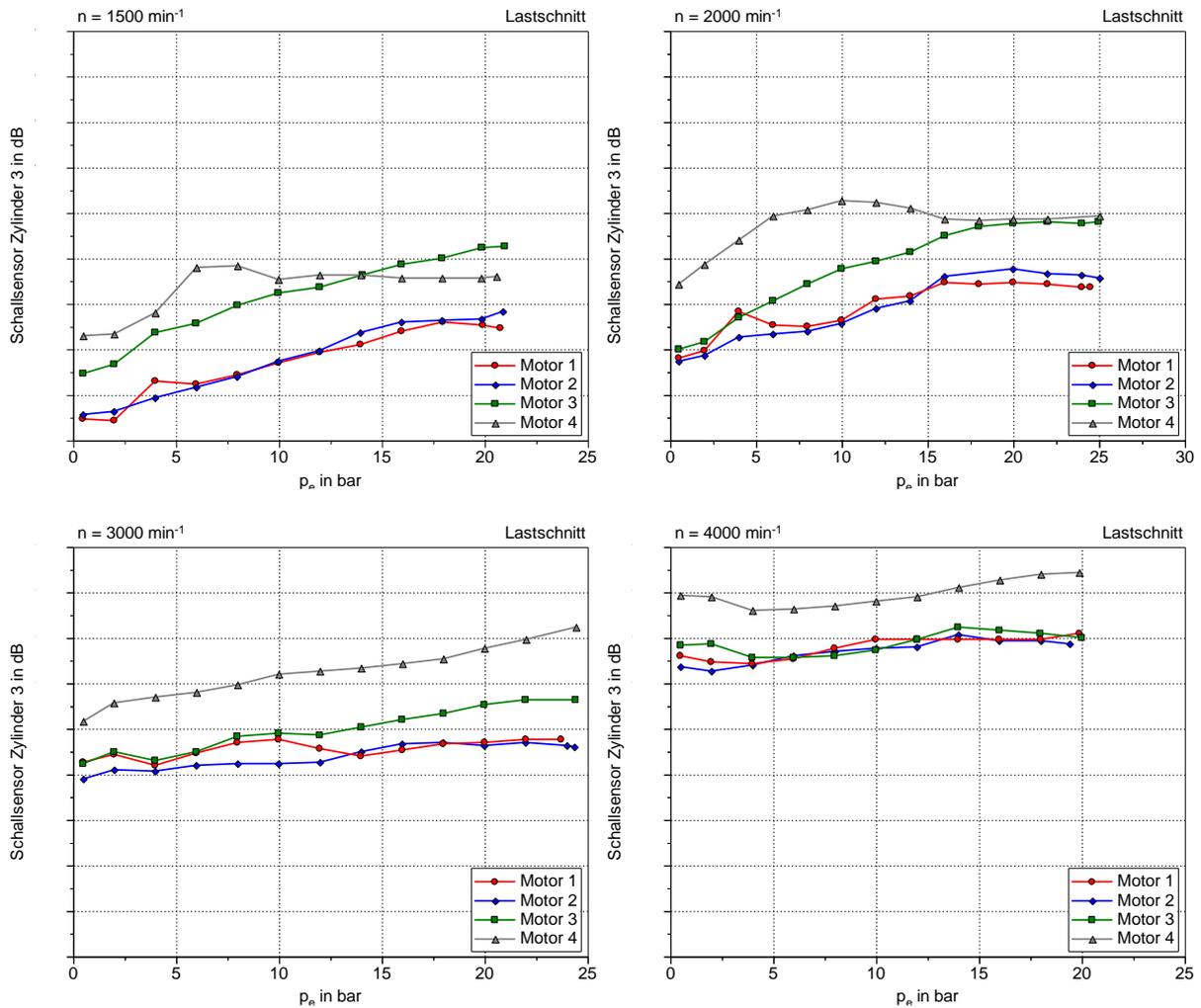


Abbildung 6-7: Lastschnitte Akustik

Wie zu erwarten, wurden bei den Motoren 3 und 4 mit optimierten Kolben mit einer Desachsierung von 0,55 mm die höchsten Schalldruckpegel gemessen. Bei den ersten beiden Motoren waren Kolben mit geringerem Kolbenspiel und einer Desachsierung von 0,7 mm eingebaut. Es ist ersichtlich, dass das brillengehonte Zylinderkurbelgehäuse hinsichtlich der Akustik einen Vorteil aufweist. Die Pegel von Motor 3 (Brillenhonung) sind deutlich niedriger als bei Motor 4. Sogar Motor 2 (Brillenhonung) mit höherem Kolbenspiel zeigt ein besseres Akustikverhalten im Vergleich zu Motor 1.

Alle Motoren wurden elektrisch fremdversorgt.

Anhand der Lastschnitte ist ersichtlich, dass sich mit dem brillengehonten Zylinderkurbelgehäuse im Motor 2 allein keine Verringerung der Reibung an der Kolbengruppe erreichen lässt. Der Reibmitteldruck liegt im gesamten Kennfeld über dem Niveau des Serienmotors. Erst durch optimierte Kolben, eingesetzt in Motor 3 und 4, wird eine Reibungsreduktion vor allem bei höheren Lastzuständen erreicht.

Der Verbrennungsschwerpunkt ist bei allen Motoren im jeweiligen Betriebspunkt annähernd ident. Eine Überprüfung dieses Parameters der Verbrennung sollte auf jeden Fall erfolgen. Damit können Einflüsse auf die Reibung durch unterschiedliche Kolbennormalkräfte, welche durch einen anderen Verbrennungsschwerpunkt entstehen könnten, ausgeschlossen werden.

Die niedrigsten Reibmitteldrücke weist das Serienzylinderkurbelgehäuse in Kombination mit den optimierten Kolben auf. Die Auswirkungen auf den Ölverbrauch sind dabei noch zu bestimmen, aufgrund von Dichtheitsproblemen war dies bei dieser Arbeit nicht mehr möglich (siehe Kapitel 6.2).

Auswirkungen auf die Akustik sind in den Diagrammen gut erkennbar. Durch die geänderte Desachsierung wirkt sich der Anlagewechsel bei den optimierten Kolben negativ auf die Akustik aus. Während Motor 3 mit den optimierten Kolben im brillengehonten Kurbelgehäuse akustisch noch teilweise auf Niveau von Motor 1 und 2 liegt, sind bei den Messwerten von Motor 4, ebenfalls mit den optimierten Kolben, jedoch im Serienkurbelgehäuse, höhere Körperschallmesswerte ersichtlich.

6.2 Ölverbrauchsmessung

Die Ermittlung des Ölverbrauches wurde anhand des sogenannten Abtropfversuches durchgeführt. Diese Methode beruht darauf, dass die im Motor befindliche Ölmenge am Anfang und am Ende des Versuches gewogen wird. Die Differenz der beiden gemessenen Gewichte stellt den Ölverbrauch dar. Der Ablauf wurde, angelehnt an die Herstellervorgaben, wie folgt durchgeführt:

Ablaufplan Ölverbrauchslauf

1. Ölstand auf Maximum laut Ölmesstab füllen
2. Motor warm fahren auf Kühlmiteleintrittstemperatur von 90°C und 15min bei Nennleistung betreiben
3. Motor eine Minute im Leerlauf betreiben, anschließend Motor und Lüftung abstellen
4. Ölfilterdeckel öffnen, Ölfilter so abziehen, dass die Ablauföffnung frei ist
5. Motor auf oberen Totpunkt des ersten Zylinders stellen
6. Ölablassschraube fünf Minuten nach Motorabstellen öffnen
7. Abgelaufene Ölmenge mit Behälter wiegen
8. Gewogene Ölmenge einfüllen
9. Leergewicht des Feinfilters (nimmt abgeschiedenes Öl der Blow-By-Gase auf) wiegen
10. Start **Volllast-/Teillastölverbrauchslauf** binnen fünf Minuten
11. Ölauswaage: Punkt 3 bis Punkt 7 durchführen
12. Feinfilter wiegen
13. Ölverbrauch bestimmen

Beim Ölverbrauch wird zwischen Volllast- und Teillastölverbrauch unterschieden. Bei den Versuchsträgern wurden jeweils beide Messungen durchgeführt.

Volllastölverbrauchslauf

- a) Blow-By muss nicht gemessen werden, bei Messung wird es aber nach dem Feinfilter wieder dem Motor rückgeführt
- b) Motor warmfahren auf Kühlmiteleintrittstemperatur von 90°C
- c) Anfahren des Nennleistungspunkts

- d) Nennleistungspunkt 600 s lang fahren
- e) Rampe vom Nennleistungspunkt auf 1000 min^{-1} und 20 Nm in 30 s
- f) Rampe von 1000 min^{-1} und 20 Nm auf den Nennleistungspunkt in 60 s
- g) Nennleistungspunkt 600 s lang fahren
- h) Weiter bei Punkt d) bis eine Laufzeit von mindestens 4 Stunden erreicht ist, das entspricht einer Anzahl von mindestens 21 Rampen

Teillastölverbrauchslauf (im Zuge der Kennfeldvermessung)

- a) Blow-By-Volumenstrom wird gemessen und über das Blow-By-Messgerät ins Freie geleitet bzw. bei großen Beruhigungsbehältern geschlossen gefahren
- b) Motor warmfahren auf Kühlmiteleintrittstemperatur von 90°C
- c) Anfahren folgender Kennfeldpunkte:
 Drehzahl: 850 bis 2500 min^{-1} in 250 min^{-1} Schritten; 2500 bis 4000 min^{-1} in 500 min^{-1} Schritten; 4400 min^{-1}
 Mitteldruck p_e : 0,5 bar ; von 2 bar bis Vollast in 2 bar Schritten
 Mindesteinschwingzeit: bei Momentenwechsel 180 s, bei Drehzahlwechsel 300 s
- d) Laufzeit des Motors: $> 11 \text{ h}$

Die unter Punkt d) und e) beschriebenen Rampen beim Vollastölverbrauchslauf vom Nennleistungspunkt auf einen Entlastungspunkt und wieder zurück auf den Nennleistungspunkt sind vom Hersteller vorgegeben. Grund dafür ist der Einsatz eines Abgasturboladers mit VTG (variabler Turbineneinlassgeometrie). Dieser ist turbinenseitig mit variablen Leitschaufeln ausgestattet. Beim Anfahren eines Punktes im Kennfeld werden die Leitschaufeln in eine bestimmte Position gebracht, damit für den jeweiligen Abgasstrom der geforderte Ladedruck aufgebaut wird. Durch das Verharren in einer konstanten Position könnte sich beim Verstellmechanismus für die Leitschaufeln bei dieselmotorischer Verbrennung auftretender Ruß sammeln und die Verstellung schwergängig machen, so dass die vom elektrischen Steller erzeugten Kräfte nicht mehr ausreichen, die Leitschaufeln zu verstellen bzw. mit der geforderten Dynamik zu verstellen. Um dies zu verhindern, wird immer wieder ein sogenannter Entlastungspunkt angefahren, dadurch wird der Verstellmechanismus der Leitschaufeln vom elektrischen Steller betätigt und die Gefahr des Verklemmens der Verstellung wird minimiert.

