

Stephan Fasch

# **Reibungs- und Kennfelduntersuchungen an einem aufgeladenen PKW-Ottomotor**

**Diplomarbeit**

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner

Institutsvorstand:

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



Graz, 2012



## **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 31.08.2012

Stephan Fasch



## **Vorwort**

Im Zeitraum September 2011 bis August 2012 hatte ich die Gelegenheit, an einem Projekt des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik im Auftrag der BMW AG mitzuarbeiten. Diese Diplomarbeit entstand im Rahmen dieses Projektes.

Ich möchte mich bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder dafür bedanken, mir die Arbeit am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik zu ermöglichen. Zumindest genauso wichtig ist es, dass er mit seinen Vorträgen meine Begeisterung für eine wissenschaftliche Auseinandersetzung mit dem Thema Verbrennungskraftmaschinen geweckt hat.

Besonderer Dank gilt auch meinem Betreuer, Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Grabner für interessante, lehrreiche und lustige Stunden sowohl am Prüfstand als auch im Büro.

Diese Stunden durfte ich auch mit Dipl.-Ing. Dr. techn. Daniel Leitner in seinen letzten Monaten am IVT und Prüfstandsmechaniker Michael Barth teilen. Mein Dank gilt ihnen und Herrn Günter Rumpf, der mit fertigungstechnischer und beraterischer Unterstützung immer zur Stelle war, wenn Not am Manne war.

Im Privaten Bereich möchte ich mich bei meiner Familie, Hemma, Hagen, Jakob, Elsi, Toni und Henry bedanken. Sie hat mir durch finanzielle und motivierende Unterstützung mein Studium überhaupt erst ermöglicht.

Familiärer Dank gilt weiters Elke, Gert und meiner Tante Lisi, Daniel, Wolfi, Michi und Herbert.

Darüber hinaus möchte ich mich bei Freunden und Wegbegleitern bedanken. Ohne Anspruch auf Vollständigkeit seien hier Matzi und Angie, Richard, Rebecca und Rainer, Geri, Chris und Oxi, Cookie, Stefan, Patrick und Flocke3000 erwähnt.

Zu guter Letzt danke ich meiner Lizlbee für all den Sonnenschein.



## **Kurzfassung**

Im Rahmen eines Industrieprojektes wurden zwei aktuelle PKW-Motoren miteinander verglichen und analysiert. Beide Motoren sind 2.0-Liter Ottomotoren mit vier Zylindern, Turboaufladung und Direkteinspritzung. Einer der Versuchsträger wurde als eigens präparierter Versuchsmotor geliefert. Der zweite Versuchsträger wurde aus einem Serienfahrzeug ausgebaut. Die dazu notwendigen Adaptionen stellen inhaltlich einen Teil dieser Diplomarbeit dar.

Im Zuge des Projektes sollten beide Motoren am Prüfstand aufgebaut und für eine Reihe von Messungen gefeuert betrieben werden. Die Ergebnisse dienten zum einen zur Erstellung verschiedenster Motorkennfelder, sie brachten darüber hinaus aber auch Erkenntnisse über weitere Motorcharakteristika wie Warmlaufverhalten, Ölverdünnung oder Verhalten bei Lastsprüngen. Dieser Vergleich ist in dieser Arbeit nur als Überblick enthalten.

Das Hauptaugenmerk des Vergleiches lag auf dem Thema Reibung. Diese Thematik wurde an beiden Motoren einerseits über das Indizierverfahren im gefeuerten Betrieb erforscht, vor allem aber sollte die Strip-Down-Methode Aufschluss über Anteile einzelner Motorkomponenten an der Reibarbeit geben. Bedingt durch Änderungen des Projektablaufes wurde der Fokus dieser Diplomarbeit auf die Ergebnisse aus den Strip-Down-Messungen des zuerst untersuchten Motors gelegt.



## **Abstract**

As part of an industrial project, two recent passenger car engines were subject of comparison and analysis. Both engines are 2.0-litre gasoline engines with four cylinders, turbo charge and direct injection. One of the engines was delivered as a specially modified testing engine. The other engine had to be removed from a road vehicle. The necessary adaptations represent one element of the contents of this thesis.

In the course of the project, both engines had to be assembled and run on a test bench. The results were used for establishing engine maps. Furthermore they allowed detailed views on other topics such as warm up behaviour, dilution of oil or sudden load increase behaviour. A comparison of the results from the fired engine tests will be carried out in this paper only to the extent of an overview.

The comparison of the two engines focuses on friction. The topic was investigated by means of the cylinder indication method on operating engines. The main emphasis, however, was put on the strip-down-method in order to obtain knowledge of the work consumed by friction by single components. Due to schedule and content changes of the project, the focus of this diploma thesis was put on the results from the strip-down-tests of the engine first tested.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Abkürzungen und Formelzeichen .....</b>	<b>13</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>17</b>
1.1 Aufgabenstellung .....	17
<b>2 Analyse der Motorreibung .....</b>	<b>19</b>
2.1 Kenngrößen .....	19
2.2 Reibungsarten und Schmierung .....	20
2.2.1 Reibungszustände .....	21
2.3 Mechanische Verluste.....	22
2.3.1 Einteilung und Zuordnung.....	22
2.3.2 Einflussfaktoren .....	23
2.4 Verfahren zur Ermittlung der Reibung .....	24
2.4.1 Auslaufversuch .....	24
2.4.2 Abschaltversuch.....	24
2.4.3 Willans-Linien.....	25
2.4.4 Zähigkeitsmethode.....	26
2.4.5 Schleppmessung .....	26
2.4.6 Indizierverfahren .....	27
<b>3 Prüfstands Aufbau Serienfahrzeugsmotor .....</b>	<b>29</b>
3.1 Basisdaten Motor .....	29
3.1.1 Audi Valvelift System .....	31
3.1.2 Ladungsbewegungsklappe .....	35
3.2 Prüfstands Aufbau.....	35
3.2.1 Antrieb und Bremse .....	35
3.2.2 Betriebsmittelkonditionierung .....	37
3.2.3 Kraftstoffversorgung.....	39
3.2.4 Indizierung .....	39
3.2.5 Luftmassenmessung.....	41
3.2.6 Druck- und Temperaturmesstechnik.....	42
3.2.7 Abgasanalyse .....	43
3.3 Motormechnik .....	44
3.3.1 Getriebe .....	44
3.3.2 Zylinderkopf .....	47
3.4 Motorelektrik .....	50
3.4.1 Spannungsversorgung.....	52

3.4.2	Gaspedal.....	52
3.4.3	Motorinterne Sensoren .....	53
3.4.4	Kabelbaum.....	54
3.4.5	VCDS .....	54
3.4.6	Weitere Modifikationen .....	57
<b>4</b>	<b>Prüfstands Aufbau Vergleichsmotor .....</b>	<b>59</b>
4.1	Basisdaten Motor .....	59
4.1.1	Valvetronic und Vanos .....	60
4.1.2	Twinscroll .....	62
4.2	Prüfstands Aufbau.....	63
<b>5</b>	<b>Messungen im gefeuerten Betrieb .....</b>	<b>65</b>
5.1	Kennfeldmessungen .....	65
5.1.1	Reibmitteldruck .....	67
5.1.2	Effektiver Wirkungsgrad.....	69
5.1.3	Lambda-Kennfeld.....	69
5.1.4	Audi Valvelift System und BMW Valvetronic.....	70
5.2	Weitere Messungen .....	72
5.2.1	Warmlauf.....	72
5.2.2	Volllastkurve.....	75
<b>6</b>	<b>Strip-Down-Messungen N20 .....</b>	<b>77</b>
6.1	Aufbauzustände .....	77
6.1.1	Schritt 1: Gesamtmotor .....	77
6.1.2	Schritt 2: Kurbelwelle, Kolben, Pleuel .....	78
6.1.3	Schritt 3: Kurbelwelle .....	82
6.1.4	Schritt 4: Kurbelwelle und Zylinderkopf.....	83
6.1.5	Schritt 5: Kurbelwelle, Kolben, Pleuel, keine Ventile .....	85
6.2	Messergebnisse.....	86
6.2.1	Ventilhubvariation .....	95
6.2.2	Weitere Messgrößen.....	98
6.2.3	Zusammenfassung der Einflussgrößen .....	100
6.3	Herausforderungen bei der Reibungsmessung .....	101
6.3.1	OT-Fehler.....	101
6.3.2	Messbereich Drehmomentaufnehmer.....	102
6.3.3	Differenzbildung aus indiziertem und effektivem Mitteldruck .....	104
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>107</b>
	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>111</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis.....</b>	<b>113</b>

# Abkürzungen und Formelzeichen

## Abkürzungen

ABS	Antiblockiersystem
AGW	Ausgleichswelle
AO	Analog Out
ATL	Abgasturbolader
AVS	Audi Valvelift System
CAD	Computer-Aided Design
CAN	Controller-Area-Network
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
DK	Drosselklappe
ECU	Engine Control Unit
HC	Kohlenwasserstoff
HD	Hochdruck(-phase)
KW	Kurbelwinkel
LL	Leerlauf
LLK	Ladeluftkühler
LW	Ladungswechsel
NEDC	New European Driving Cycle
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
O <sub>2</sub>	Sauerstoff
OT	Oberer Totpunkt
PWG	Pedalwertgeber
UT	Unterer Totpunkt
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VL	Volllast
VLK	Volllastkurve

VVT	Vollvariable Ventilsteuerung
ZK	Zylinderkopf
ZMS	Zweimassenschwung
ZZP	Zündzeitpunkt

### Lateinische Formelzeichen

$b_e$	spezifischer Kraftstoffverbrauch	[g/kWh]
$H_G$	Gemischheizwert	[MJ/m <sup>3</sup> ]
$H_u$	unterer Heizwert	[MJ/kg]
$Hub_{ev}$	Einlassventilhub	[mm]
$L_{st}$	stöchiometrischer Luftbedarf	[kg <sub>L</sub> /kg <sub>B</sub> ]
$m_B$	Brennstoffmasse	[kg]
$\dot{m}_B$	Brennstoffmassenstrom	[kg/s]
$m_L$	Luftmasse	[kg]
$M$	Drehmoment	[Nm]
$M_e$	effektives Drehmoment	[Nm]
$M_r$	Reibmoment	[Nm]
$n$	Drehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$p$	Druck	[bar]
$P_e$	effektive Leistung	[kW]
$P_i$	indizierte Leistung	[kW]
$P_r$	Reibleistung	[kW]
$p_e$	effektiver Mitteldruck	[bar]
$p_i$	indizierter Mitteldruck	[bar]
$p_r$	Reibmitteldruck	[bar]
$p_{HOEK}$	Druck im Hauptölkanal	[bar]
$p_{KM}$	Kühlmitteldruck	[bar]
$p_{Rail}$	Raildruck	[bar]
$T$	Temperatur	[°C]
$T_{31}$	Temp. vor Turbine	[°C]

$T_{40}$	Temp. nach Turbine vor Kat	[°C]
$T_{42}$	Temp. nach Kat	[°C]
$T_{HOEK}$	Temp. im Hauptölkanal	[°C]
$T_{KM}$	Kühlmitteltemperatur	[°C]
$V$	Volumen	[m <sup>3</sup> ]
$V_h$	Hubvolumen	[m <sup>3</sup> ]
$V_c$	Kompressionsvolumen	[m <sup>3</sup> ]
$W$	Arbeit	[J]
$W_e$	effektive Arbeit	[J]
$W_i$	innere Arbeit	[J]
$W_r$	Reibarbeit	[J]
$J$	Trägheitsmoment	[kgm <sup>2</sup> ]

### Griechische Formelzeichen

$\alpha$	Drosselklappen-Stellung	[%]
$\varepsilon$	Verdichtungsverhältnis	[-]
$\eta$	Wirkungsgrad	[-]
$\eta_e$	effektiver Wirkungsgrad	[-]
$\eta_i$	indizierter Wirkungsgrad	[-]
$\eta_m$	mechanischer Wirkungsgrad	[-]
$\lambda$	Luftverhältnis	[-]
$\varphi$	Kurbelwinkel	[°KW]
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	[s <sup>-1</sup> ]



# 1 Einleitung

## 1.1 Aufgabenstellung

Das wachsende Mobilitätsbedürfnis und das damit gepaarte stetig steigende Verkehrsaufkommen stellen einen enormen Belastungsfaktor für Mensch und Umwelt dar. Um diesen Belastungen entgegenzuwirken, werden neue Antriebskonzepte in Angriff genommen und vom Gesetzgeber auch forciert. Ein Beispiel dafür ist die Elektromobilität. Im Bereich der konventionellen Verbrennungsmotoren wird in vielen Bereichen an umwelt- und ressourcenschonenden Konzepten gearbeitet. Zum einen werden die Abgasnormen schrittweise mit strengeren Grenzwerten versehen. Zunehmend werden Betriebskonzepte mit alternativen Kraftstoffen erforscht. Darüber hinaus wird an Wirkungsgradverbesserungen des Verbrennungsmotors gearbeitet. Eine zentrale Rolle hierbei spielt das Downsizing von Motoren. Einen weiteren Angriffspunkt stellt die Reduktion von Verlusten im Motor dar. Hier kann der Hebel sowohl am Arbeitsprozess selbst, als auch an mechanischen Verlusten, der Reibung, angesetzt werden. Um eine Reduktion der mechanischen Verluste im Verbrennungsmotor zu ermöglichen, ist eine genaue Kenntnis der an die Reibung verlorenen Arbeit eines Motors notwendig, sowie deren anteilige Zuteilung an verschiedene Komponenten des Motors.

Basis dieser Diplomarbeit ist ein Industrieprojekt das einen Vergleich zweier aktueller PKW-Motoren, dem BMW N20 und dem Audi EA888, zum Inhalt hat. Beide Motoren sind Vierzylinder-Ottomotoren mit Turboaufladung, Direkteinspritzung und einem Hubraum von 2.0 Litern. Der EA888 wurde zu diesem Zweck aus einem Serienfahrzeug entnommen und für den Motorenprüfstand adaptiert. Im Projekt wurden die beiden Motoren am Prüfstand zuerst gefeuert betrieben. Dabei wurde Augenmerk auf Größen wie Verbrauch, Wirkungsgrad, Emissionen und Reibung gelegt. In der Folge wurde der N20 am Prüfstand mit Hilfe der Strip-Down-Methode geschleppt betrieben. Diese Versuche gaben Aufschluss über die Anteile der jeweiligen Motorkomponenten an der Gesamtreibung.