Anzumerken ist, dass die Vollastölverbrauchsmessungen mit angeschlossenem Generator durchgeführt wurden. Da im Zuge der Teillastölverbrauchsmessungen die Aufzeichnung der Reibkennfelder erfolgte, wurden die Motoren elektrisch fremdversorgt, um Einflüsse des

Generators bzw. des Ladezustands der Batterie auf die Reibmitteldrücke auszuschließen.

Aufgrund von Dichtheitsproblemen durch die ständigen Umbauten konnten beim Motor 4 die Ölverbrauchsmessungen nicht mehr durchgeführt werden.

In Abbildung 6-8 sind die Ergebnisse der Ölverbrauchsmessungen dargestellt.

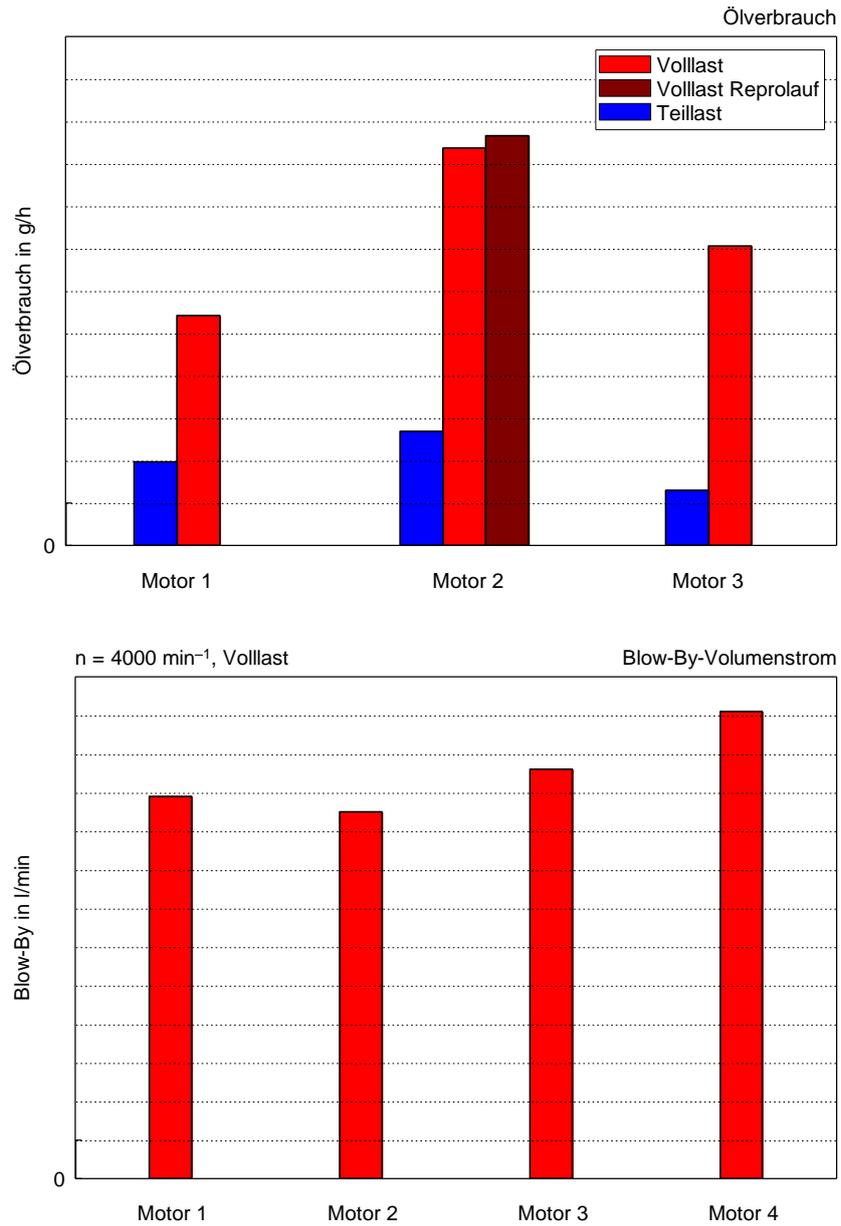


Abbildung 6-8: Ölverbrauch und Blow-By-Volumenstrom

Motor 1 weist den geringsten Vollastölverbrauch auf. Bei Motor 2 treten zwar die geringsten Blow-By-Volumenströme auf, welche oft als Maß für den Ölverbrauch herangezogen werden, die Ölverbrauchsmessungen zeigen aber einen leicht höheren Ölverbrauch. Grundsätzlich liegen alle gemessenen Ölverbräuche in einem vom Hersteller vorgegebenen Streuband. Um weitere Aussagen bezüglich der Ölverbräuche zu treffen, sind weitere Untersuchungen notwendig. Zu beobachten ist nur, dass die Motoren mit brillengehontem Zylinderkurbelgehäuse einen geringeren Blow-By-Volumenstrom, aber tendenziell einen erhöhten Ölverbrauch, aufweisen.

6.3 Plausibilisierung der Messwerte

Um die Messungen der Reibmitteldrücke hinsichtlich ihrer Richtigkeit überprüfen zu können, werden die gemessenen Kraftstoffverbräuche herangezogen.

Dies setzt eine genaue und reproduzierbare Kraftstoffverbrauchsmessung voraus. Die am Prüfstand vorhandene Kraftstoffwaage konnte daher nicht für die Bewertung herangezogen werden, da sie keine reproduzierbaren Kraftstoffverbrauchsmessungen lieferte. Aus diesem Grund werden die Verbräuche aus der Einspritzmenge der Injektoren ermittelt. Dabei ist die Anpassung des Durchflussverhaltens der eingesetzten Injektoren an das Steuergerät zu beachten, welche bei Motor 1 und 4 gegeben war. Die Verbrauchseinsparung bzw. die geringere Einspritzmenge des vierten Motors im Vergleich zum Basismotor kann im Lastschnitt für die Drehzahl von 2000 min^{-1} in Abbildung 6-9 abgelesen werden.

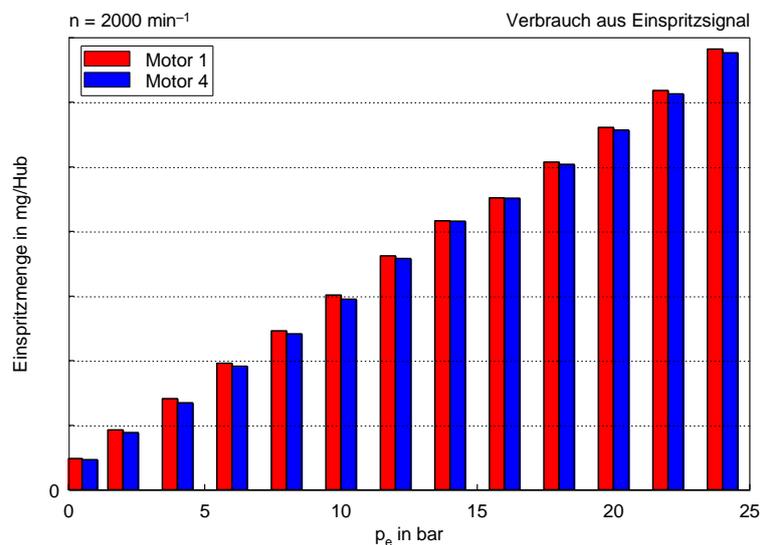


Abbildung 6-9: Einspritzmenge

Es zeigt sich über den gesamten Lastbereich eine Verringerung der Einspritzmenge.

Aus den Messungen des Reibmitteldrucks erfolgte eine Berechnung der theoretischen Verbrauchseinsparung. Diese wird in Abbildung 6-10 der gemessenen Verbrauchseinsparung gegenübergestellt.

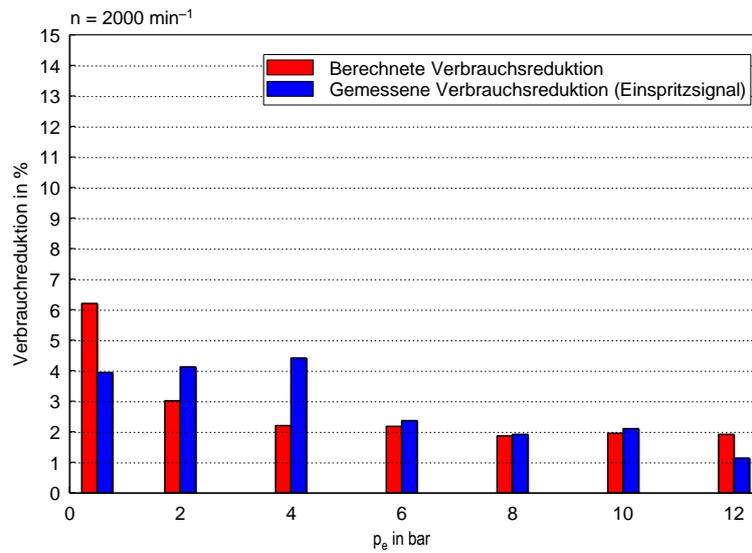


Abbildung 6-10: Verbrauchsreduktion

Da für Fahrzeughersteller die Ergebnisse der genormten Fahrzyklen bei der Typprüfung eines neuen Fahrzeugs von Bedeutung sind, wurden die Verbräuche im NEDC und FTP-75 für die Motoren bestimmt (siehe Kapitel 6.3.1 und 6.3.2).

6.3.1 NEDC

Der NEDC (New European Driving Cycle) oder NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) ist der aktuell geltende Fahrzyklus für die Einstufung bei der Abgasgesetzgebung und zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs von Fahrzeugen in der EU. Er hat eine Gesamtlänge von 11,007 Kilometern bei einer Dauer von 1180 Sekunden (siehe Abbildung 6-11). Die ersten 780s bestehen aus vier hintereinander folgenden ECE-15-Zyklen, darauf folgt der 400 Sekunden dauernde EUDC-Zyklus. Der ECE-15-Zyklus simuliert den Stadtverkehr, der EUDC eine Überlandfahrt.

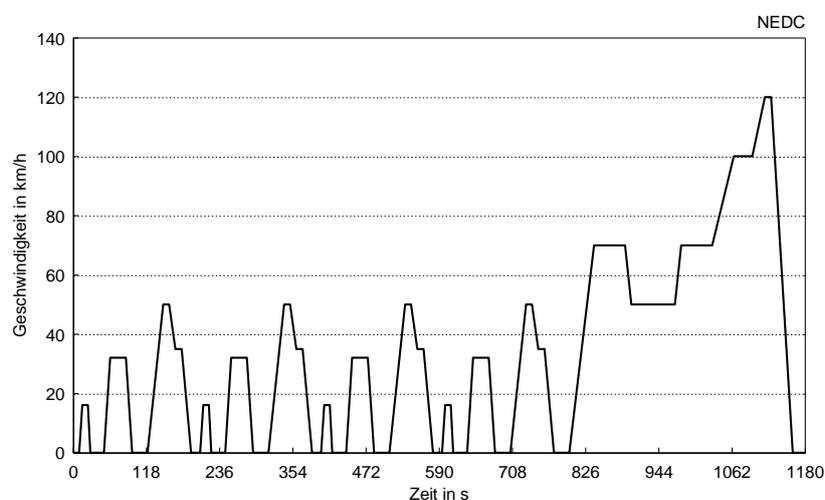


Abbildung 6-11: NEDC

Wie im Diagramm ersichtlich, wird eine maximale Geschwindigkeit von 120km/h erreicht, beim simulierten Stadtverkehr wird jeweils viermal hintereinander aus dem Stand auf 16, 32 und 50km/h beschleunigt.

Die für die Messung benötigten Fahrwiderstände bzw. die daraus resultierenden Lastzustände des Motors standen zur Verfügung, da diese bereits bei vorangegangenen Messungen am Rollenprüfstand benötigt wurden. Alle Messungen wurden bei betriebswarmen Motor mit einer Kühlmiteleintrittstemperatur von 90°C und elektrisch fremdversorgt durchgeführt. In Abbildung 6-12 ist der Verlauf von Drehzahl, effektivem Mitteldruck, Einspritzmenge, sowie der kumulierte Kraftstoffverbrauch dargestellt. Die Daten für den Kraftstoffverbrauch stammen sowohl von der Kraftstoffverbrauchswaage als auch von den Daten des Steuergeräts für das Einspritzsignal.

Abgesehen von leicht unterschiedlichen Absolutwerten des Verbrauchs, welche aus Ungenauigkeiten von Kraftstoffwaage und Einspritzsignal stammen, zeigen beide Messungen

qualitativ die gleichen Tendenzen. Motor 4 hat gegenüber Motor 1 einen Verbrauchsvorteil im NEDC von 3 - 4%.

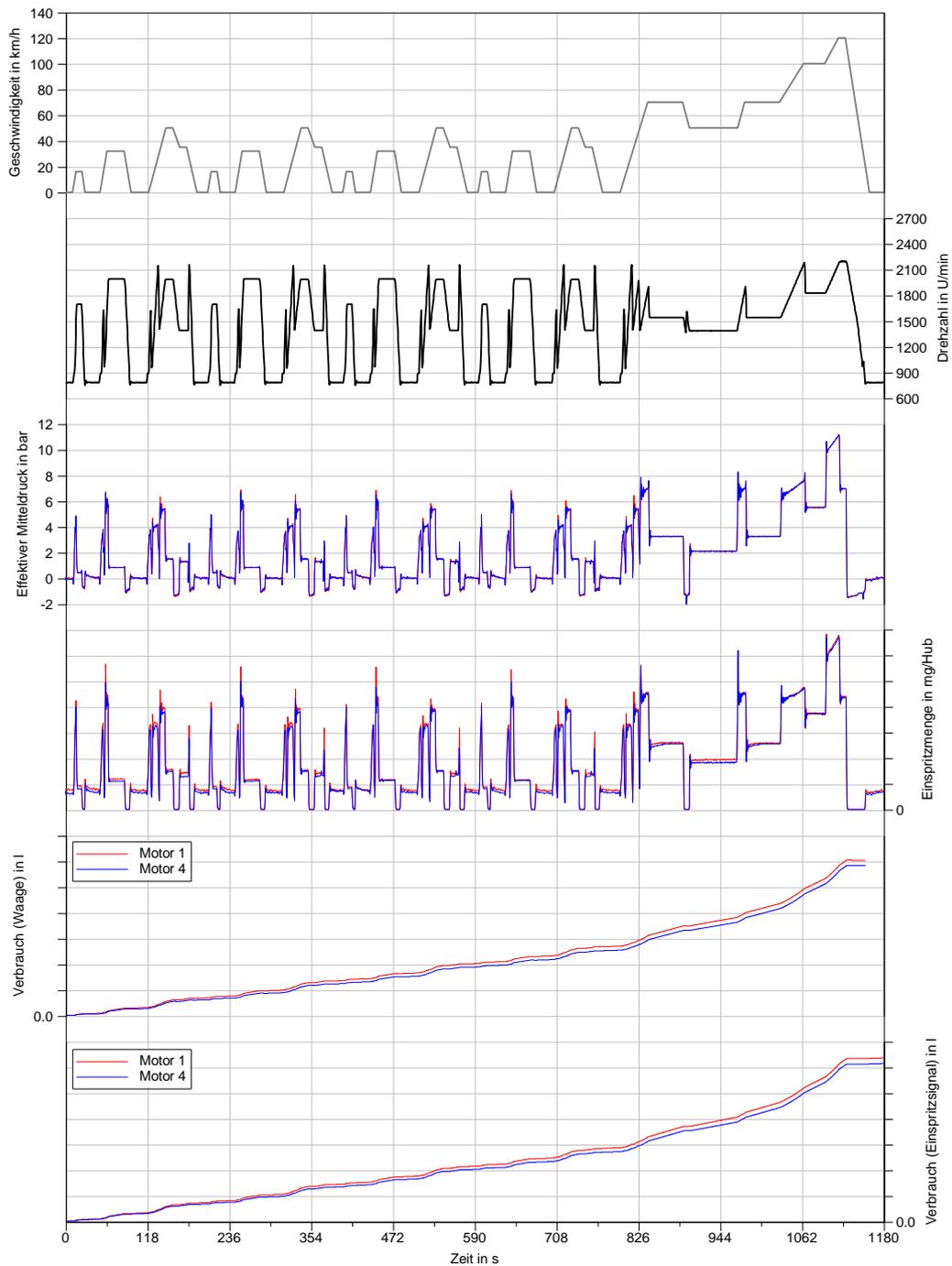


Abbildung 6-12: NEDC-Messung

6.3.2 FTP-75

Der FTP-75 (Federal Test Procedure) ist einer der aktuell geltenden Fahrzyklen für die Einstufung bei der Abgasgesetzgebung und zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs von Fahrzeugen in den USA. Die Gesamtlänge beträgt 17,77 Kilometer, bei einer Dauer von 1874 Sekunden (siehe Abbildung 6-13). Der FTP-75-Fahrzyklus ist dem FTP-72-Fahrzyklus abgeleitet, wobei an diesen eine dritte Phase mit einer Dauer von 505s, ident der ersten Phase des FTP-72, jedoch mit betriebswarmen Motor, angehängt wird. Somit können drei Phasen unterschieden werden, die Kaltstartphase, die transiente Phase und die Warmstartphase. Zwischen der transienten und der Warmstartphase wird der Motor 10 Minuten lang abgestellt.

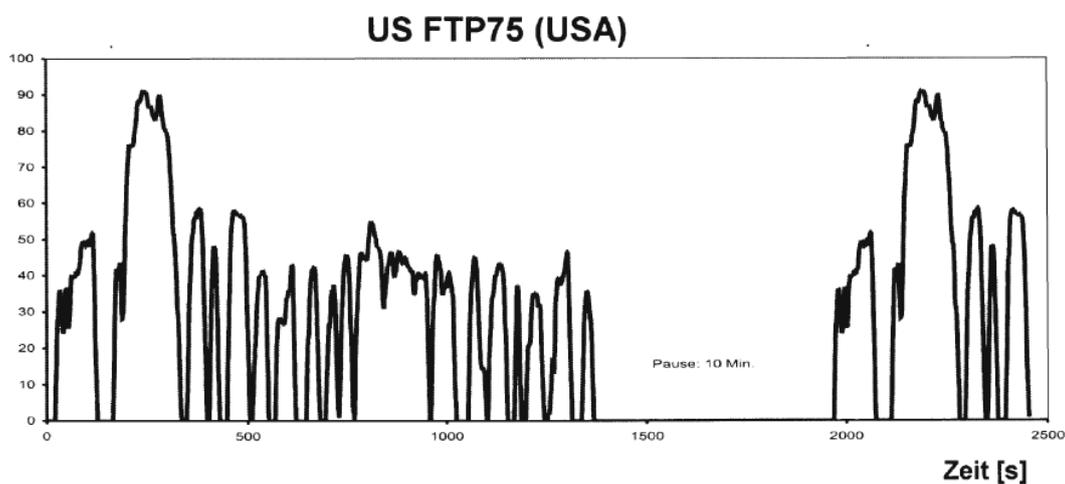


Abbildung 6-13: FTP-75-Zyklus [13]

Wie im Diagramm ersichtlich wird eine maximale Geschwindigkeit von 91,2 km/h erreicht, die Durchschnittsgeschwindigkeit liegt bei 34,1 km/h. Im Vergleich zum NEDC mit Phasen konstanter Geschwindigkeit zählt dieser Zyklus zu den transienteren Fahrzyklen mit dem Ziel, die typischen Geschwindigkeitsänderungen bei einer realen Fahrt auf der Straße nachzubilden.

Die für die Messung benötigten Fahrwiderstände bzw. die daraus resultierenden Lastzustände des Motors standen wie auch für den NEDC zur Verfügung, da sie bereits bei vorangegangenen Messungen am Rollenprüfstand benötigt wurden. Alle Messungen wurden wie beim NEDC bei betriebswarmen Motor mit einer Kühlmiteleintrittstemperatur von 90°C und elektrisch fremdversorgt durchgeführt. Der Zyklus wurde in einem Stück ohne der regulären 10 Minuten-Pause zwischen Phase 2 und 3 gefahren. In Abbildung 6-14 ist wiederum der Verlauf von Drehzahl, effektivem Mitteldruck, Einspritzmenge, sowie der aufsummierte Kraftstoffverbrauch dargestellt. Beim Vergleich mit Abbildung 6-12 ist anhand der Messgrößen die höhere Dynamik des FTP-75-Fahrzyklus erkennbar.

Abgesehen von leicht unterschiedlichen Absolutwerten des Verbrauchs, welche aus Ungenauigkeiten von Kraftstoffwaage und Einspritzsignal stammen, zeigen beide Messungen dieselben Tendenzen. Motor 4 hat gegenüber Motor 1 wie beim NEDC, auch beim FTP-75-Fahrzyklus einen Verbrauchsvorteil von ca. 3%.