Die Prüfstandsadaptionen des EA888, das Thema Reibung allgemein und die Strip-Down-Messungen am N20 im Speziellen sind Inhalt dieser Diplomarbeit.

An dieser Stelle möchte ich anmerken, dass der Aufwand, Verbrauch und Emissionen in der Mobilität zu reduzieren zwar beträchtlich ist, eine Senkung der absoluten Werte für Verbrauch und Emissionen aber auf diesem Wege alleine nicht realisierbar ist. Kein neues Verfahren und keine Einsparung werden an einer Reduktion der weltweit gefahrenen und geflogenen Kilometer vorbeiführen. Hier ist nicht allein die Motorenentwicklung gefragt, sondern jeder einzelne von uns.



## 2 Analyse der Motorreibung

Im Verbrennungsmotor steht nur ein Teil der im Brennstoff gespeicherten Energie auch tatsächlich an der Kurbelwelle zur Verfügung. Der innere Wirkungsgrad  $\eta_i$  stellt die Effizienz dar, mit der die im Kraftstoff gespeicherte Energie als Gasarbeit an den Kolben weitergegeben wird. Der mechanische Wirkungsgrad  $\eta_m$  beschreibt mechanische Verluste im Motor d.h. er stellt das Verhältnis zwischen jener Arbeit, die an der Kupplung zur Verfügung steht und der an den Kolben abgegebenen Gasarbeit dar.

Diese beiden Verluste ergeben den effektiven Wirkungsgrad  $\eta_e$  [3].

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \text{Glg. 1 [3]}$$

Dabei errechnen sich der innere Wirkungsgrad

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad \text{Glg. 2 [1]}$$

und der effektive Wirkungsgrad

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad \text{Glg. 3 [1]}$$

### 2.1 Kenngrößen

Die indizierte Leistung an den Kolben  $P_i$  ergibt, reduziert um die Reibleistung  $P_r$ , die effektive Leistung an der Kurbelwelle  $P_e$ .

$$P_r = P_i - P_e \quad \text{Glg. 4 [1]}$$

Um Motoren verschiedener Hubvolumina sinnvoll vergleichen zu können wird die Größe des Mitteldruckes verwendet. Auch beim Reibmitteldruck verhält sich der Zusammenhang entsprechend jenem der Reibleistung:

$$p_r = p_i - p_e \quad \text{Glg. 5 [1]}$$

Der indizierte Mitteldruck errechnet sich aus der indizierten Arbeit.

$$W_i = \int p \cdot dV \quad \text{Glg. 6 [3]}$$

Die indizierte Arbeit bezogen auf das Hubvolumen ergibt den indizierten Mitteldruck.

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad \text{Glg. 7 [1]}$$

Der effektive Mitteldruck lässt sich aus dem an der Kurbelwelle gemessenen Moment ableiten.

$$M_e = \int_0^{4\pi} M \cdot d\varphi \quad \text{Glg. 8 [1]}$$

Das effektive Moment wiederum bezogen auf das Hubvolumen liefert den effektiven Mitteldruck.

$$p_e = \frac{M_e \cdot 4\pi}{V_h} \quad \text{Glg. 9 [1]}$$

Abbildung 1 stellt den mechanischen Wirkungsgrad im Kennfeld eines 4-Zylinder-Ottomotors dar. Im Detail werden die NEDC-Betriebspunkte des BMW N20 im Fahrzeug 528i betrachtet. Hier wird ersichtlich, wie gering der mechanische Wirkungsgrad im urbanen Fahrzeugbetrieb ist und dass die Reibungsminimierung im Verbrennungsmotor einen wesentlichen Beitrag zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrades leisten kann [3].

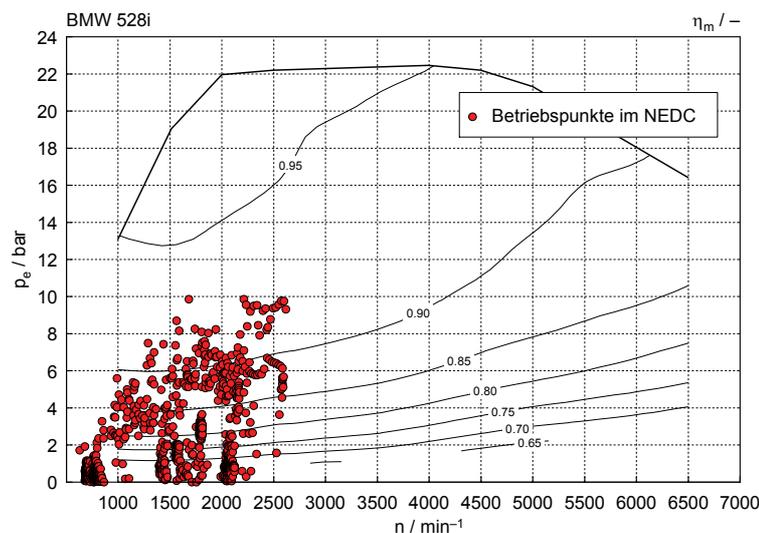


Abbildung 1: NEDC-Betriebspunkte des N20 im BMW 528i (M3 2012)

## 2.2 Reibungsarten und Schmierung

Um zwischen zwei relativ zueinander bewegten Oberflächen die Reibung zu minimieren wird ein Schmierfilm aufgebaut. Dieser Schmierfilm wird vom Motoröl gebildet und trennt die zueinander bewegten Oberflächen [3].

### 2.2.1 Reibungszustände

Zwischen zwei zueinander bewegten Flächen können sich verschiedene Reibungszustände einstellen.

- Festkörperreibung (Coulomb'sche Reibung) stellt sich bei Relativbewegung ohne eine Zwischenschicht ein.
- Bei Mischreibung liegen sowohl Festkörper- als auch Flüssigkeits- und Haftschichtreibung gleichzeitig vor. Es existiert eine Schmierschicht, sie kann die Oberflächen aber nicht vollständig trennen, es kommt in einzelnen Zonen zu Kontakt.
- Flüssigkeitsreibung ist Reibung mit einer fluiden (flüssigen oder gasförmigen) Zwischenschicht. Diese tritt bei ausreichender Schmiermittelversorgung und ausreichend hoher Relativgeschwindigkeit zwischen den Festkörpern auf.

[1]

Abbildung 2 zeigt eine Stribeck-Kurve. Hier werden verschiedene Arten der Reibung in Abhängigkeit von Reibbeiwert und Relativgeschwindigkeit dargestellt. Es wird ersichtlich, dass man den Betriebsbereich eines Motors im Bereich der reinen Flüssigkeitsreibung wählen sollte, um einen höheren Reibungskoeffizienten, wie er im Bereich der Festkörperreibung und in weiten Bereichen der Mischreibung auftritt, zu vermeiden.

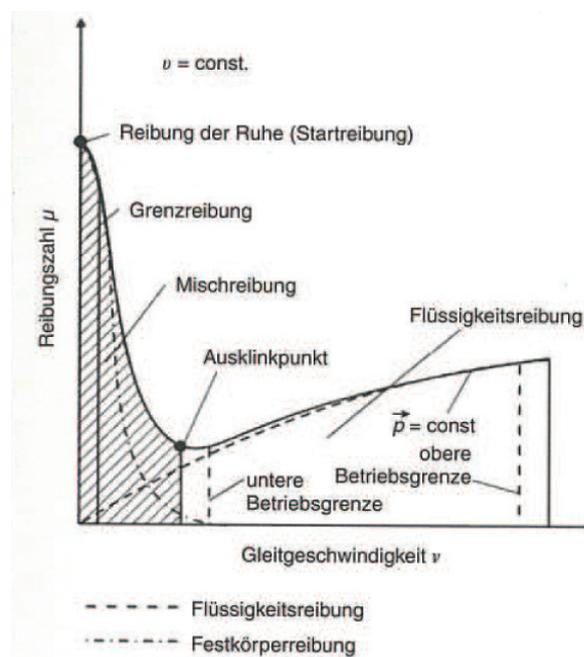


Abbildung 2: Stribeck-Kurve [1]

## 2.3 Mechanische Verluste

Die Reibleistung eines Verbrennungsmotors besteht aus der Reibleistung der einzelnen Motorkomponenten und der Antriebsleistung weiterer zum Betrieb notwendiger Nebenaggregate. Diese haben verschieden großen Anteil an der gesamten Reibung und sind jeweils mehreren Einflüssen unterworfen.

### 2.3.1 Einteilung und Zuordnung

Laut DIN1940 setzt sich die Reibleistung aus der mechanischen Reibung des Motors und aus der Antriebsleistung aller zum Betrieb des Motors notwendigen Aggregate zusammen [3].

Diese Definition lässt folgende Einteilung der Reibleistung zu:

- Triebwerksreibung
  - Kolben
  - Kolbenbolzen
  - Kolbenringe
  - Pleuel (Pleuelaugen, Pleuellager)
  - Ausgleichswelleneinheit
  - Kurbelwellenlager
  - Gesamter Ventiltrieb
- Antriebsleistung der Nebenaggregate
  - Kühlwasserpumpe
  - Ölpumpe
  - Vakuumpumpe
  - Kraftstoffpumpe
  - Generator
- Aerodynamische und hydraulische Verluste
  - Ventilationsverluste (Kurbelwangen, Pleuel und Räder)
  - Pumpwirkung der Kolbenunterseite
  - Ölpantschverluste

[3]

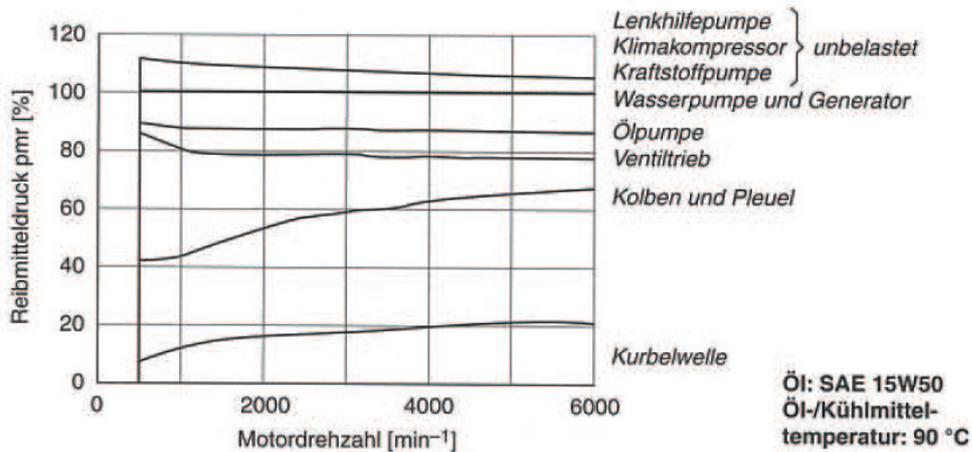


Abbildung 3: relative Reibmitteldruckaufteilung für einzelne Motorkomponenten [1]

Abbildung 3 zeigt die prozentualen Anteile der einzelnen Reibungsanteile. Hier wird ersichtlich, dass sich der größte Beitrag zur Reibleistung aus der Kolbengruppe ergibt. Ebenfalls deutlich ist die Abnahme des Ventiltriebseinflusses mit steigender Drehzahl. Einerseits ist dies eine prozentuelle Abnahme die auf ein Zunehmen anderer Einflüsse hindeutet, andererseits stellt sich hier der Einfluss der stärkeren Mischreibung bei niedrigen Drehzahlen dar [3].

Mit Hilfe der Strip-Down-Methode können einzelnen Bauelementen eines Motors beziehungsweise dessen Zusatzaggregaten Anteile an der gesamten Reibarbeit zugemessen werden [1].

### 2.3.2 Einflussfaktoren

Betrachtet man die mechanische Reibung eines Verbrennungsmotors, so gibt es mehrere Faktoren welche die Reibung in erheblichem Maße beeinflussen [1]:

- Einlaufzustand des Motors: dieser beschreibt das Einarbeiten aneinander gleitender Oberflächen. Gerade in der frühen Benutzungsphase eines Motors werden Unebenheiten in den Oberflächen abgetragen und so die Reibleistung vermindert. Bei einem Motor stellt sich nach der Einlaufphase (in der Regel 20 bis 30 Betriebsstunden) ein Zustand konstanter Reibung ein. Weiterer Verschleiß kann unter Umständen an die Grenze der Lebensdauer und dabei auch zu erhöhter Reibleistung führen.
- Betriebspunkt des Motors: abhängig von Last und Drehzahl verändert sich auch der Reibmitteldruck eines Motors. Den geringeren Einfluss hat hier die Last,

aufgrund von geschwindigkeitsabhängigen Scherspannungen im Schmierfilm ist die Reibung in erster Linie drehzahlabhängig.

- Viskosität des Schmiermittels: Je höher die Viskosität des verwendeten Öls, desto höher ist die Tragfähigkeit des Schmierfilmes (geringerer beziehungsweise gar kein Einfluss von Mischreibung). Dies ermöglicht eine geringere Dicke des Filmes was wiederum zu geringeren Scherspannungen führt.
- Weiters stellt sich bei Erhöhung der Betriebstemperatur (Bauteile und Schmiermittel) eine Reduktion der Reibleistung ein. Dementsprechend ist darauf zu achten, die Warmlaufphase eines Motors möglichst kurz zu gestalten.
- Eine Erhöhung der Betriebstemperatur ist nur so weit sinnvoll, solange das Kühlmittel nicht den Siedpunkt erreicht, bzw. das Schmiermittel nicht seine chemische Zersetzungstemperatur überschreitet.

### 2.4 Verfahren zur Ermittlung der Reibung

Zur Bestimmung der Reibleistung existieren verschiedene Verfahren. Da einige dieser Verfahren mit großen Ungenauigkeiten verbunden sind, kommt heute nur wenigen praktische Bedeutung zu.