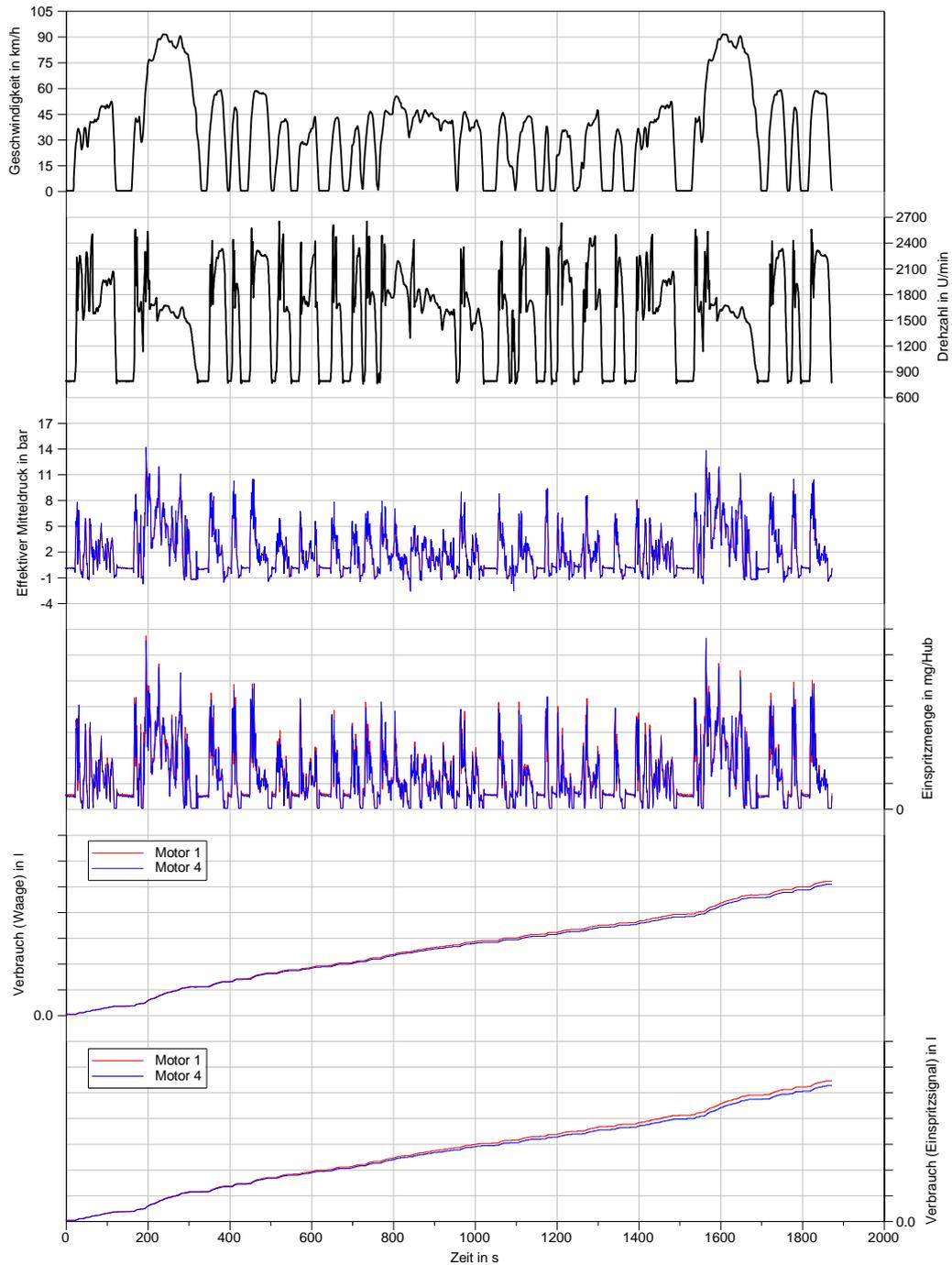


Abbildung 6-14: FTP-75-Messung

6.3.3 Vergleich mit berechneter Verbrauchsreduktion

Ein durchschnittlicher Lastpunkt des NEDC liegt für den Versuchsmotor im betrachteten Fahrzeug in etwa bei einer Drehzahl zwischen 1500 und 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar. In diesen Punkten wurde eine Reibungsreduktion von 10 - 15% für Motor 4 im Vergleich zum Basismotor gemessen.

Den Berechnungen zufolge ergibt das nach dem Diagramm in Abbildung 1-3 eine Verbrauchsreduktion von etwa 3 - 4 Prozentpunkten. Dieses Ergebnis deckt sich gut mit der im NEDC gemessenen Verbrauchsreduktion.

Somit wird das Potenzial der optimierten Kolben, wie in den Kennfeldern, auch durch die Verbrauchseinsparung in den Fahrzyklen bestätigt.

7 Schleppmessungen

Bei allen durchgeführten Untersuchungen wurde die Indizierung beibehalten. Damit können, wie bereits in Kapitel 3.2.2 beschrieben, die ansonsten dem Schleppmoment zugerechneten Verlustanteile aus Ladungswechsel, Wärmeübergang und Leckage identifiziert und der Reibmitteldruck äquivalent zum befeuerten Betrieb durch Differenzbildung des indizierten und effektiven Mitteldrucks bestimmt werden. Um die von der Kolbengruppe verursachte Reibung besser bewerten zu können, wurde der Motor geschleppt und in mehreren Schritten Bauteile demontiert bzw. durch Dummyteile ersetzt. Mit der Differenz der gemessenen Reibmitteldrücke zwischen zwei Strip-Down-Schritten kann die Reibung der demontierten Bauteile bestimmt werden. Hintergrund für die Schleppmessungen nach dem Strip-Down-Verfahren war in dieser Arbeit jedoch nicht die Reibung aller einzelnen Motorkomponenten festzustellen, sondern eine genaue Reibungsbestimmung der Kolbengruppe mit möglichst geringen Einflüssen bzw. Unsicherheiten anderer Bauteile. Auf Reproduziergenauigkeiten wurde besonderer Wert gelegt. Alle Strip-Down-Schritte wurden bei vier unterschiedlichen Schmiermittel- und Kühlmitteltemperaturniveaus vermessen (siehe Tabelle 7-1). Aufgrund des Wärmeeintrags in die Medien konnte das Temperaturniveau 40°C nur bis zu einer Drehzahl von 2000min⁻¹ durch die Konditionieranlagen bereitgestellt werden. Das Kühlmittel wurde auf die Eintrittstemperatur in der Nähe des Thermostats konditioniert, das Öl auf die Temperatur im Hauptölkanal. Für die Drehmomentmessung standen zwei Drehmomentmessflansche mit Nenndrehmomenten von 2000 Nm und 200 Nm zur Verfügung. Bei den Strip-Down-Schritten 1 und 2 musste der Drehmomentmessflansch HBM T12 mit dem großen Messbereich eingesetzt werden, da Drehmomentspitzen auftraten, die über dem Nenndrehmoment von 200 Nm lagen. Erst im Schritt 3 konnte der kleinere Drehmomentmessflansch für die Messungen herangezogen werden.

Tabelle 7-1: Temperaturniveaus der Schleppmessungen

Temperaturniveau [°C] Öl / Kühlmittel	Drehzahlen [min ⁻¹]									
	850	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4400	
40 / 40	850	1000	1500	2000						
60 / 60	850	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4400	
80 / 80	850	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4400	
100 / 100	850	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4400	

7.1 Strip-Down-Schritt 1

Konfiguration:

- Dummy-Abgasturbolader
- Dummy-Wasserpumpe
- Dummy-Hochdruckpumpe
- Dummy Sauganlage
- Dummy-Auspuff
- Keilrippenriemen abgenommen

Als Ausgangsbasis dient der vollständige Motor mit allen Anbauteilen. Der Keilrippenriemen wurde abgenommen und die originalen Teile durch die angeführten Bauteile ausgetauscht. Da die Dummy-Wasserpumpe (Abbildung 7-1) durch das Entfernen des Laufrads nicht mehr für den Kühlmitteldurchfluss sorgt, wird dieser durch die Pumpe der Kühlmittelkonditionieranlage erzeugt. Der Durchfluss wird entsprechend den im befeuerten Betrieb gemessenen drehzahlabhängigen Volumenströmen geregelt. Der Dummy-Abgasturbolader (Abbildung 7-1) besteht nur aus einem leeren Turbinengehäuse, die Seite hin zum Verdichtergehäuse wurde mittels einer Platte verschlossen. Die Abgasgegendruckklappe zur Einstellung des für den Motor vorgegebenen Abgasgegendrucks im befeuerten Betrieb wurde vollständig geöffnet. Die Zylinderdrucksensoren wurden, aufgrund des geringeren Druckniveaus im Zylinder ohne Verbrennung, auf 60 bar kalibriert.



Abbildung 7-1: Dummy WaPu und ATL

Zur Konditionierung des Schmieröls wurde dieses an der Stelle des elektronischen Ölstandsensors in der Ölwanne entnommen und über die Ölrücklaufleitung des Turboladers wieder der Ölwanne zugeführt. Als Dummy-Sauganlage (Abbildung 7-2) wird eine offene

Sauganlage verstanden, welche Luft direkt aus der Umgebung ansaugt. Anstatt des Oxidationskatalysators mit Dieselpartikelfilter kam ein einfaches Rohr, welches mit der Abgasabsaugung verbunden wurde, zum Einsatz. Die Dummy-Hochdruckpumpe ist identisch einer funktionstüchtigen Hochdruckpumpe, jedoch wurde hier der Pumpenkolben entfernt. Die Kraftstoffversorgung musste zur Schmierung angeschlossen werden.



Abbildung 7-2: Dummy-Sauganlage

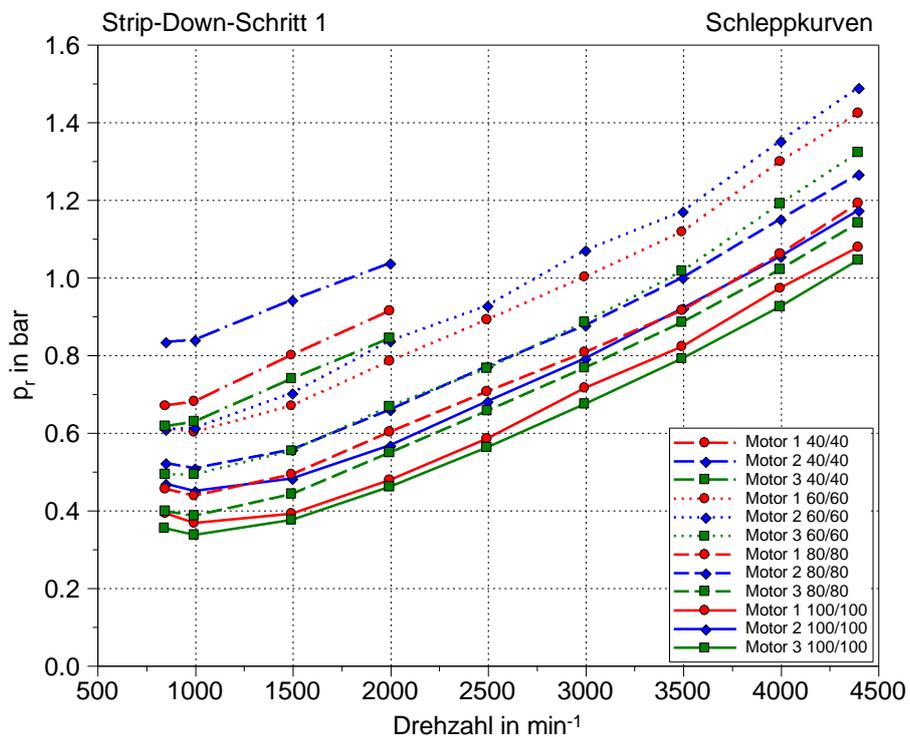


Abbildung 7-3: Schleppkurven Strip-Down-Schritt 1

Die Schleppkurven des ersten Strip-Down-Schritts in Abbildung 7-3 zeigen bei allen vier Temperaturniveaus die gleichen Tendenzen. Mit den Serienkolben wurden für das brillengehonte Kurbelgehäuse bei allen Temperaturniveaus deutlich höhere Reibmitteldrücke als beim Basismotor gemessen. Erst durch Einbau der optimierten Kolben inklusive Ringpaket ergeben sich Reibungsvorteile. Als maximaler Zylinderdruck tritt bei diesem Schritt Verdichtungsenddruck von in etwa 40 bar auf. Die Ergebnisse dieses Schritts decken sich qualitativ gut mit den Ergebnissen des befeuerten Betriebs.

7.2 Strip-Down-Schritt 2

Konfiguration:

- Strip-Down-Schritt 1
- Ausgleichswellen demontiert
- Öl-/Unterdruckpumpeneinheit demontiert
- Nullnockenwellen

Zusätzlich zum Strip-Down-Schritt 1 wurden die beiden im Kurbelgehäuse integrierten Ausgleichswellen und die kombinierte Öl-/Unterdruckpumpeneinheit demontiert. Den Aufbau des erforderlichen Öldrucks übernimmt in diesem Schritt die Pumpe der Ölkonditionieranlage. Der Öldruck wird wiederum, äquivalent dem Kühlmitteldurchfluss, drehzahlabhängig geregelt. Dazu wurde zuvor der mit der motorinternen Ölpumpe gemessene Öldruck im Hauptölkanal für die unterschiedlichen Temperaturniveaus und Drehzahlen aufgezeichnet. Die Ölzufuhr zum Motor erfolgt in diesem Schritt über den Ölfilter in den Hauptölkanal, abgezapft wird das Öl wiederum an der Stelle des elektronischen Ölstandssensors in der Ölwanne. An der Trägerplatte der Öl-/Unterdruckpumpeneinheit, zu sehen in Abbildung 7-4, wurden die Bohrungen für die Ölpumpe mit einer angefertigten Stahlplatte verschlossen.

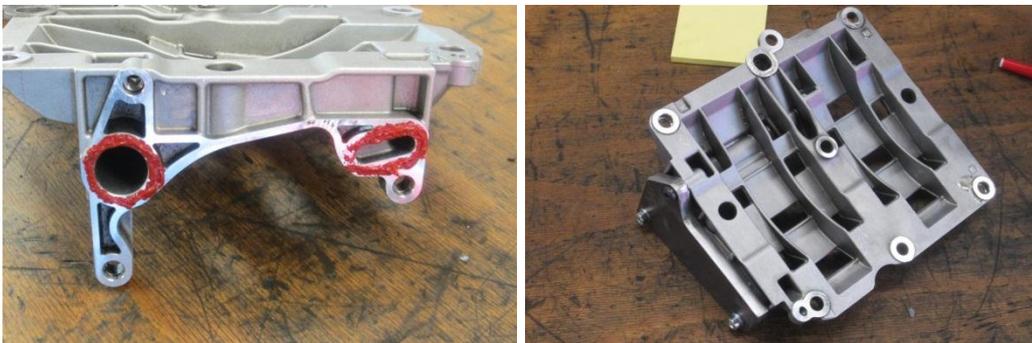


Abbildung 7-4: Trägerplatte der Öl-/Unterdruckpumpeneinheit

Die Bohrung für den Unterdruckanschluss am Zylinderkurbelgehäuse wurde ebenfalls verschlossen (siehe Abbildung 7-5).

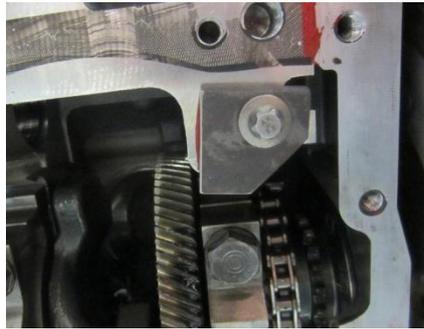


Abbildung 7-5: Bohrung Unterdruckanschluss

Die Nockenwellen wurden durch Nullnockenwellen ersetzt, Abbildung 7-6 zeigt den Ventiltrieb mit den eingebauten Nullnockenwellen.

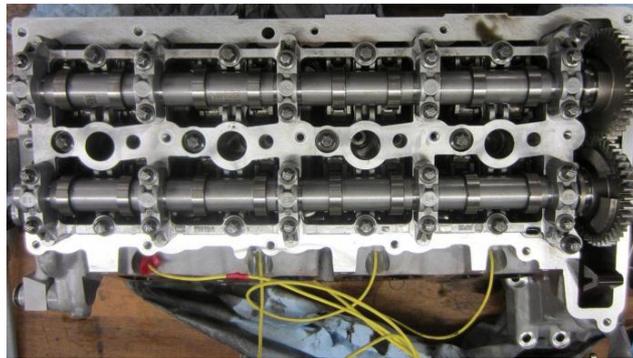


Abbildung 7-6: Ventiltrieb mit Nullnockenwellen

Bei Nullnockenwellen sind die Nocken bis zu den Grundkreisen abgeschliffen, somit bleiben die Ventile geschlossen und es findet kein Ladungswechsel mehr statt. Bei der ersten Versuchsmessung stellte sich heraus, dass die Zylinder sehr unterschiedliche und zyklisch schwankende Zylinderdruckverläufe aufweisen. In Abbildung 7-8 ist der Zylinderdruckverlauf für eine der gemessenen Drehzahlen ersichtlich, in diesem Fall ist das Druckmaximum bei Zylinder 4 mehr als 3-mal so hoch als bei den übrigen Zylindern. Zunächst bestand der Verdacht, dass die Ventilsitze undicht sind. Um diese Problematik zu beseitigen, wurde versucht, die Ventile mit Dichtmasse abzudichten. Jedoch brachte das Abdichten nicht den gewünschten Erfolg. Als nächstes wurden saugseitig und abgasseitig Stahlplatten zur Abdichtung des Zylinderraumes montiert, jedoch brachte dies auch nicht das gewünschte Ergebnis. Ein weiterer erfolgloser Versuch bestand darin, die Ventile mittels Ventilschleifpaste neu einzuschleifen. Es lag die Vermutung nahe, dass die bis auf den Grundkreis abgeschliffenen Nullnocken die Ventile leicht aufdrücken. Dies führte zur Idee die Rollenschlepphebel auszubauen und für die Elemente des hydraulischen Ventilspielausgleichs (HVA-Elemente) Zwischenteile, abgebildet in Abbildung 7-7,

anzufertigen. Somit können die Ventile nicht mehr geöffnet werden. Als HVA-Zwischenteile dienen zersägte Rollenschlepphebel mit aufgeschweißten Beilagscheiben. Diese werden vom Nockenwellenträger auf die HVA-Elemente gepresst und damit wird erreicht, dass die HVA-Elemente in ihrem Sitz gehalten werden und der Öldruck nicht verloren geht.

Trotz aller Bemühungen traten weiterhin starke Zylinderdruckverlaufschwankungen auf. Es ist davon auszugehen, dass diese Schwankungen durch Blow-By- und Blow-Back-Vorgänge verursacht werden. Da zur Reibmitteldruckbestimmung der indizierte Mitteldruck herangezogen wird, welcher wiederum aus den Zylinderdruckverläufen berechnet wird, sollte dies bei den Ergebnissen aus diesem Strip-Down-Schritt beachtet werden.

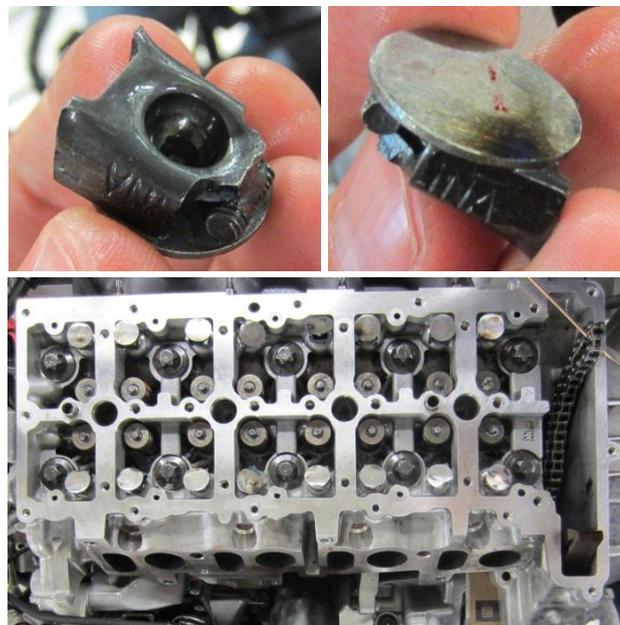


Abbildung 7-7: HVA-Zwischenteile

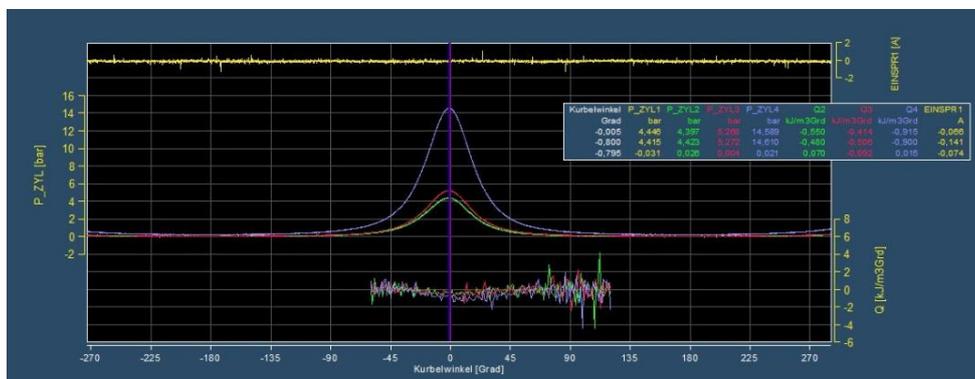


Abbildung 7-8: Zylinderdruckverlauf mit NNW

Auch die Ergebnisse dieses Strip-Down-Schritts in Abbildung 7-9 bestätigen qualitativ die im befeuerten Betrieb gemessenen Reibmitteldrücke. Lediglich beim Temperaturniveau 60°C/60°C gibt es eine Abweichung, da für Motor 2 höhere Reibmitteldrücke als für den Basismotor gemessen wurden. Die Zylinderspitzen drücke betragen 4-5 bar, durch die zyklischen Schwankungen einzelner Zylinder teilweise bis zu 15 bar.