#### 2.4.1 Auslaufversuch

Der Motor wird in einem stabilen Betriebspunkt betrieben und aus diesem Punkt abgestellt. Dabei wird mittels Zeitmessung die Abnahme der Drehzahl über der Zeit ermittelt. Aus dem Massenträgheitsmoment der rotierenden Motorteile lassen sich Reibmoment und Reibmitteldruck berechnen [2].

$$M_r = J \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad \text{Glg. 10 [2]}$$

Einen großen Vorteil des Verfahrens stellt die Tatsache dar, dass beim Abschalten aus dem gefeuerten Betrieb von realitätstreuen Bedingungen auszugehen ist. Zudem ist der Versuch ohne zusätzlichen Aufwand am Prüfstand realisierbar. Andererseits sind in der ermittelten Reibleistung Ladungswechsel- und Wandwärmeverluste enthalten, die laut Definition nicht zur Reibleistung zählen. Der beim Auslaufen fehlende Verbrennungsdruck stellt einen weiteren Nachteil dar, wegen derer dem Auslaufversuch heute keine praktische Bedeutung mehr zukommt [3].

#### 2.4.2 Abschaltversuch

Bei Mehrzylindermotoren können während des gefeuerten Betriebs einzelne Zylinder ohne Kraftstoffzufuhr weiterschleppt werden. Die Differenz des effektiven Motor Moments beziehungsweise der effektiven Motorleistung lässt Rückschlüsse auf das Reibmoment und die Reibleistung zu [1].

Der Versuch ist einfach und an jedem Motorenprüfstand zu realisieren, allerdings ist er nur bei Mehrzylindermotoren durchführbar. Auch hier werden Ladungswechsel- und Wärmeverluste der Reibleistung zugerechnet, was die geringe Bedeutung des Abschaltversuches in heutigen Anwendungen erklärt [3].

### 2.4.3 Willans-Linien

Bei der Willans-Linien-Methode trägt man bei konstanter Drehzahl den Kraftstoffverbrauch über dem Mitteldruck auf. Setzt man voraus, dass sich der Innenwirkungsgrad mit der Last nicht verändert, kann die Kraftstoffverbrauchslinie über den effektiven Mitteldruck gleich Null hinaus verlängert werden. Bei Verlängerung bis zu Kraftstoffverbrauch gleich Null erhält man den Reibmitteldruck [2].

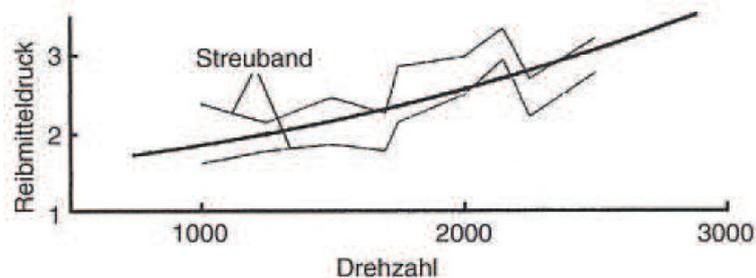


Abbildung 4: Streuband bei Ermittlung der Willans-Linien [2]

Da effektiver Mitteldruck und Kraftstoffverbrauch in keinem linearen Zusammenhang stehen, streuen die Verbrauchspunkte, womit das Finden einer verlängerbaren Tangente erschwert wird. Dadurch wird das Verfahren mit einiger Ungenauigkeit behaftet. Weiters ist bei diesem Verfahren keine Abhängigkeit von der Last darstellbar [2]. Abbildung 4 zeigt schematisch die mögliche Streuung der Messpunkte über die eine Tangente gezogen werden soll und stellt damit eine der Ungenauigkeiten dar, mit denen dieses Verfahren behaftet ist.

Andererseits ergibt sich der Reibmitteldruck bei der Willans-Linien-Methode aus den Verbrauchskennfeldmessungen und spiegelt reale Motorbedingungen wider. Deshalb wird er mit dieser Methode häufig ausgewertet, obwohl die Annahme, dass der Innenwirkungsgrad konstant ist, nicht der Realität entspricht [3].

#### **2.4.4 Zähigkeitsmethode**

Bei der Zähigkeitsmethode setzt man im gefeuerten Betrieb Drehzahl, indizierten Mitteldruck und Temperaturen als konstant voraus. Bei Messung des effektiven Mitteldrucks und des Kraftstoffverbrauches ist es möglich, für verschiedene Betriebspunkte den Reibmitteldruck zu bestimmen. (siehe Glg. 5) Änderungen des effektiven Mitteldrucks infolge von Variationen der Öltemperatur ergeben Änderungen des Reibmitteldruckes.

Der Versuch ist zwar einfach durchführbar, er berücksichtigt jedoch nicht, dass Nebenaggregate temperaturunabhängig arbeiten und von Änderungen in der Öltemperatur unbeeinflusst bleiben. Die Zähigkeitsmethode wird heute nicht mehr angewandt [3].

#### **2.4.5 Schleppmessung**

Bei der Schleppmessung wird der Motor von einem externen Elektromotor angetrieben und das Schleppmoment gemessen. In der Regel kommt dabei eine Asynchronmaschine zum Einsatz. Aus dem zum Betrieb bei der gewünschten Drehzahl notwendigen Moment ergeben sich Schleppmoment und Schleppleistung.

Um bei der Schleppmessung für betriebsnahe Verhältnisse zu sorgen, wurden Verbrennungsmotoren in der Vergangenheit gefeuert betrieben. Nach dem Einstellen von konstanten Betriebsparametern wurde der gefeuerte Betrieb beendet und der Motor weitergeschleppt.

Heute werden zu diesem Zweck Konditionieranlagen für Kühlmittel und Öl eingesetzt. Dabei kann beliebig lange geschleppt werden und verschiedene Drehzahl- und Temperaturkombinationen angefahren werden. Einen weiteren Vorteil des Einsatzes von Konditionieranlagen stellt das Ausbleiben der zyklischen Verbrennungsschwankungen dar [3].

Ein beliebtes Einsatzgebiet für die Schleppmessung ist die Kombination mit dem Strip-Down-Verfahren. Der Motor wird in verschiedenen Aufbauzuständen geschleppt, d.h. zwischen mehreren Messschritten wird er stufenweise demontiert. Die Differenzen der verschiedenen Schleppmomente lassen auf die Reibungsanteile einzelner Motorcomponenten schließen [1].

Den Vorteilen und Möglichkeiten der Schleppmessung stehen einige Nachteile gegenüber. Einerseits können beim Schleppen nicht verschiedene Lastpunkte angefahren werden. Eine Ermittlung der Reibleistung ist daher nur in Abhängigkeit von der Drehzahl, nicht aber von der Last möglich. Andererseits werden auch bei der Schleppmessung die Ladungswechsel- und Wärmeverluste der Reibung zugerechnet, obwohl diese definitionsgemäß nicht zur Reibleistung zählen. Darüber hinaus entstehen durch das Ausbleiben von Verbrennungstemperatur und -druck Abweichungen von betriebsnahen Verhältnissen [3].

### 2.4.6 Indizierverfahren

Beim Indizierverfahren wird im gefeuerten oder im geschleppten Betrieb eine Zylinderdruckmessung durchgeführt. Der Druckverlauf über dem Kurbelwinkel ergibt, wie in Glg. 6 beschrieben, die indizierte Arbeit. Misst man das an der Kurbelwelle abgegebene Moment und berechnet daraus die effektive Arbeit  $W_e$ , erhält man aus Bildung der Differenz mit  $W_i$  die Reibarbeit  $W_r$ . Die Reibarbeit bezogen auf das Hubvolumen ergibt wiederum den Reibmitteldruck.

$$p_r = \frac{W_r}{V_h} \quad \text{Glg. 11 [3]}$$

Dieses Verfahren ist die einzige Methode die der Definition nach eine exakte Bestimmung der mechanischen Verluste zulässt. Außerdem können beliebige Betriebspunkte angefahren werden, welche durch den gefeuerten Betrieb reale Betriebsbedingungen widerspiegeln.

Allerdings liefert die Indiziermethode nur eine Summenbewertung des Motors und keine Einzelreibungen verschiedener Baugruppen und Nebenaggregate. Zyklische Verbrennungsschwankungen bedingen, dass jeder Zyklus indiziert werden muss. Um bei Mehrzylindermotoren die Unterschiede zwischen einzelnen Zylindern zu berücksichtigen, müssen alle Zylinder indiziert werden (Vollindizierung) [3].

Die Schleppmessung in Kombination mit dem Strip-Down-Verfahren und das Indizierverfahren sind die heutzutage am häufigsten angewandten Verfahren zur Ermittlung der Reibverluste beziehungsweise der Reibleistung.



### 3 Prüfstandsaufbau Serienfahrzeugsmotor

Der Versuchsträger Audi EA888 2.0l TFSI wurde einem Serienfahrzeug (Audi A5) entnommen. Da seitens des Herstellers kein Support vorhanden war, stellte der Prüfstandsbetrieb eine besondere Herausforderung dar. Im Gegensatz zum BMW-Versuchsträger, wo man einerseits einen prüfstandsbereiten Motor zur Verfügung hatte, andererseits aber auch Zugriff auf Messdaten und Einstellungen der Motorsteuerung, musste man beim EA888 der Motor aus dem Fahrzeug entnommen und für den Prüfstandsbetrieb tüchtig gemacht werden.

Wesentliche Punkte dabei waren:

- Motor- und Getriebeausbau und Aufbau am Prüfstand
- Adaption der Messstellen (Druck, Temperatur, Emissionen, usw.)
- Verlängerung des Kabelbaumes
- Überbrückung von Sensoren im Fahrzeug

#### 3.1 Basisdaten Motor

Der Vergleichsmotor für den Wettbewerbsvergleich, der dieser Studie zugrunde liegt war der EA888 2.0l TFSI. Er wird serienmäßig in den Fahrzeugtypen A4, A5, Q3, Q5 und TT verbaut. Für den Vergleich wurde ein Serienfahrzeug angeschafft und der Motor in den Prüfstandsaufbau integriert.



Abbildung 5: Ausbau EA888

Der Versuchsträger war ein Vierzylinder Ottomotor mit Direkteinspritzung und Turboaufladung. Die Ventile werden über Rollenschlepphebel betätigt. Dies dient einerseits der Reibungsverminderung, andererseits werden die Rollenschlepphebel auf der zweiten Seite mit Hydrostößeln abgestützt, um Veränderungen im Ventilspiel auszugleichen. An der Einlassnockenwelle besteht die Möglichkeit einer Verstellung der Phasenlage. Auslassseitig ist das Audi Valvelift System AVS verbaut. Dabei kann last- und drehzahlabhängig zwischen zwei Auslassnockengeometrien geschaltet werden. (Kapitel 3.1.1) Die Einlasskanäle sind mit  $30^\circ$  geneigt.  $22,5^\circ$  zu den Einlasskanälen geneigt liegen die Hochdruckeinspritzventile. Diese werden von einer Hochdruckpumpe bei bis zu 155 bar mit Kraftstoff versorgt. Der Abgaskrümmter wurde als Gussteil realisiert. Direkt auf die Turbine folgend ist im Abgastrakt ein Dreiwegekatalysator positioniert. An beiden Seiten der Zylinder sind die Ausgleichswellen für den Massenausgleich angeordnet [13].

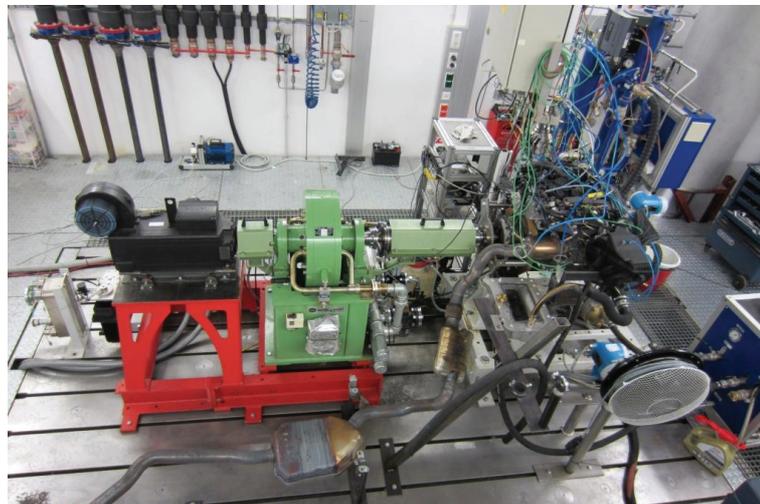


Abbildung 6: Prüfstands Aufbau EA888

**Eckdaten EA888 [12]**

<b>Parameter</b>	<b>Wert</b>	<b>Einheit</b>
Hubraum	1984	cm <sup>3</sup>
Zylinderzahl	4	-
Ventile pro Zylinder	4	-
Zylinderabstand	88	mm
Bohrung	82.5	mm
Hub	92.8	mm
Verdichtung	9.6	-
Leistung	155 / 4500-6200	kW bei min <sup>-1</sup>
Maximales Drehmoment	350 / 1500-4200	Nm bei min <sup>-1</sup>
Spezifische Leistung	77,5	kW/l
Abgasklasse	EU 5	-

**3.1.1 Audi Valvelift System**

Eine Besonderheit des EA888 stellt das Audi Valvelift System (AVS) dar. Im Gegensatz zu den 2.8l FSI-Motoren, wo durch eine Variabilität am Einlass eine Entdrosselung angestrebt wurde, wird beim 2.0l TFSI eine verstellbare Phasenlage am Einlass und eine Variabilität am Auslass realisiert. Dies soll im Hochlastbetrieb bei Drehzahlen bis 3000 min<sup>-1</sup> ein Übersprechen zwischen den Zylindern während der Auslassphase verhindern.

Das System erlaubt ein Umschalten zwischen zwei Nockenkonturen. In Bereichen niedriger Drehzahl und hoher Last wird von der Standard-Nockenkontur auf eine reduzierte Kontur umgeschaltet. Sie stellt ein Öffnungsevent von etwa 180°KW mit reduziertem Auslassventilhub dar. Zusätzlich wird der Einlass in Richtung früh verstellt. Einlassbeginn ist dabei deutlich vor OT. Dadurch lässt sich eine auslasseitige Trennung der einzelnen Zylinder erzielen.