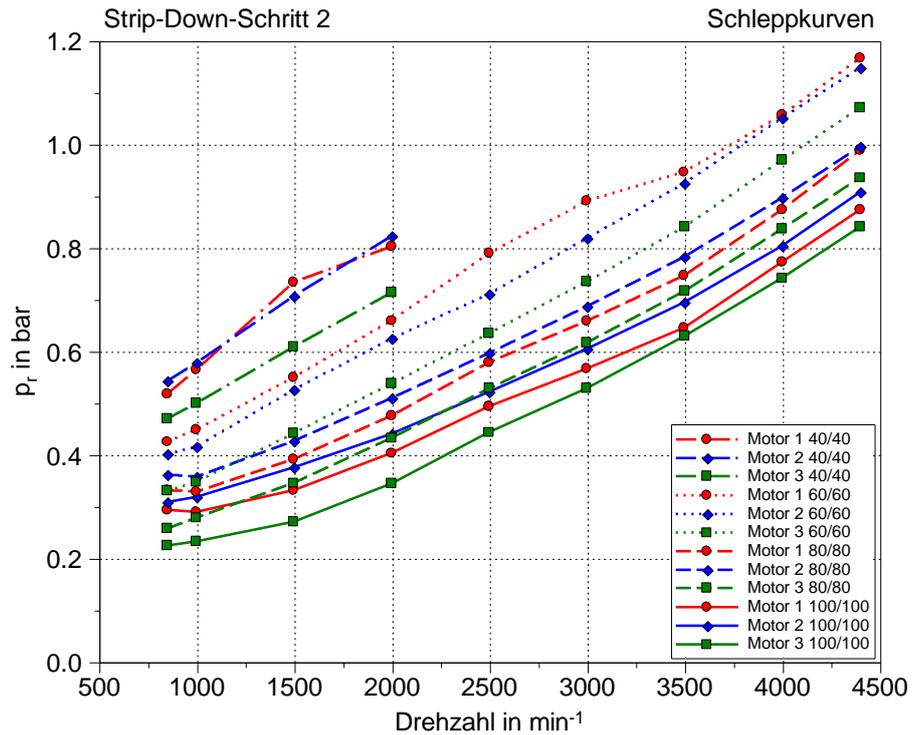


Abbildung 7-9: Schleppkurven Strip-Down-Schritt 2

7.3 Strip-Down-Schritt 3

Konfiguration:

- Strip-Down-Schritt 2
- Offener/Dummy-Zylinderkopf

Dieser Strip-Down-Schritt wurde durchgeführt, um eine Bewertung der Kolbengruppe bei gänzlichem Wegfall der Gasdrücke im Zylinder vorzunehmen. Dazu kam ein sogenannter Dummy-Zylinderkopf zum Einsatz. Die Einspritzausrüstung wurde entfernt. Die Sitze der Injektoren im Zylinderkopf wurden aufgebohrt um die Strömungswiderstände zu reduzieren (siehe Abbildung 7-10 rechts). Auf den Kolben wirken somit keine Gaskräfte mehr ein. Dennoch wurde die Indizierung auch bei diesem Schritt beibehalten und die Zylinderdrucksensoren in den Dummy-Zylinderkopf umgebaut. Bei niedrigen Drehzahlen ist kein indizierter Mitteldruck messbar, bei hohen Drehzahlen sind durch die Strömungsverluste in den Injektor-Bohrungen geringe Werte messbar. Da in diesem Zylinderkopf keine Ventile eingebaut waren, mussten die Ventilstößel nachgebildet werden um die Rollenschlepphebel einbauen zu können. Die Ventilstößelkonstruktion wurde mittels Presspassung in die Ventilstößelbohrung im Zylinderkopf eingebaut. Die Messungen erfolgten in diesem Schritt mit dem Drehmomentmessflansch HBMT12 mit einem Messbereich von 200 Nm.



Abbildung 7-10: Dummy-Zylinderkopf mit Ventilstößelkonstruktion

Aus dem Diagramm in Abbildung 7-11 ist ersichtlich, dass die Lage der Reibmitteldrücke wiederum bei allen Temperaturniveaus die gleichen Tendenzen aufweisen, jedoch stimmen diese nicht mit den vorangegangenen Messungen überein. Für das brillengehonte Kurbelgehäuse (Motor 2) wurden hier niedrigere Reibmitteldrücke als für den Basismotor gemessen. Dies lässt sich durch den gänzlichen Wegfall der Gasdrücke im Zylinder erklären. Somit kann sich kein

Druck hinter die Verdichtungsringe legen, es kommt zu keiner radialen Anpressdruckverstärkung. Auch die durch den Gasdruck axiale Anpresskraft auf die Verdichtungsringe bleibt aus. Dadurch können bei den Kolbenringen veränderte Bewegungen hervorgerufen werden.

„Bei positiv und negativ twistenden Ringen ist die Vertwistung wirksam, wenn kein Verbrennungsdruck auf den Ring wirkt. Sobald der Verbrennungsdruck in die Ringnut gelangt, wird der Kolbenring flach auf die untere Nutflanke gedrückt...“ [14]

Vertwistung tritt bei Kolbenringen mit Innenfase auf, wenn diese eingebaut bzw. gespannt werden. Unter dem Begriff Vertwistung versteht man das Ausweichen des Ringes hin zur schwächeren Seite, der Seite mit dem Innenwinkel. Je nach Lage der Fase twistet oder auch tordiert der Ring positiv, wenn die Fase an der Oberkante angebracht ist und negativ bei einer Fase an der Unterseite des Ringrückens.

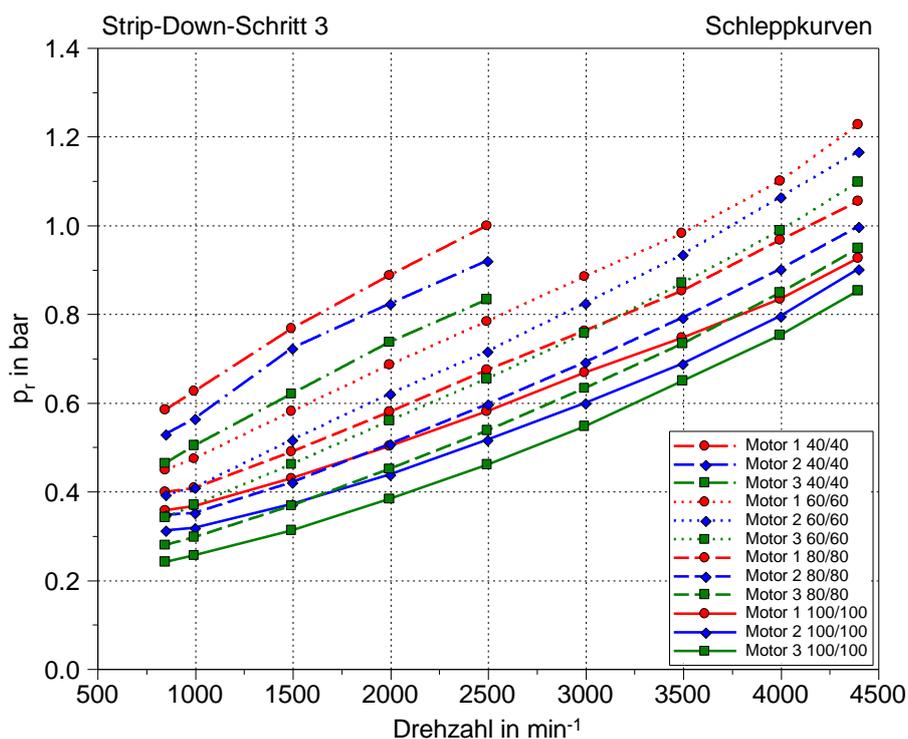


Abbildung 7-11: Schleppkurven Strip-Down-Schritt 3

7.4 Ergebnisse der Schleppmessungen

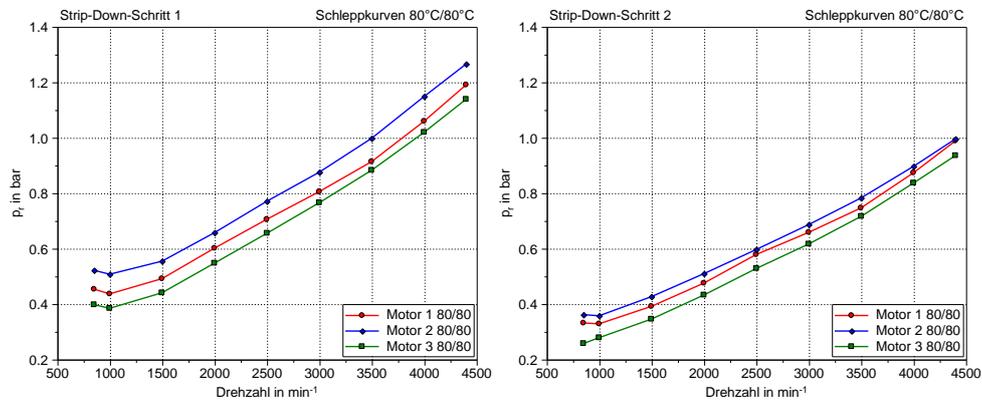


Abbildung 7-12: Schleppkurven 80°C - Strip-Down-Schritte 1 und 2

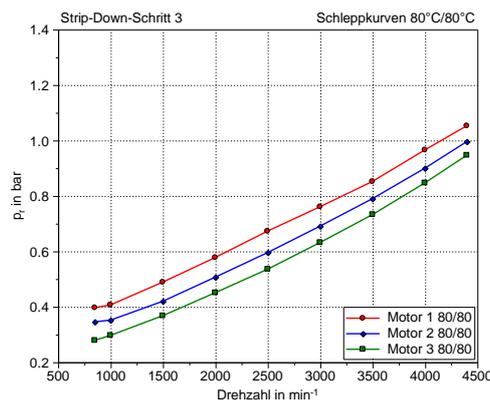


Abbildung 7-13: Schleppkurven 80°C - Strip-Down-Schritt 3

Zur Veranschaulichung der Ergebnisse aus den Schleppmessungen sind in Abbildung 7-12 und Abbildung 7-13 nochmals die Schleppkurven für das Temperaturniveau von 80°C Kühlmittel- und Öltemperatur dargestellt.

Bei den Strip-Down-Schritten 1 und 2 weist, jeweils bezogen auf den Basismotor 1, der Motor 2 höhere, der Motor 3 niedrigere Reibmitteldrücke auf. Somit werden die Ergebnisse aus den befeuerten Untersuchungen auch im Schleppbetrieb bestätigt. Da den Schleppmessungen kein realer Motorbetrieb zugrunde liegt, müssen die Ergebnisse selbstverständlich qualitativ betrachtet werden.

Im dritten Strip-Down-Schritt ändern sich die Tendenzen teilweise. Motor 2 mit dem brillengehonten Kurbelgehäuse weist geringere Reibmitteldrücke als der Basismotor auf. Daraus kann geschlossen werden, dass eine Reibungsbestimmung der Kolbengruppe bei gänzlichem

Wegfall der Gasdrücke im Zylinder nicht auf das Verhalten im realen Motorbetrieb übertragen werden kann. Gründe dafür sind ein veränderter Anlagewechsel des Kolbens, veränderte Deformationen des Zylinderrohres sowie das Fehlen des Gasdrucks für die Anpressdruckverstärkung der Kolbenringe.