Infolge des reduzierten Auslassventilhubes und der verkürzten Auslasszeit stellt sich im Drehzahlbereich oberhalb von 3000 min<sup>-1</sup> ein signifikanter Anstieg der Ladungswechselperluste ein. Das AVS schaltet in diesem Bereich auf die lange Nockenkontur um, die ein Öffnungsevent von etwa 215 °KW darstellt. Auch der Einlass wird wieder Richtung spät verstellt, er beginnt dabei knapp vor OT [13].

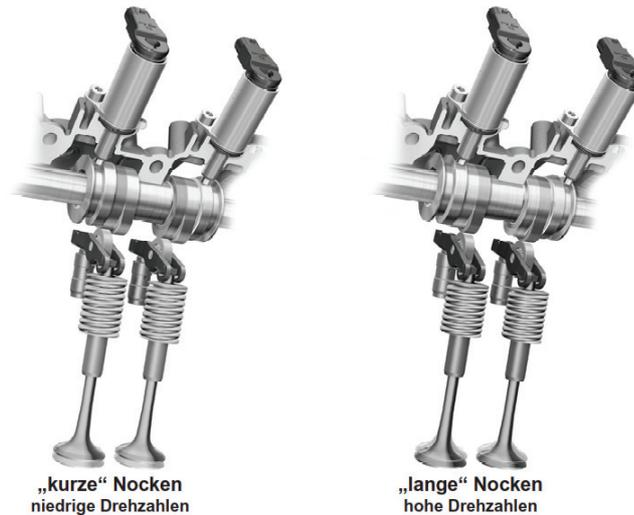


Abbildung 7: AVS-Nockengeometrien [13]

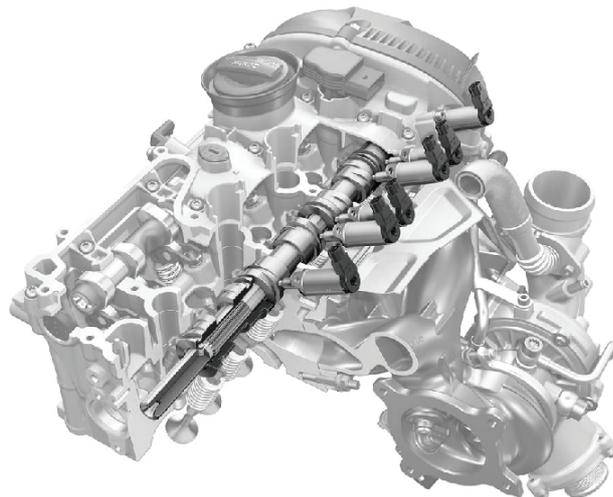


Abbildung 8: AVS-Aufbau [13]

In Abbildung 7 werden die Stellemente des Systems für einen Zylinder dargestellt. Die linke Seite des Bildes zeigt die Einstellung für kurzen Ventilhub und kurze Öffnungszeit. Ein über ein elektromagnetisches Stellement betätigter Schieber durchfährt eine Schnecke an der Nockenwelle und stellt damit auf die lange Nocken-geometrie um (rechte Bildseite). Ein zweites Stellement ermöglicht wiederum ein Einstellen der kurzen Nockenwellengeometrie.

Abbildung 8 zeigt einen Teil der Auslassnockenwelle verbaut im Motor. Der Schnitt durch Teile der Auslassnocken verdeutlicht die Funktionsweise des Mechanismus. Die Momentenübertragung erfolgt über eine Keilverzahnung. Pro Zylinder (zwei Auslass-ventile) ist je ein Stellement zum Einstellen der kurzen und der langen Nocken-geometrie erforderlich.

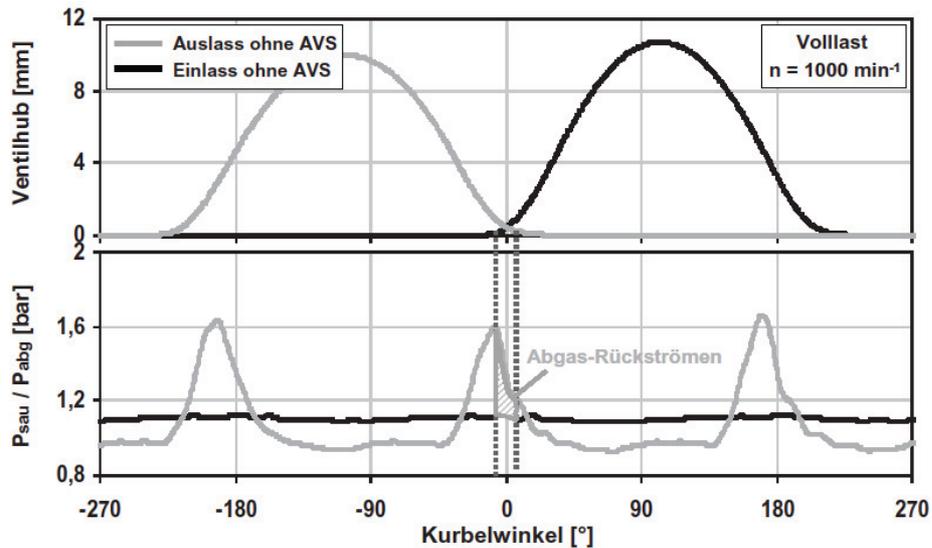


Abbildung 9: Ventilhub ohne AVS [13]

Abbildung 9 zeigt den Ladungswechsel bei regulärem Ventilhub bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  und Vollastbetrieb. Hier wird deutlich, dass während der Ventilüberschneidungsphase ein Abgasstoß vom in der Zündreihenfolge zuvor angeordneten Zylinder Abgas zurück in den Brennraum und bis in den Ansaugtrakt schiebt. Beim nächsten Ansaugvorgang wird dieses Restgas wieder aus dem Ansaugtrakt in den Brennraum transportiert und reduziert damit die Frischgasfüllung. Die Folge ist einerseits erhöhte Temperatur in der Zylinderladung mit gesteigerter Klopfneigung und einer daraus folgenden Verschlechterung im Wirkungsgrad durch die Notwendigkeit, die Verbrennungslage zurück zu verschieben. Andererseits führen die Reduktion der Zylinderfüllung und die Verschlechterung im Wirkungsgrad zu einem reduzierten Drehmoment. Um diesen Effekten entgegen zu wirken stellt das AVS bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten auf die kurze Nockengeometrie [13].

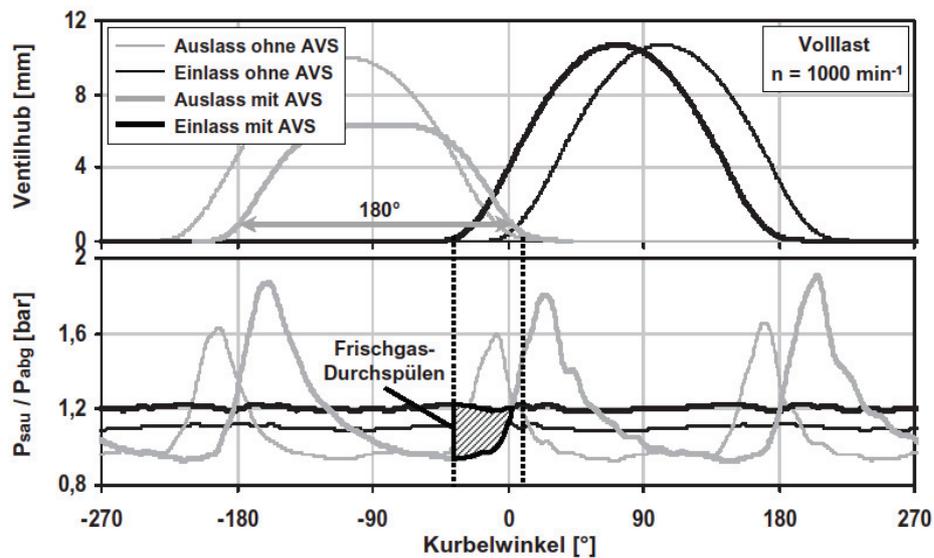


Abbildung 10: Ventilhub mit AVS [13]

Abbildung 10 stellt denselben Lastpunkt im Betrieb mit kürzerer Nockengeometrie dar. Der Auslassschluss entspricht dem des Normalbetriebes, der Ventilhub ist jedoch reduziert bzw. die Auslasszeit auf  $180^\circ$  KW reduziert. Da auch die Phasenlage des Einlassevents in Richtung früh verschoben wird, ergibt sich eine größere Ventilüberschneidungsphase zu einem früheren Zeitpunkt. Es ergibt sich ein Druckgefälle in Richtung des Auslasses. Dadurch wird mehr Restgas aus dem Zylinder gespült, es gelangt sogar Frischgas bis in die Abgaskanäle.

Dies bewirkt eine Steigerung der Zylinderfüllung. Weiters folgt der niedrigeren Ladungstemperatur im Brennraum eine reduzierte Klopfneigung, was wiederum eine Verschiebung der Verbrennungslage in Richtung des Wirkungsgradoptimums ermöglicht. Zusätzlich bewirkt die Spülung mit Frischgas einen erhöhten Massenstrom und erhöhte Enthalpie auf die Turbine des Abgasturboladers. Es steigt die Turbinenleistung und in der Folge auch Ladedruck und Frischgasmenge im Zylinder.

Der beschriebene Spülvorgang in der Ventilüberschneidungsphase lässt sich nur mit Einsatz von Direkteinspritzung realisieren. Im Falle einer Saugrohreinjection würde in der Überschneidungsphase unverbrannter Kraftstoff in den Abgastrakt gespült und damit Verbrauch und Kohlenwasserstoffemissionen erhöht [13].

Im Laufe der Inbetriebnahme des EA888 mussten verschiedene Maßnahmen ergriffen werden um für einen Betrieb des AVS von der Motorsteuerung eine Freigabe zu erhalten. Aus dem Vergleich von Messungen, die mit und ohne den Einsatz des AVS durchgeführt wurden, wird die Funktion des Systems deutlich.

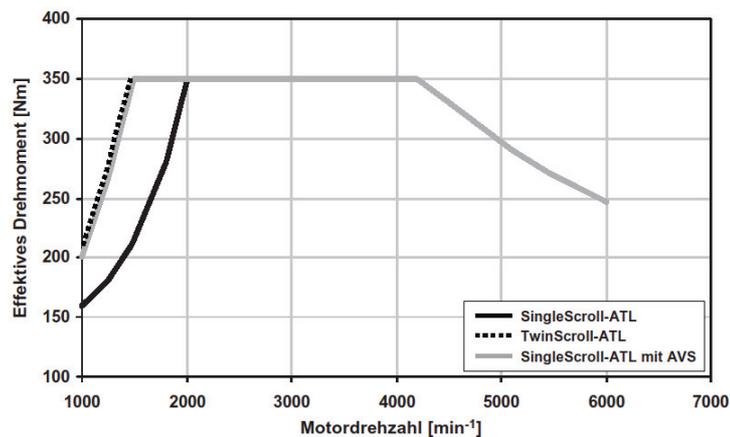


Abbildung 11: Potentiale von AVS und Twinscroll [13]

Abbildung 11 zeigt einen Kennfeldvergleich der Betriebsmodi mit und ohne freigegebenes AVS beziehungsweise mit der Twinscroll-Lösung, wie sie beim N20 zum Einsatz kommt. (Siehe Kapitel 4.1.2) Es zeigt sich, dass die von Audi angegebene Erweiterung des maximalen Drehmomentes auf niedrigere Drehzahlen realisierbar ist. Das Drehmoment von 350 Nm ist ab einer Drehzahl von 1500 min<sup>-1</sup> darstellbar.

### 3.1.2 Ladungsbewegungsklappe

Der EA888 ist mit Ladungsbewegungsklappen ausgestattet. Diese fügen der Tumble-Bewegung eine Drallbewegung hinzu. Der Drall in der Ladungsbewegung hat eine stabilere Verbrennung zur Folge und erlaubt dadurch späte Zündzeitpunkte und große Ventilüberschneidungen. Eingesetzt werden die Ladungsbewegungsklappen bis zum mittleren Drehzahlbereich und beim Kaltstart [12].

## 3.2 Prüfstands Aufbau

### 3.2.1 Antrieb und Bremse

Der Motorenprüfstand auf dem der Aufbau beider Versuchsträger realisiert wurde bestand zum einen aus dem aufgebauten Verbrennungsmotor und zum anderen aus einer Leistungsbremse. Diese ist zusätzlich mit einer Asynchronmaschine gekoppelt. Dieser Tandemaufbau von KS-Engineers wird von einer Tandemsteuerung gesteuert und überwacht. Es ergibt sich die Möglichkeit, im regulären Prüfstandsbetrieb beliebige Last-/Drehzahlkombinationen anzufahren, den Motor andererseits aber auch geschleppt zu betreiben. Die Asynchronmaschine der Marke Lenze ist in der Lage, Versuchsträger auf ihre maximale Drehzahl zu schleppen. Außerdem unterstützt sie - im Rahmen des im Generatorbetrieb möglichen Drehmomentes - die Wirbelstrom-

bremse im gefeuerten Prüfstandsbetrieb. [4] Sie hat in beide Drehrichtungen die Möglichkeit zu schleppen und zu bremsen und leistet maximal 38,4 kW. Maximal zulässiges Moment der Maschine sind 500 Nm, wobei sie die Wirbelstrombremse dauerhaft nur mit 125 Nm unterstützen kann [9]. Die wassergekühlte Wirbelstrombremse von Borghi und Saveri stellt die Leistungsbremse des Tandembetriebes dar. Sie leistet maximal 190kW, hat eine Grenzdrehzahl von 12000 min<sup>-1</sup> und erreicht ein maximales Moment von 610 Nm [12].

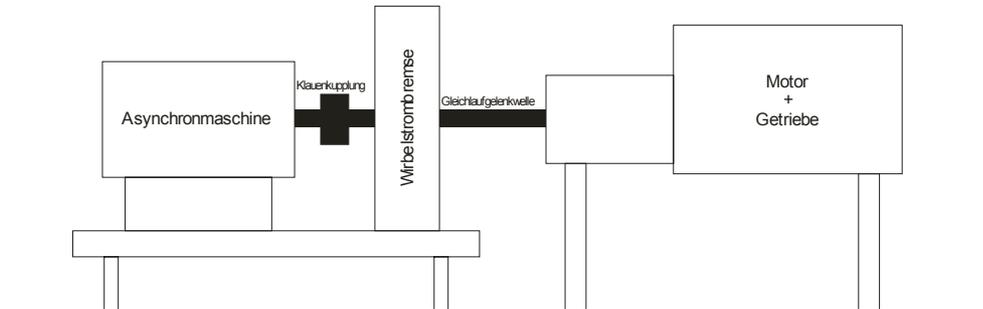


Abbildung 12: Schema Tandemaufbau

E-Maschine und Wirbelstrombremse sind durch eine elastische Klauenkupplung verbunden, die weitere Verbindung mit dem Verbrennungsmotor wurde durch eine Gleichlaufgelenkwelle realisiert. Zur Messung des Drehmomentes ist ein Drehmomentaufnehmer zwischen Versuchsträger und Wirbelstrombremse verbaut [4].

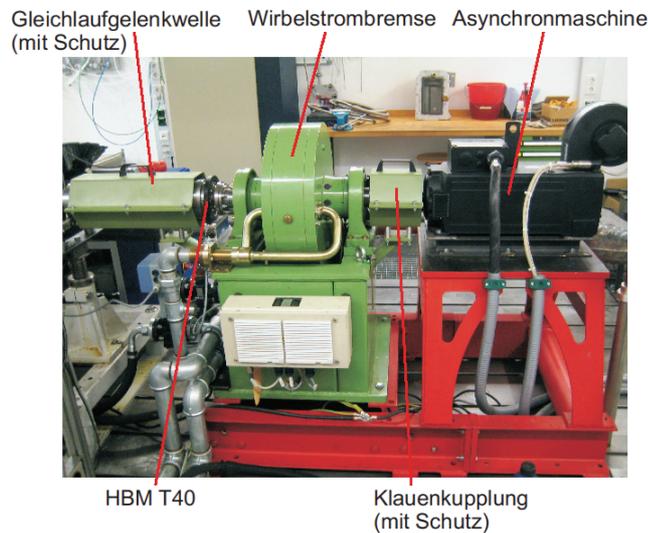


Abbildung 13: Tandemaufbau

### 3.2.2 Betriebsmittelkonditionierung

#### Kühlmittel

Zur Kühlmittelkonditionierung kam ein „AVL Coolant Conditioning System“ Typ 553 zum Einsatz. Das System versorgt den Motor mit Kühlmittel an jenen Anschlüssen die im Serienbetrieb in den Kühler münden. Das Kühlmittel im System wird entweder durch die Kühlmittelpumpe des Motors oder auch durch eine in die Konditionieranlage integrierte Pumpe gefördert. Letztere kann bei Bedarf zugeschaltet werden. Über die am Prüfstand bereitgestellte Haustechnik wird Kühlwasser in einen Wärmetauscher in die Konditionieranlage gepumpt und damit der gewünschte Teil der Motorenwärme abgeführt. Im Schleppbetrieb, wie etwa beim Strip-Down-Versuch, fehlt die Verbrennungswärme. Um in dieser Betriebsart Motortemperaturen die einem realen Betrieb entsprechen zu erzeugen, kann die gewünschte Kühlmitteltemperatur mit einer in die Anlage verbauten elektrischen Heizung dargestellt werden. Im System der Kühlmittel-Konditionieranlage befinden sich etwa 15 Liter Wasser.

Druck- und Temperatursensoren überwachen Kühlmitteldruck und -temperatur. Bei Überschreitungen der festgelegten Grenzwerte kommt es aus Bauteilschutzgründen automatisch nach einer Warnung zu einem Not-Aus des Motors.



Abbildung 14: Kühlmittel-Konditionieranlage

#### Ladeluft

Zur Konditionierung der Ladeluft wurde ein Kühler der Firma „Bowman“ verwendet. Das Prinzip ist ähnlich dem der Kühlmittelkonditionieranlage. Die Ladeluftkühlung ist nach dem Verdichter geschaltet und wird in einem Wärmetauscher mit Kühlwasser der Haustechnik gekühlt. Druck- und Temperatursensoren vor und nach der Konditionieranlage versorgen die Regelung mit Daten.

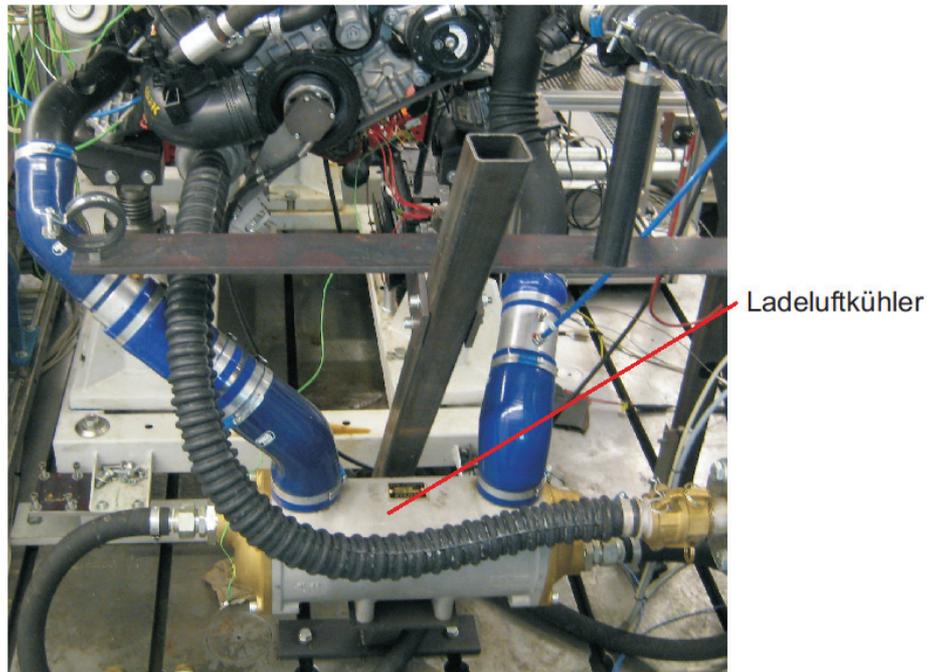


Abbildung 15: Ladeluftkühlung beim N20

#### Öl

Eine Konditionierung des Motoröles erfolgte nur bei den Schlepptests. Da im geschleppten Betrieb die Verbrennungswärme fehlt, der Versuch jedoch mit möglichst realitätsgetreuen Verhältnissen dargestellt werden soll, ist eine Konditionierung des Motoröles unerlässlich. Dies wurde mit einem „AVL Oil Conditioning System“ Typ 554 realisiert. Das System speist den Verbrennungsmotor (Aufbauzustand Gesamtmotor) mit Öl direkt an der Ölwanne. In der Konditionieranlage werden mit elektrischer Heizung die geforderten Öltemperaturen erzielt. Im Kreislauf der Öl-Konditionieranlage befinden sich etwa 20 Liter Öl. Für diese Massen über die Konditionieranlagen vorgegebene Temperaturen einzustellen, ist zeitaufwändig. Zusätzlich beeinflussen sich die Temperaturen von Öl und Kühlwasser gegenseitig stark. Aufgrund der großen Massen und der beschriebenen Wechselwirkung sind hier lange Einschwingzeiten von bis zu 30 Minuten zu berücksichtigen.



Abbildung 16: Öl-Konditionieranlage

#### 3.2.3 Kraftstoffversorgung

Für den gefeuerten Betrieb beider Versuchsträger ist eine Kraftstoffversorgung (in diesem Fall mit Benzin) erforderlich. Eine Kraftstoffpumpe fördert haustechnikseitig Benzin, zum Motor. Dabei wird der Kraftstoff auf einen Vorförderdruck von 3 bar gebracht und nach der Verdichtung zur Kühlung durch einen Wärmetauscher gefördert. Der Kraftstoffmassenstrom wird durch ein Massenstrom-Messgerät, das nach dem Coriolis-Prinzip arbeitet, gemessen. Mit diesem Messwert kann der Kraftstoffverbrauch ermittelt werden [4].

#### 3.2.4 Indizierung

Zur Erfassung des Zylinderdruckes im Brennraum wurden im Zylinderkopf der untersuchten Motoren Bohrungen für Drucksensoren eingearbeitet. Als Drucksensoren kamen Quarz-Drucksensoren vom Typ 6041A der Firma Kistler zum Einsatz. Die Sensoren sind für einen Messbereich von 0-150 bar kalibriert und liefern kurbelwinkel aufgelöst den Druckverlauf in den einzelnen Zylindern. Die Datenverarbeitung erfolgt an einem eigenen Indizier-Rechner über die Software AVL IndiCom. Über die Indizierung lassen sich auch weitere Signale, wie zum Beispiel jenes von Strommessungen, integrieren. So können beispielsweise Einspritz- oder Zündsignale in ihrer korrekten Position über dem Kurbelwinkel dargestellt werden [4].



Abbildung 17: Prüfstandswarte

Im Saugrohr und im Abgaskrümmen wurden noch zwei weitere Drucksensoren von Kistler montiert. Für diese Niederdruckindizierung kamen Sensoren des Typs 4045A zur Verwendung [12].

Bis auf den Sensor im Ansaugtrakt wurden sämtliche Sensoren wassergekühlt. Eine Quarkühlung war für die Versorgung der Kühlkanäle mit gekühltem Wasser verantwortlich.



Abbildung 18: Kistler 6041A [8]



Abbildung 19: Kistler 4045A [8]

Um Totpunktfehler auszuschließen wurde bei beiden Versuchsträgern in regelmäßigen Abständen eine OT-Einpassung durchgeführt. Einerseits ist dies durch eine kapazitive Einpassung möglich, bei der ein kapazitiver Distanzsensor (in den Kerzenschacht eingeschraubt) im Schleppbetrieb den geringsten Kolbenabstand (OT) einem Kurbelwinkel zuordnet. Andererseits ist eine OT-Einpassung über einen thermodynamischen Verlustwinkel möglich. Sie kam im Laufe des Projektes vorwiegend zum Einsatz. Dabei wird im Betrieb die Einspritzung ausgeschaltet, die Drosselklappe auf 100% Öffnung gestellt beziehungsweise bei der BMW-Valvetronic maximaler Ventilhub eingestellt um eine ausgeprägte Druckkurve zu erhalten. Aus dieser Druckkurve des Schleppbetriebes lässt sich der obere Totpunkt ablesen, der, korrigiert um einen thermodynamischen Verlustwinkel (Erfahrungswert), für die Indizierung weiter verwendet werden kann. (Kapitel 3.1 und 4.1)

### 3.2.5 Luftmassenmessung

Zur Messung des Ansaugluftmassenstromes kam zum Teil ein thermischer Heißfilm-Anemometer „Sensyflow FMT700-P“ von ABB zum Einsatz. Der Sensor erlaubt eine direkte Messung des Massendurchflusses der Ansaugluft und ist somit unabhängig von Druck- und Temperatureinflüssen. Das System ermöglicht aufgrund seiner kurzen Ansprechzeit auch dynamische Messungen, beispielsweise schnelle Lastwechsel [4].

Dieser Aufbau zur Messung des Luftmassenstromes wurde allerdings nur in einer frühen Phase des Projektes eingesetzt. In der Verlängerung der Saugstrecke ist ein Luftfilter verbaut. Bei hohen Last-Drehzahl-Kombinationen (hoher Luftmassendurchsatz) bewirkt dieser einen Druckverlust der Ansaugluft, der zur Folge hatte, dass die vom Hersteller angegebenen Momente und Leistungen an der Volllastlinie nicht erreicht wurden. Nach Abbau der verlängerten Saugstrecke konnten die Herstellerangaben am Prüfstand wieder dargestellt werden.

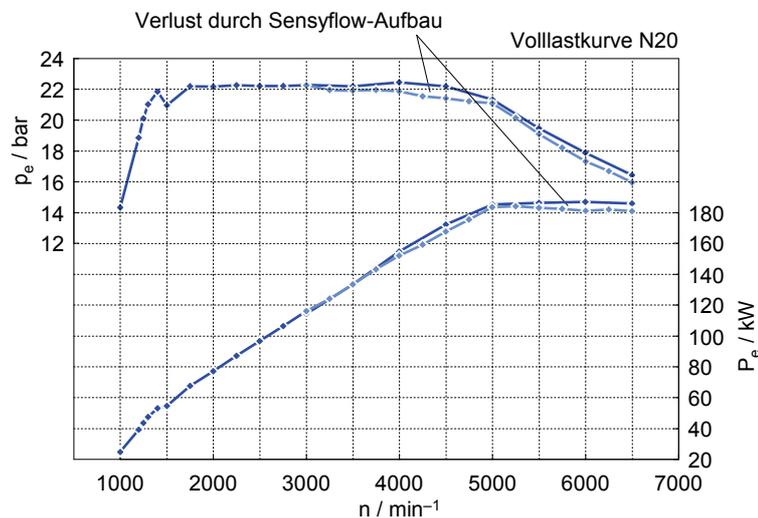


Abbildung 20: Volllastkurve N20

Die dargestellten Kurven zeigen die Volllastkurven des N20 mit und ohne Sensyflow-Aufbau. Die hellblaue Kurve zeigt den Einflussbereich der verlängerten Saugstrecke. Ab einer Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  ergeben sich aufgrund des erhöhten Luftdurchsatzes Verluste beim Sensyflow-Aufbau. Der Unterschied zeigt, dass auch nur geringe Druckverluste vor dem Verdichter großen Einfluss auf Moment und Leistung haben können.

Das beschriebene Phänomen verdeutlicht, wie wichtig bei einem Vergleich zweier Motoren gleiche Konfigurationen sind. Bereits kleine Unterschiede in Messstellenpositionen können zu großen und teilweise unerkannten Verzerrungen der Messergebnisse führen. Andererseits zeigt sich dabei auch die Schwierigkeit, zwei ähnliche aber nicht exakt baugleiche Motoren einander gegenüberzustellen.