Anzumerken ist auch, dass die Schleppmessungen im Strip-Down-Schritt 2 mit Nullnockenwellen aufgrund der sehr schwankenden Zylinderdruckverläufe schwer bewertbar sind.

8 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden sowohl im befeuerten Betrieb als auch im Schleppbetrieb die Auswirkungen reibungsrelevanter Maßnahmen an der Kolbengruppe an einem turboaufgeladenen Vierzylinder-Dieselmotor von BMW untersucht. Insgesamt wurden vier Motoren mit unterschiedlicher Konfiguration der Kolbengruppe verglichen. Ziel war es, ein Zylinderkurbelgehäuse, das nach dem Verfahren der Brillenhonung bearbeitet wurde und optimierte Kolben mit ebenso optimiertem Ringpaket im Vergleich zu den Serienteilen, zu bewerten.

Die befeuerten Untersuchungen beinhalten für alle Motoren Ölverbrauchsmessungen für Volllast und Teillast und die Vermessung eines Kennfelds. Für drei Motoren wurden Schleppmessungen nach dem sogenannten „Strip-Down“-Verfahren durchgeführt. Ausgehend vom Vollmotor werden dabei schrittweise Bauteile demontiert. Hintergrund für diese Methode der Reibleistungsbestimmung in dieser Arbeit war die Möglichkeit einer separierten Betrachtung der Reibung an der Kolbengruppe. Im befeuerten Betrieb hingegen wird bei Anwendung der Indiziermethode immer die gesamte Motorreibung gemessen, dabei können andere Motorkomponenten die Bewertung beeinflussen. Zusätzlich wurde eine Körperschallmessung am Motor durchgeführt, um die Auswirkungen auf die Akustik aufgrund der getroffenen Maßnahmen festzustellen.

Die Untersuchungen ergaben, dass der Kolbengruppe ein großes Potenzial zur Verringerung der Reibung zugeschrieben werden kann. Durch optimierte Kolben und optimiertes Ringpaket konnte am Basismotor eine Reduktion der Reibung von 10 – 15%, je nach Lastpunkt, erzielt werden, damit lässt sich in den gemessenen Fahrzyklen eine Verbrauchsreduktion von 3 - 4% erreichen. Ölverbrauch, Dauerlauf- und Akustikverhalten wurden dabei zunächst nicht berücksichtigt.

Die Reibung wird sehr stark von den Temperaturen des Zylinders, des Kolbens sowie des Schmier- und Kühlmittels beeinflusst. Für reproduzierbare Messungen bedeutet das einen hohen Messaufwand und entsprechend erforderliche Genauigkeit um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten. Die befeuerten Untersuchungen ergaben, dass sich mit dem brillengehonten Zylinderkurbelgehäuse, ohne Änderungen an der Kolbengruppe vorzunehmen, die Reibung nicht minimieren lässt, es zeigte sich sogar eine Verschlechterung von 8% im Vergleich zum Basiskurbelgehäuse. Durch die Absenkung der Tangentialkräfte am Ringpaket in Kombination mit erhöhtem Kolbenspiel konnte eine deutliche Reibungsreduktion an der Kolbengruppe von durchschnittlich 10% beim brillengehonten und 15% beim Basiskurbelgehäuse erreicht werden.

Diesen Änderungen kann somit ein großes Potenzial zur Reibungsminimierung zugesprochen werden, jedoch sollten dabei die Auswirkungen auf den Ölverbrauch und die Akustik beachtet werden. Die tribologischen Prozesse an der Kolbengruppe werden natürlich auch von der Oberflächenpaarung der Reibpartner beeinflusst, in dieser Hinsicht wurden jedoch keine Untersuchungen durchgeführt.

Die Erkenntnisse aus den befeuerten Untersuchungen werden mit den Schleppmessungen qualitativ bestätigt. Im letzten Strip-Down-Schritt zeigte sich jedoch bei gänzlichem Wegfall der Gasarbeit eine Veränderung der Tendenzen. Daraus kann geschlossen werden, dass eine Bewertung unter veränderten Betriebsbedingungen nur bedingt auf das reale Motorenverhalten übertragbar ist. Mit Schleppmessungen ist es sehr schwierig die für den Betrieb relevante Reibung für die Kolbengruppe zu bestimmen. Die Reibung kann nur unter realen Betriebsbedingungen korrekt gemessen werden. Um für den realen Motorbetrieb relevante Ergebnisse zu erhalten, sollte eine Reibungsbewertung anhand befeuerter Untersuchungen nach der Indiziermethode durchgeführt werden, welche mit einem wesentlich höheren Aufwand verbunden ist, da die Differenzbildung von zwei nahezu gleich großen Größen eine exakte Messung voraussetzt.

Literaturverzeichnis

- [1] AVL OT-Sensor 428, Product Description
- [2] Basshuysen, R.; Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor; Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven, 6.Auflage, 2012
- [3] Deuss, T.; Ehnis, H.; Freier, R.; Künzel, R.: Reibleistungsmessungen am befeuerten Dieselmotor; Potenziale der Kolbengruppe, MTZ 05/2010 Jahrgang 71, 2010
- [4] Europäische Kommission, Homepage,
http://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/cars/index_en.htm, letzter Zugriff: 11.01.2013
- [5] Federal Mogul: Kolbenring-Handbuch, Homepage,
<http://www.federalmogul.com/korihandbook/de/index.htm>, letzter Zugriff 03.10.2012
- [6] Golloch, R.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung, Springer-Verlag, 2005
- [7] Gruber, G.; Prandstötter, M.; Hollnbuchner, R.: Integriertes Ausgleichswellensystem des neuen Vierzylinder-Dieselmotors von BMW, MTZ 06/2008 Jahrgang 69, 2008
- [8] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH: Montageanleitung Digitaler Drehmomentaufnehmer T12
- [9] Jürgens, G.: Maschinenelemente I Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2010
- [10] Kuhn, T.: Messung der Zylinderverformung von Aluminiumkurbelgehäusen für Dieselmotoren, Dissertation, Universität Hannover, 2001
- [11] Manz, P.: Vorlesungsskriptum Indiziertechik an Verbrennungsmotoren, Technische Universität Braunschweig, 2010/11
- [12] Meier, M.: Vorlesungsskriptum Dimensionieren I, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2004/05

- [13] Mollenhauer, K.; Tschöke, H.: Handbuch Dieselmotoren, 3., neu bearbeitete Auflage, Springer Verlag, 2007
- [14] MS Motor Service International GmbH: Kolbenringe für Verbrennungsmotoren, 2.Auflage 01.2010
- [15] Pischinger, R; Klell, M.; Sams, Th.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. 3. Auflage. In der Reihe: List, H. (Hrsg.): Der Fahrzeugantrieb. Springer Verlag Wien New York, 2009
- [16] Schatzberger, T.: Reibleistungsanalyse eines modernen PKW-Dieselmotors, Technische Universität Graz, 2002
- [17] Schwaderlapp, M.; Koch, F.; Dohmen J.: Friction Reduction - the Engine's Mechanical Contribution to Saving Fuel, FISITA World Automotive Congress, June 12-15, 2000, Seoul, Korea
- [18] Spitznagel, T.; Berberich, N.; Gabbert, U.: Reduktion der Zylinderverzüge zur Effizienzsteigerung von Verbrennungsmotoren, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
- [19] Steinhilper, W.; Röper, R.: Maschinen- und Konstruktionselemente 3, Elastische Elemente, Federn, Achsen und Wellen; Dichtungstechnik; Reibung, Schmierung und Lagerung, 2. Auflage, 1996
- [20] Steinparzer, F.; Mattes, W.; Nefischer, P.; Steinmayr, T.: Der neue Vierzylinder Dieselmotor von BMW, MTZ 11/2007 Jahrgang 68, 2007
- [21] Steinparzer, F.; Mattes, W.; Nefischer, P.; Wichtl, R.: Der neue 2,0l 4-Zylinder Dieselmotor von BMW, 28. Internationales Wiener Motorensymposium 2007
- [22] Urlaub, A.: Verbrennungsmotoren – Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion, 2.Auflage, 1994
- [23] Wimmer, A.: Motorenmesstechnik, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU Graz, 2007/08
- [24] Wittel, H.; Muhs, D.; Jannasch D.; Voßiek J.: Roloff/Matek Maschinenelemente, Normung, Berechnung, Gestaltung – Lehrbuch und Tabellenbuch, 20. Auflage, 2011

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Mechanische Verluste eines aufgeladenen DI-Dieselmotors [6]	2
Abbildung 1-2: Einfluss der Reibung auf den Kraftstoffverbrauch [17]	3
Abbildung 1-3: Potenzial Verbrauchsreduktion durch Reibungsreduktion	4
Abbildung 3-1: Grundstruktur eines tribologischen Systems [24]	6
Abbildung 3-2: Arten der Gleitreibung [24]	7
Abbildung 3-3: Stribeckkurve [9]	8
Abbildung 3-4: Einfluss der Viskosität auf die Stribeckkurve [6]	9
Abbildung 3-5: Einfluss der Lagerbelastung auf die Stribeckkurve [12]	10
Abbildung 3-6: Reibmitteldruckbestimmung mit Willians-Linie [22]	15
Abbildung 3-7: Ursachen der Zylinderdeformation	22
Abbildung 3-8: Zylinderverzugsformen [10]	23
Abbildung 3-9: Rechteckring, Nasen-Minutenring und Dachfasenring mit Schlauchfeder [5]	26
Abbildung 3-10: Bezeichnungen am Kolbenring [5]	28
Abbildung 3-11: Formfüllungsvermögen der beiden Verdichtungsringe	29
Abbildung 4-1: Zylinderkurbelgehäuse [21]	31
Abbildung 4-2: Zylinderkopf mit Nockenwellenträger und Nockenwellen [20]	32
Abbildung 4-3: Kurbeltrieb, Ausgleichswellen und Steuertrieb [21]	33
Abbildung 4-4: Reduzierung des Schleppmoments durch Wälzlagerung [7]	34
Abbildung 4-5: Kombinierte Öl- / Unterdruckpumpe und hinteres Kurbelwellenende mit den beiden Kettenspurten [21]	35
Abbildung 4-6: Hilfsaggregate [21]	36
Abbildung 4-7: Links: Einspritzsystem am Motor [21], rechts: Hochdruckpumpe CP4 [13], 1 Zumesseinheit; 2 Zylinderkopf; 3 Pumpenflansch; 4 Antriebswelle; 5 Aluminium-Gehäuse; 6 Doppelnocken; 7 Rolle; 8 Tassenstößel; 9 Pumpenkolben; 10 Hochdruckanschluss; 11 Hochdruck-	