### 3.2.6 Druck- und Temperaturmesstechnik

An verschiedenen Positionen des Motors wurden Drücke und Temperaturen gemessen und von der Prüfstandssteuerung übernommen. Im Prüfraum über dem Verbrennungsmotor befindet sich die Sensorbox. Darin befinden sich die Analog-/Digitalwandler für langsame Messdaten. Die aufbereiteten langsamen Messdaten werden über ein Bus-System von der Prüfstandssteuerung übernommen.

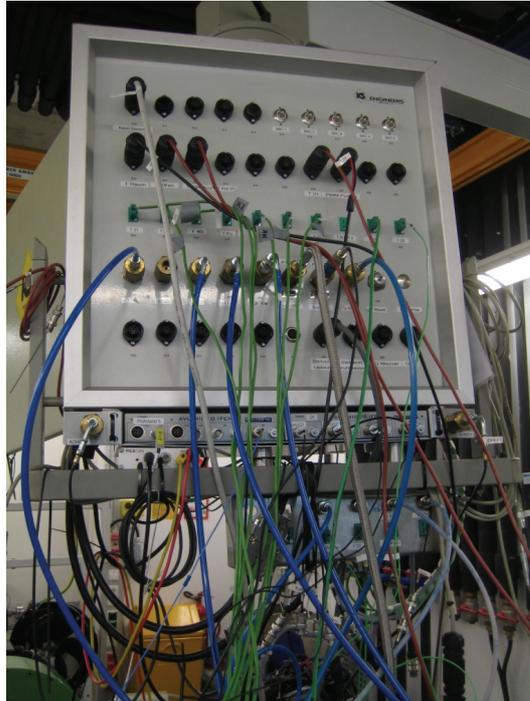


Abbildung 21: Sensorbox am Prüfstand

Ausgewählte Messwerte können auch dazu eingesetzt werden, die Funktionen des Motors zu überwachen und zu schützen. Beispielsweise können für Öldruck, Kühlmitteldruck und Kühlmitteltemperatur oder Abgastemperaturen Schutzfunktionen programmiert werden, die beim Über- beziehungsweise Unterschreiten dieser Grenzwerte zuerst eine Warnung ausgeben und bei weiterer Überschreitung einen Not-Stop des Systems auslösen [4].

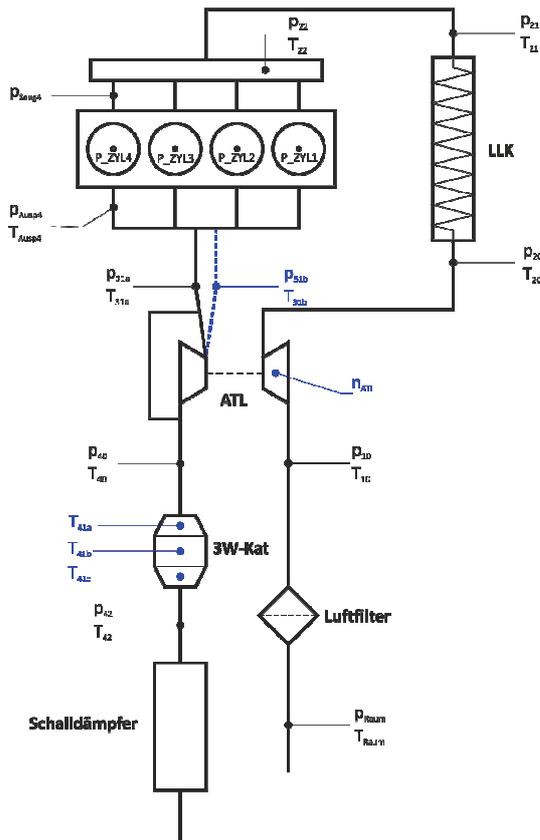


Abbildung 22: Sensoranordnung N20 und EA888

Abbildung 22 zeigt schematisch die Anordnung und Nummerierung der Druck- und Temperatursensoren. Sensoren mit erster Indexstelle eins befinden sich in der Saugstrecke vor dem Verdichter, jene mit Indexstelle zwei nach dem Verdichter. Messstellen nach dem Brennraum und vor der Turbine beginnen mit drei und nach der Turbine mit Indexstelle vier. Die Messanordnung des EA888 ist in schwarz gehalten, die blauen Ergänzungen repräsentieren die zusätzlichen Messstellen am N20.

Zur Temperaturmessung wurden zwei Typen von Sensoren eingesetzt. Einerseits wurde mit Mantel-Widerstandstemperatursensoren (Pt100) gemessen, die mit hoher Genauigkeit über einen Strömungsquerschnitt die Temperatur mitteln können und in der verwendeten Ausführung einen Temperaturbereich von  $-200\text{ °}$  bis  $600\text{ °C}$  abdecken. Andererseits kamen NiCr-Ni-Thermoelemente zum Einsatz, die sich durch eine hohe Temperaturbeständigkeit auszeichnen und auch im Abgasbereich, wo mit Temperaturen bis zu  $1000\text{ °C}$  zu rechnen ist, verwendbar sind [4].

### 3.2.7 Abgasanalyse

Um Aussagen über die Abgaszusammensetzung treffen zu können, wurde ein AVL-Abgasanalyse-System eingesetzt. Das System gibt Auskunft über die Anteile von  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$  und  $\text{HC}$  im Abgas. Man hat dabei die Möglichkeit, sowohl vor als auch nach dem Katalysator zu messen.

Phasenweise wurde zur Bestimmung der Filter Smoke Number auch ein AVL-Smoke-Meter eingesetzt. Es bestimmt über die Schwärzung eines Filterpapierstreifens den Rauchwert im Abgas [4].



Abbildung 23: Abgasanalysegerät AVL CEB

## 3.3 Motormechanik

Um die erforderlichen Messungen für den Betrieb eines Motors am Motorenprüfstand durchführen zu können, müssen in der Regel mehrere Voraussetzungen erfüllt sein. In vielen Fällen müssen Messstellen für Druck und Temperatur erst verbaut werden. Im speziellen Fall des Audi-Versuchsträgers musste weiters ein Zylinderkopf präpariert werden um eine Zylinderdruckindizierung zu ermöglichen.

Auf die beiden größten mechanischen Adaptionen, den genannten Zylinderkopf und auf die Zweimassenschwingeinheit wird im Folgenden genauer eingegangen.

### 3.3.1 Getriebe

Das Seriengetriebe des EA888 war aufgrund der Frontantriebsarchitektur nicht einsetzbar. Der Vergleichsmotor von BMW war mit einem Prüfstandsgetriebe (keine Momenten- und Drehzahländerung, direkter Durchtrieb) mit integriertem Zweimassenschwung zur Drehschwingungsdämpfung ausgestattet.

Im ersten Versuchsaufbau wurde der Audi-Motor ohne Getriebe und Zweimassenschwungrad in Betrieb genommen. Die auftretenden Drehschwingungen wurden somit

ungehindert auf die Leistungsbremse übertragen. Der dort integrierte Regler reagiert auf Momentenschwankungen des Motors mit entsprechenden Änderungen von Gaspedalwert und Bremsmoment. Diese erhöhten Lastschwankungen regen sich gegenseitig an (steigende Amplitude) und machen somit einen konstanten Betrieb unmöglich.

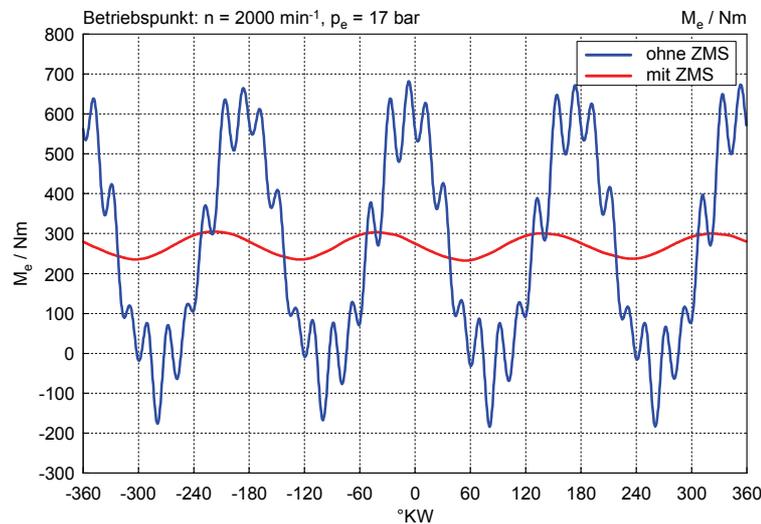


Abbildung 24: Momentenverlauf N20 mit und ohne Zweimassenschwungeinheit

Abbildung 24 zeigt den Vergleich zweier Momentenverläufe über zwei volle Motorumdrehungen. Die rote Kurve stellt das Moment des Motors mit Zweimassenschwungeinheit (ZMS) dar. Die Verbrennung bei jedem der vier Zylinder bewirkt einen Momentenanstieg der gemittelt das Antriebsmoment darstellt. Die blaue Kurve zeigt im Vergleich dazu das Motormoment ohne ZMS. Hier wird die Ungleichmäßigkeit des Antriebes bei gleichem mittleren Moment deutlich.

Um diesem Problem beizukommen, wurde es unerlässlich, die Zweimassenschwungeinheit aus dem Originalgetriebe in den Prüfstands Aufbau zu integrieren. Der ZMS ist im Serienfahrzeug in der Getriebeglocke integriert. Da er ohne das Gehäuse des Seriengetriebes auskragt, wurde zur Abstützung eine Stahlkonstruktion an den Motor angeflanscht.

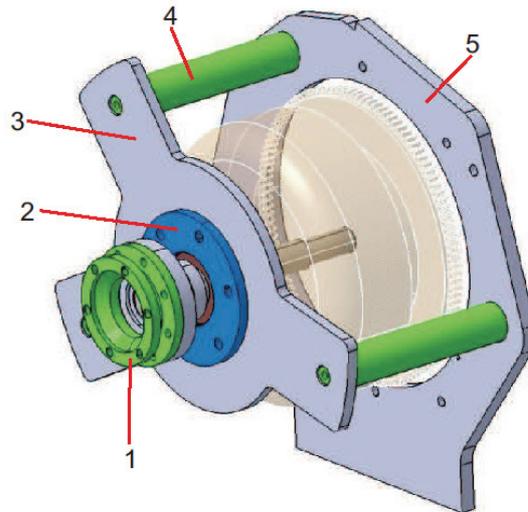


Abbildung 25: CAD-Bild Ausgleichsgetriebe

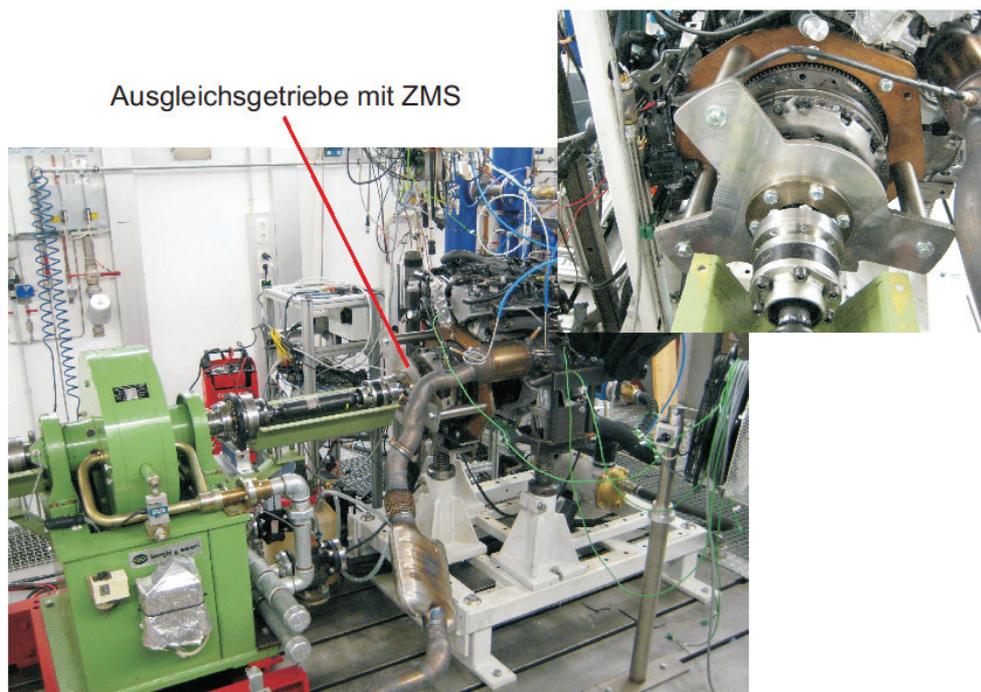


Abbildung 26: Ausgleichsgetriebe am Prüfstand

Herzstück der Konstruktion ist eine 42CrMo-Welle<sup>1</sup>, die das Motormoment von der ZMS-Einheit mit integrierter Kupplung an die Bremse überträgt. Diese Welle stellt in

---

<sup>1</sup> Es wurde ein hochfester Werkstoff verwendet, um für die Keilverzahnung entsprechende Festigkeitswerte gewährleisten zu können. Serienbauteile werden zu diesem Zweck wärme-

der Konstruktion den Ersatz für die Getriebeeingangswelle dar. Sie ist mit einem Rillenkugellager auf der fiktiven Getriebe- beziehungsweise Bremsenseite und einem Nadellager auf der ZMS-Seite gelagert. Die Momentenübertragung erfolgt von der Kupplung (im Prüfstandsbetrieb immer geschlossen) über eine Keilverzahnung auf die Welle. Der Abtrieb von der Welle erfolgt über eine Passfederverbindung auf einen Flansch (1) der wiederum mit einer Gleichlaufgelenkwelle verschraubt ist. Über sie wird das Motormoment auf die Leistungsbremse übertragen. Sitz des Rillenkugellagers ist ein weiterer Flansch (2), eingebettet in ein wasserstrahlgeschnittenes Stahlblech (3). Dieses Bauteil ist über drei Passhülsen (4) mit einem weiteren Stahlblechelement (5) verbunden, das an den Motor angeflanscht ist.