Rückschlagventil, 12 Ansaug-Rückschlagventil.....	37
Abbildung 4-8: Längsschnitt des Motors [21].....	39
Abbildung 4-9: Querschnitt des Motors [21].....	40
Abbildung 5-1: Chronologischer Ablauf der Prüfstandsuntersuchungen.....	44
Abbildung 5-2: Prüfstandsaufbau.....	45
Abbildung 5-3: Schematischer Prüfstandsaufbau.....	46
Abbildung 5-4: Aufgespreizter Thermostat.....	47
Abbildung 5-5: Positionierung der Körperschallsensoren.....	47
Abbildung 5-6: Aufbau und Montage des OT-Sensors [1].....	48
Abbildung 5-7: Einfluss OT-Fehler auf Reibmitteldruck.....	49
Abbildung 5-8: Kalibrierwerte der Zylinderdrucksensoren über der Einsatzzeit.....	51
Abbildung 5-9: Vergleich der eingesetzten Drehmoment-Messflansche.....	53
Abbildung 6-1: Wechselwirkungen an der Kolbengruppe.....	55
Abbildung 6-2: Kennfeldvorgabe.....	56
Abbildung 6-3: Kennfelder Reibmitteldruck.....	57
Abbildung 6-4: Lastschnitte Reibmitteldruck.....	58
Abbildung 6-5: Lastschnitte Verbrennungsschwerpunkt.....	59
Abbildung 6-6: Lastschnitte Blow-By-Volumenstrom.....	60
Abbildung 6-7: Lastschnitte Akustik.....	61
Abbildung 6-8: Ölverbrauch und Blow-By-Volumenstrom.....	65
Abbildung 6-9: Einspritzmenge.....	67
Abbildung 6-10: Verbrauchsreduktion.....	68
Abbildung 6-11: NEDC.....	69
Abbildung 6-12: NEDC-Messung.....	70
Abbildung 6-13: FTP-75-Zyklus [13].....	71
Abbildung 6-14: FTP-75-Messung.....	72
Abbildung 7-1: Dummy WaPu und ATL.....	75
Abbildung 7-2: Dummy-Sauganlage.....	76

Abbildung 7-3: Schleppkurven Strip-Down-Schritt 1	76
Abbildung 7-4: Trägerplatte der Öl-/Unterdruckpumpeneinheit.....	78
Abbildung 7-5: Bohrung Unterdruckanschluss	79
Abbildung 7-6: Ventiltrieb mit Nullnockenwellen	79
Abbildung 7-7: HVA-Zwischenteile.....	80
Abbildung 7-8: Zylinderdruckverlauf mit NNW.....	80
Abbildung 7-9: Schleppkurven Strip-Down-Schritt 2	81
Abbildung 7-10: Dummy-Zylinderkopf mit Ventilstößelkonstruktion.....	82
Abbildung 7-11: Schleppkurven Strip-Down-Schritt 3	83
Abbildung 7-12: Schleppkurven 80°C - Strip-Down-Schritte 1 und 2.....	84
Abbildung 7-13: Schleppkurven 80°C - Strip-Down-Schritt 3.....	84
Abbildung A-1: Lastschnitte Akustik (Referenzpunkt)	94
Abbildung A-2: Lastschnitte Akustik (Zylinder 4)	95

Tabellenverzeichnis

Tabelle 4-1: Kennwerte des Motors	30
Tabelle 5-1: Varianten der Versuchsträger	43
Tabelle 5-2: Auszug aus den technischen Daten des Drehmoment-Messflansches HBM T12 [8].....	53
Tabelle 7-1: Temperaturniveaus der Schleppmessungen	74

Anhang

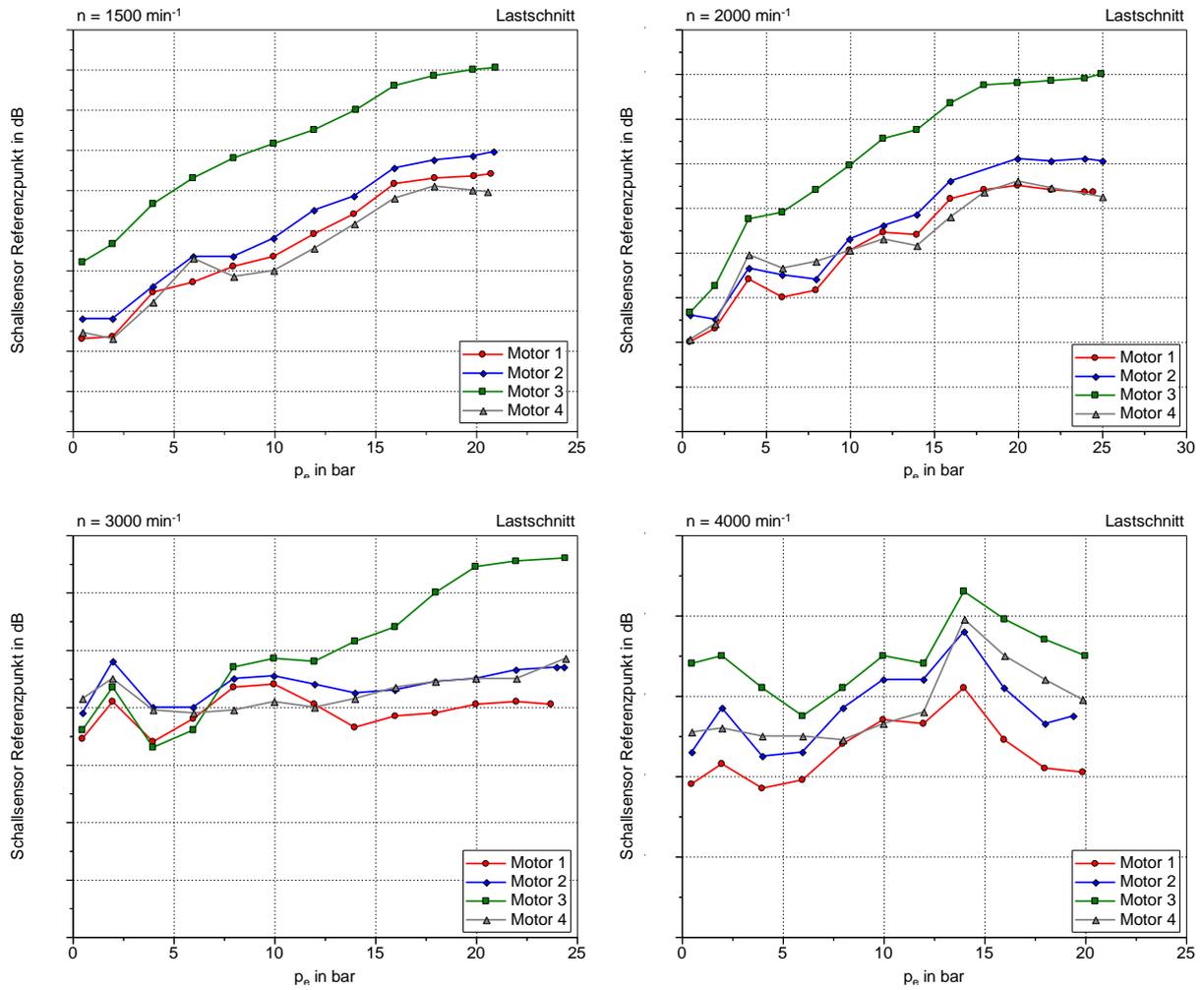


Abbildung A-1: Lastschnitte Akustik (Referenzpunkt)

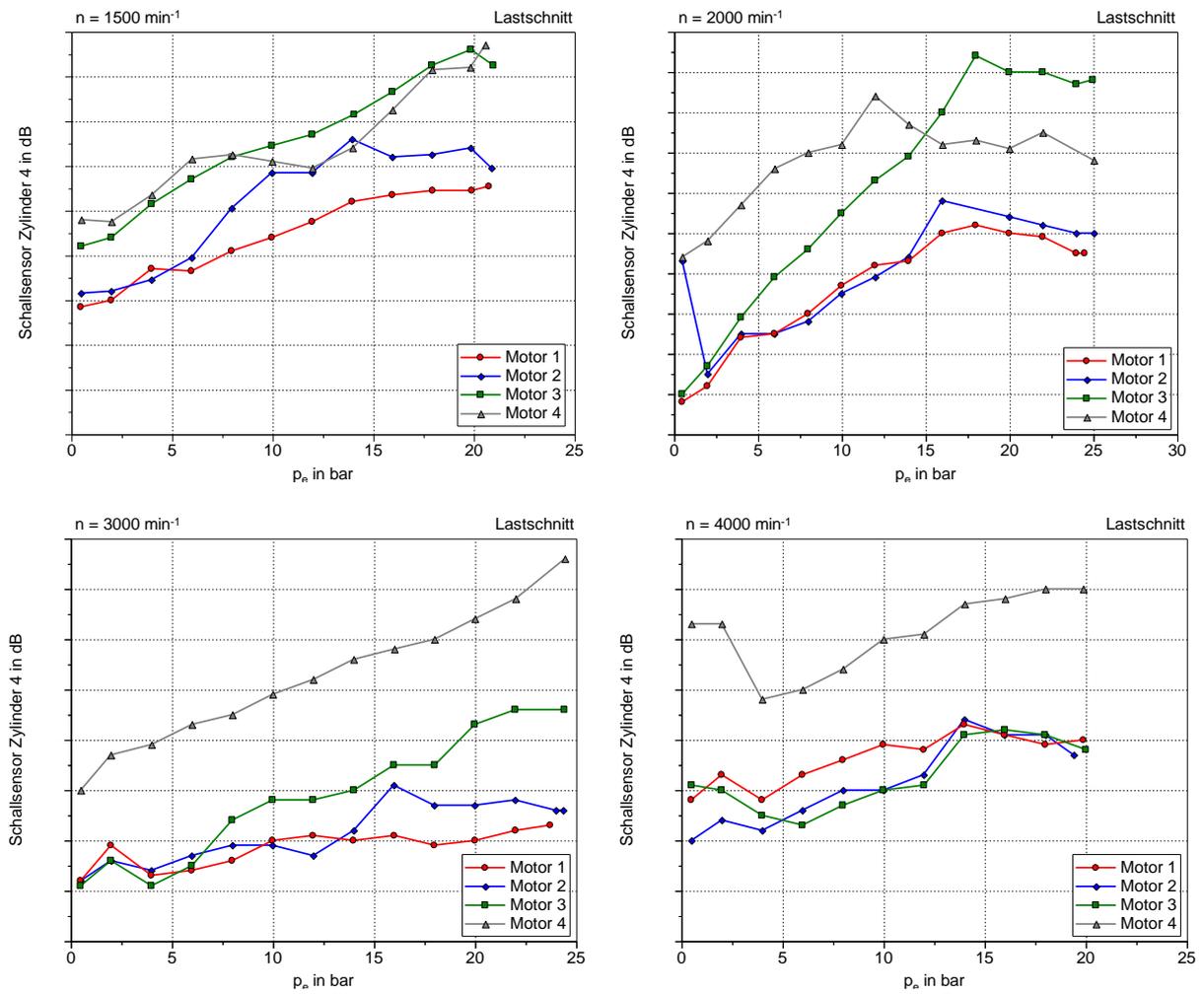


Abbildung A-2: Lastschnitte Akustik (Zylinder 4)