Mit diesem Aufbau war es möglich, den EA888 mit ZMS-Einheit am Prüfstand zu betreiben. Drehschwingungen konnten auf diese Weise ausreichend getilgt und somit ein stationärer Prüfstandsbetrieb gewährleistet werden. (siehe Abbildung 24)

#### **3.3.2 Zylinderkopf**

Zur Ermittlung des indizierten Mitteldruckes ist eine Messung des Druckverlaufes (via Indizierung) in jedem Zylinder notwendig. Aus den Druckverläufen über dem Kurbelwinkel ergibt sich durch den Zusammenhang aus Glg. 6 die innere Arbeit und mit Glg. 7 der indizierte Mitteldruck (Kapitel 2).

Zu diesem Zweck musste der Audi-Serienmotor adaptiert werden. Ein zusätzlich angeschaffter Zylinderkopf wurde parallel zu laufenden Vorfeldmessungen mit Bohrungen für Drucksensoren versehen. Zum Einsatz kamen wassergekühlte Quarzdrucksensoren der Marke Kistler. Diese sind an Piezo-Verstärker von AVL (MicroIFEM) angeschlossen. Das Signal wird dann an das Indiziergerät weitergeleitet und via IndiCom erfasst und visualisiert.

Der N20-Versuchsträger war bereits mit Indizierbohrungen ausgestattet. Beim Zylinderkopf des EA888 erfolgte dieser Eingriff in der institutseigenen Werkstätte. Der N20-Zylinderkopf ermöglicht mit entsprechendem Werkzeug einen Zugang zu den Sensoren von außen. Beim Audi-Motor gehen die Bohrungen durch den Ölraum im Zylinderkopf (Ventilraum). Dies machte eine Abdichtung der Kabel- und Kühlleitungsdurchführung durch den Zylinderkopf beziehungsweise Ventildeckel erforderlich.

---

behandelt. Aus Zeitgründen wurden die notwendigen Festigkeiten über die Werkstoffwahl realisiert.

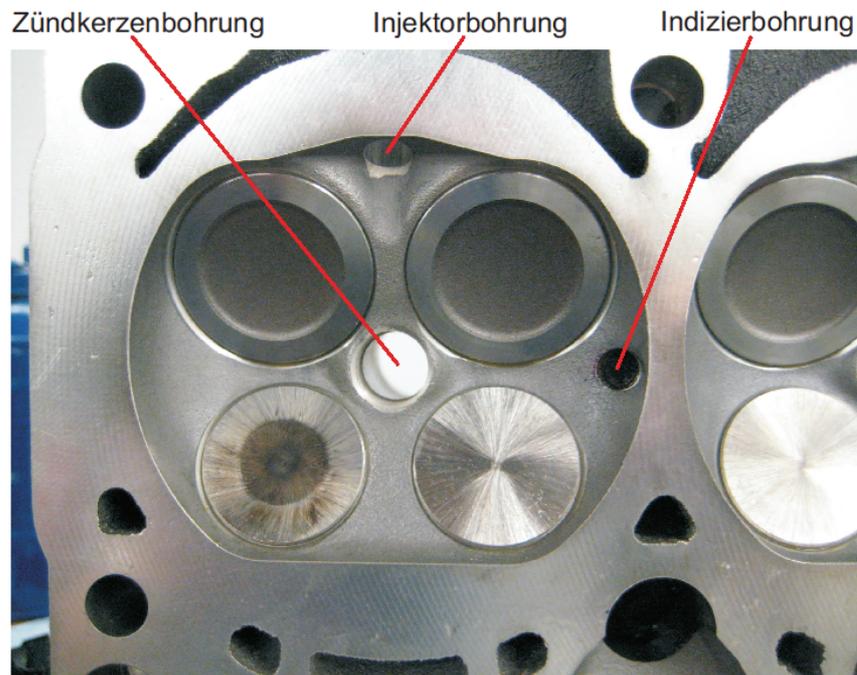


Abbildung 27: Bohrungen im Zylinderkopf des EA888

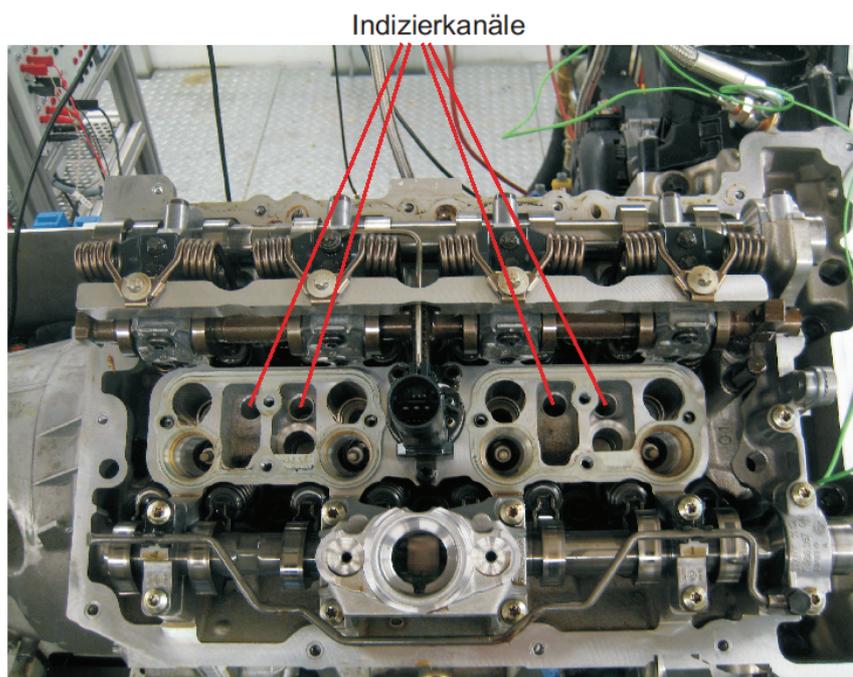


Abbildung 28: Indizierkanäle im Zylinderkopf des N20

Die Bohrungen wurden in der Zylinderlängsmittlebene am Brennraumrand positioniert, um weder Ventile, Zündkerze noch Injektor zu beeinträchtigen. Bedingt durch die Lage der Drucksensoren im Zylinder mussten, wie bereits erwähnt, die Kabel zur Datenübertragung und die Kühlleitungen der einzelnen Sensoren durch den Ventil-

deckel geführt werden. Hier musste mit besonderer Genauigkeit auf das Thema Dichtheit geachtet werden. Einerseits sollte der Durchgang von Kabeln und Kühlschläuchen kein Austreten von Öl durch den Ventildeckel erlauben. Andererseits war es wesentlich, die Sensoren zu verbauen ohne dabei die Kühlschläuche zu verletzen oder abzuziehen. Im Prüfstandsbetrieb wäre im Falle eines Ölaustrittes der Öldruck gefallen und bei Unterschreiten des vorgegebenen Grenzwertes ein Not-Stop die Folge gewesen. Wesentlich schlimmer hätte sich eine undichte Stelle der Kühlleitungen innerhalb des Ölraumes ausgewirkt. In diesem Fall wäre Wasser in den Bauraum des Ventiltriebes gedrungen, hätte sich mit dem Motoröl vermischt und wäre bei normaler Öltemperatur verdampft. Die Folge wäre eine Ölunterversorgung und das Verreiben kritischer Bauteile gewesen, dem ein Not-Stop unter Umständen nicht rechtzeitig entgegenwirken hätte können.

Die Bearbeitung des Zylinderkopfes machte eine Prüfung der Dichtheit erforderlich. Dabei wurden sowohl die Brennräume als auch das Kühlwassersystem mit Pressluft beaufschlagt und der Druckabfall beobachtet.

Im nächsten Schritt wurde der Ventiltrieb verbaut. Der Ventiltrieb bestand zur Gänze aus Neuteilen. Die Nockenwellen wurden als einzige Bauteile aus dem originalen Zylinderkopf eingesetzt.

Abbildung 29 zeigt den Zylinderkopf des EA888 mit ausgebauten Nockenwellen. Zu erkennen sind die Rollenschlepphebel jeweils auf beiden Seiten der Nockenwellenlagerstellen. Die Schlepphebel stützen sich an einer Seite an den Ventilen, an der anderen an hydraulischen Stützelementen ab.

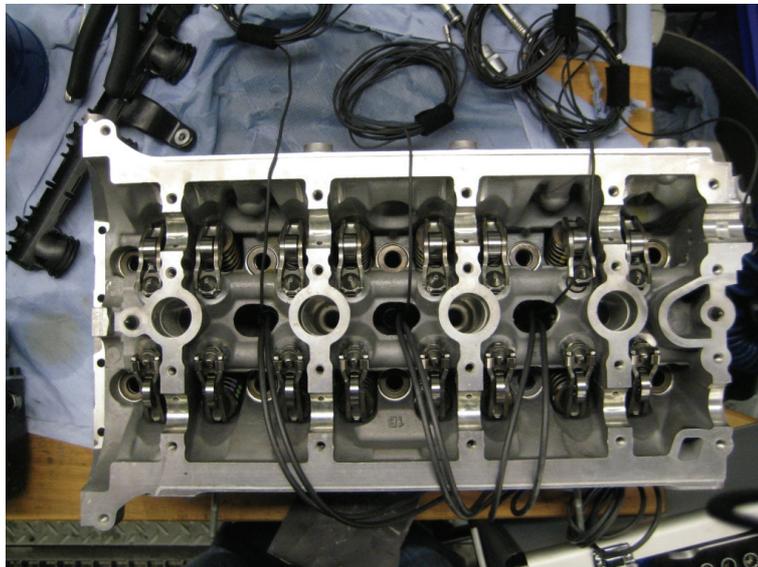


Abbildung 29: Zylinderkopf des EA888 mit Leitungen zur Indizierkühlung

### 3.4 Motorelektrik

Bedingt durch die Projektkonstellation musste der EA888 2.0 TFSI aus einem Serienfahrzeug entnommen und für den Prüfstandsbetrieb adaptiert werden. Da der Motor in einem Serienfahrzeug mit einer Vielzahl von Steuergeräten kommuniziert, stellen sich hier besondere Herausforderungen bei der Realisierung des Prüfstandbetriebes.

Um einen fahrzeugautarken Motorenbetrieb gewährleisten zu können, müssen der Motorsteuerung all jene Signale plausibel geliefert werden, die sie auch im realen Fahrzeugbetrieb vom Fahrzeug erhält.

Um einen aktuellen Serienmotor auf einem Motorprüfstand betreiben zu können, ist eine Kommunikation zwischen Motor und Fahrzeug erforderlich. Besteht seitens des Fahrzeugherstellers kein Support, muss, wie im behandelten Projekt, eine Lösung mittels Verlängerung des Kabelbaumes vom Prüfstand zum Fahrzeug realisiert werden. Eine Möglichkeit, zumindest einen Teil der Motorsteuerungsdaten einzusehen, die sich bei Serienfahrzeugen beinahe immer bietet, ist die Nutzung der Auslese-Software des jeweiligen Herstellers für den Werkstättenbetrieb. Für die Fehlerauslese beim Audi-Motor wurde das Programm VCDS eingesetzt. Es ermöglicht einerseits ein Auslesen von Fehlermeldungen, andererseits aber auch von Messdaten während des Betriebes.

Die Auslesemöglichkeiten beschränken sich nicht auf die Motorsteuerung sondern gelten auch für andere Steuergeräte, wie ABS, ASR, Zentralelektrik, Airbag oder Einparkhilfe.

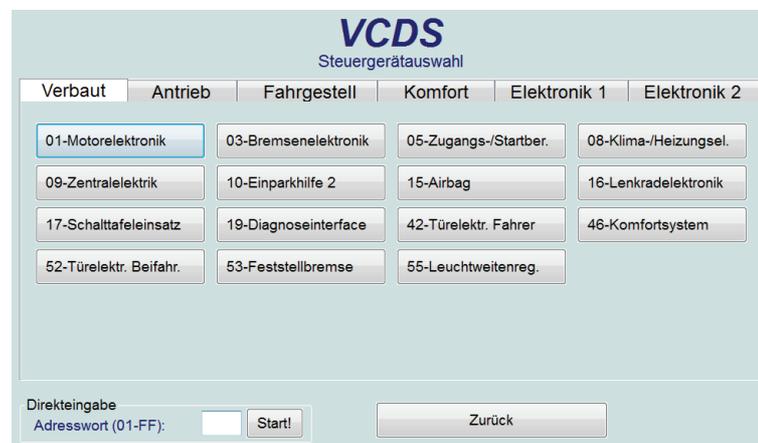


Abbildung 30: VCDS-Steuergeräteauswahl

Mit VCDS kann, meist über das Behandeln von Fehlermeldungen, auf Steuerungsprobleme eingegangen werden. Im Falle des EA888 wurde von einer Minimalkonfiguration ausgegangen. Durch systematisches Behandeln der ausgegebenen Fehlermeldungen wurden schrittweise fehlende Messstellen mit der Motorsteuerung verbunden und damit ein normaler Betrieb des Motors ermöglicht.

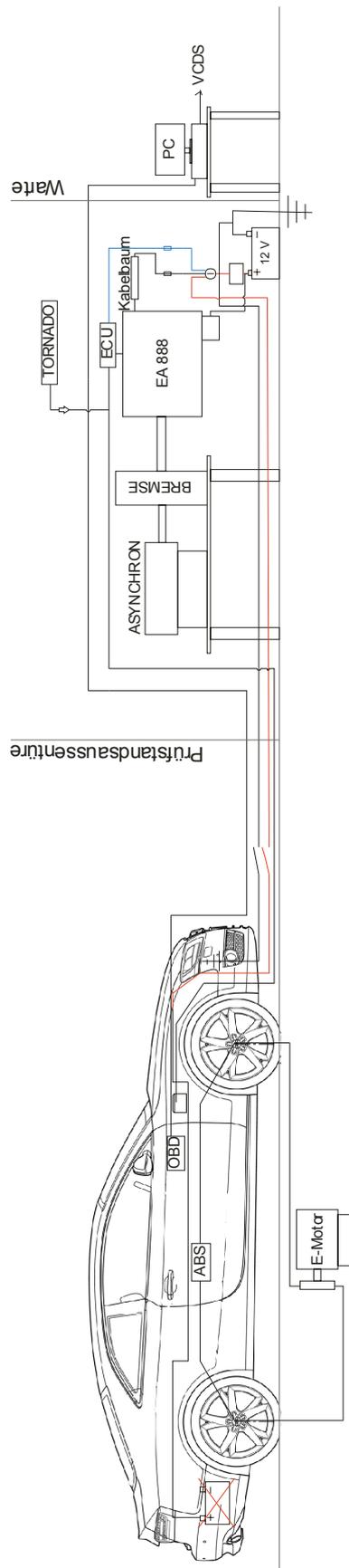


Abbildung 31: Prüfstandskonstellation EA888

Abbildung 31 ist eine schematische Darstellung der Prüfstandskonstellation des EA888-Aufbaues zu sehen. Da einige wesentliche Steuergeräte im Fahrzeug verbaut blieben, wurde der Wagen ohne Motor vor der Prüfstandstür positioniert und mit einer „Nabelschnur“, einem Kabelbündel für Stromversorgung und Messsignale, mit der Prüfstandssteuerung und mit der Motorsteuerung verbunden.

Im Folgenden wird auf die notwendigen Modifikationen eingegangen, mit denen der Audi-Versuchsträger betriebsbereit gemacht wurde.

#### 3.4.1 Spannungsversorgung

Der erste Schritt einer elektrischen Integration des EA888 in den Prüfstandsbetrieb bestand im Aufbau der Spannungsversorgung. Zu diesem Zwecke wurde die Fahrzeugbatterie aus dem Fahrzeug aus- und am Prüfstand aufgebaut. Über ein Trennrelais wurde die Plus-Leitung zum Batterie-Hauptschalter geführt. Ein Trennrelais stellt die Funktion des Prüfstands-Not-Aus sicher. Zum Schutze des Trennrelais wurde einzig der Generator direkt an den Plus-Pol der Batterie geschlossen. Nach dem Batterie-Hauptschalter werden der Motor-Kabelbaum, die Motorsteuerung und die einzelnen Steuergeräte im Fahrzeug mit Strom versorgt. In Abbildung 32 ist dieser Aufbau dargestellt.

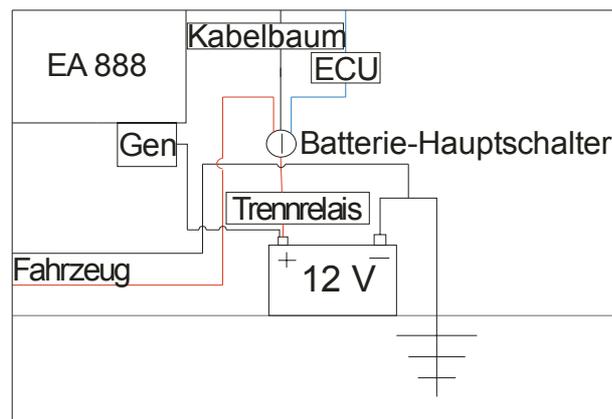


Abbildung 32: Schema Spannungsversorgung EA888 (Detail aus Abbildung 31)

#### 3.4.2 Gaspedal

Um beim Gesamtmotor im Prüfstandsbetrieb verschiedene Lastpunkte anfahren zu können, wurde eine Regelung mit Vorgabe von Drehzahl- und Gaspedalwert ( $n/\alpha$ ) gewählt. Die Prüfstandsregelung regelt über Asynchronmaschine und nötigenfalls Wirbelstrombremse die Drehzahl, über den gewählten Gaspedalwert kann der Motor im geschleppten und im gefeuerten Betrieb gefahren werden. Auf diese Weise kann man bei vorgegebener Drehzahl verschiedene Mitteldrücke bzw. Motormomente einstellen.

Für die Adaption des Audi-Serienmotors mussten erst die den Pedalwerten zugeordneten Ausgangssignale ermittelt werden. Zu diesem Zweck wurde das Gaspedal aus dem Fahrzeug ausgebaut. Die zwei verbauten Hallgeber wurden mit einer Spannung von 5 V beaufschlagt und bei verschiedenen Pedalstellungen das Ausgangssignal gemessen. Diese Ausgangssignale wurden als Basis für jene Spannungen herangezogen, welche die Prüfstandstechnik an die Motorsteuerung kommunizierte. In Abbildung 33 ist die Schaltung der Hallgeber aus dem Gaspedal dargestellt.

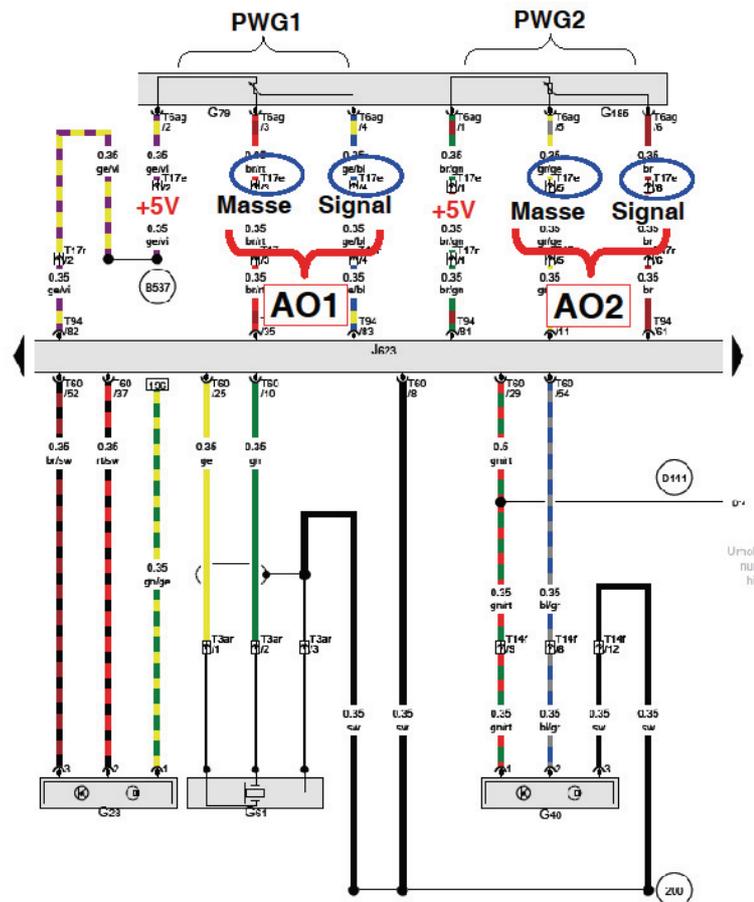


Abbildung 33: Schaltung Hallgeber Gaspedal EA888 [5]

#### 3.4.3 Motorinterne Sensoren

Die serienmäßig verbaute Sensorik des EA888 blieb für die Prüfstandsuntersuchungen unangetastet. Auf diese Weise konnte eine reibungslose Versorgung der Motorsteuerung mit Messdaten sichergestellt werden. Die via VCDS ausgelesenen Daten des Motorsteuergerätes wurden einerseits zur Auswertung der ausgeführten Mes-

sungen herangezogen, andererseits lieferten sie auch eine Plausibilitätskontrolle der am Prüfstand verbauten Messstellen.

### 3.4.4 Kabelbaum

Beim Kabelbaum des Audi-Motors wurde versucht, für die Prüfstandsadaption möglichst wenige Änderungen vorzunehmen. Es wurde nicht der gesamte Kabelstrang getrennt und verlängert, sondern lediglich die Stecker T17 r&e (Bezeichnung laut Stromlaufplan [5]).

Der Kabelbaum ist an diese Stecker angeschlossen. Der Kabelbaum wurde dazu verlängert. Die Verlängerung der OBD II-Schnittstelle (für VCDS) erfolgte über ein USB-Verlängerungskabel mit Repeater.

Weiters war es mit diesen Änderungen am Ende der Messungen möglich, den Kabelbaum ohne übermäßigen Aufwand zurück in das Fahrzeug zu integrieren.

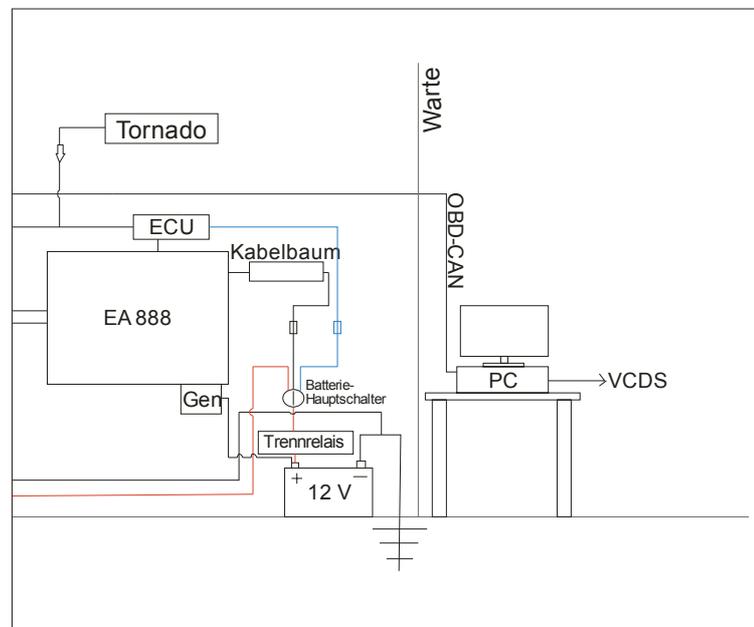


Abbildung 34: Kabelbaumverlängerung EA888 (Detail aus Abbildung 31)

### 3.4.5 VCDS

Die VCDS-Software wurde beim EA888 sowohl für die Messungen als auch während der Inbetriebnahme eingesetzt. Nach Fertigstellung des mechanischen Aufbaus wurde das System in Betrieb genommen und mittels Fehlerauslese auf fehlende beziehungsweise falsche Signale geschlossen. Zusätzlich können aus der ECU Messwerte und Schaltsignale ausgelesen werden.

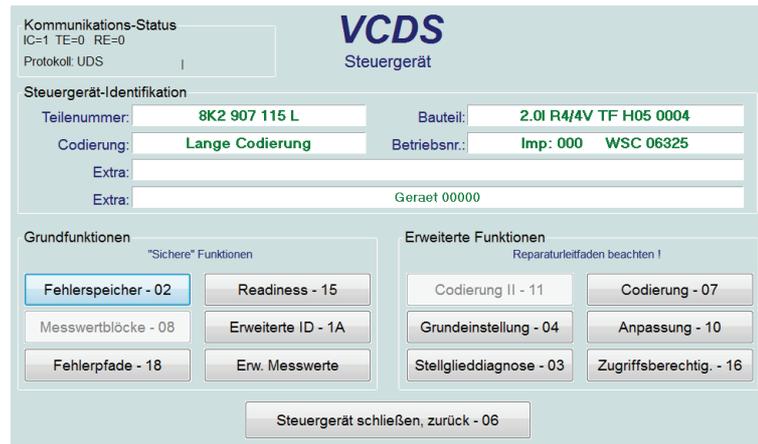


Abbildung 35: VCDS-Maske Motorsteuerung

Ein Beispiel für die Nutzung von VCDS beim Prüfstands Aufbau ist das Audi Valvelift System. Bei ersten Messungen konnte im Low-End-Torque-Bereich nicht das vom Hersteller angegebene Moment erreicht werden. Die Messungen ergaben eindeutig, dass das AVS bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten nicht auf die reduzierte Auslassnockenwellengeometrie umschaltete. Die Auslesesoftware zeigte dazu zwar keine entsprechende Fehlermeldung an, konnte aber ein Schaltsignal des Valvelift-Systems ausgeben. Auf diese Weise konnte mit verschiedenen Konfigurationen das Schalten des AVS beobachtet werden. Unter anderem wurden die Kühlerventilatoren am Prüfstand aufgebaut. Schlussendlich konnte das fehlende Signal der Raddrehzahlsensoren für das Fehlen des AVS-Umschaltens verantwortlich gemacht werden. Die Raddrehzahlsensoren (Hall-Geber) wurden von den Radnaben abgebaut, ein Polrad drehend und die vier Sensoren stehend an einem externen Elektromotor montiert.



Abbildung 36: Generierung des Raddrehzahlsignals

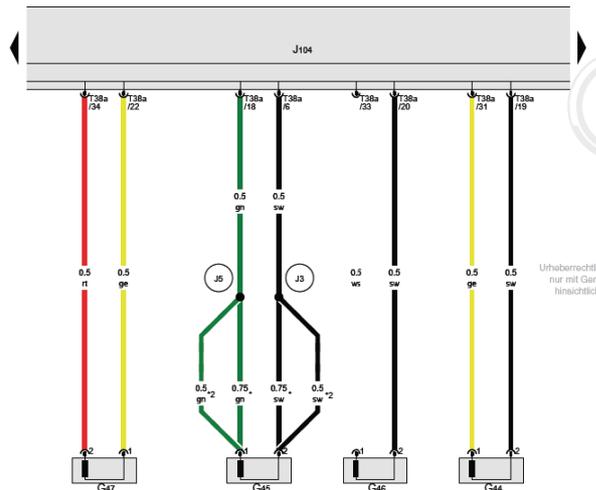


Abbildung 37: Schaltung Raddrehzahlsensoren EA888 [5]

Durch die Kommunikation verschiedener Steuergeräte miteinander erhöht sich die Komplexität des Systems und einer Fehlersuche erheblich. Das AVS schaltete erst mit dem Raddrehzahlsignal, das im ABS-Steuergerät verarbeitet wird. Eine Fehlersuche beschränkt sich also keineswegs auf die Motorsteuerung.

Nach erfolgreicher Eliminierung der Fehlerquellen und Inbetriebnahme des Motors wurde die VCDS-Software bei den regulären Messungen herangezogen. Eine Auswahl von Messdaten wurde gespeichert und mit den regulären Prüfstandsmessdaten ausgewertet.

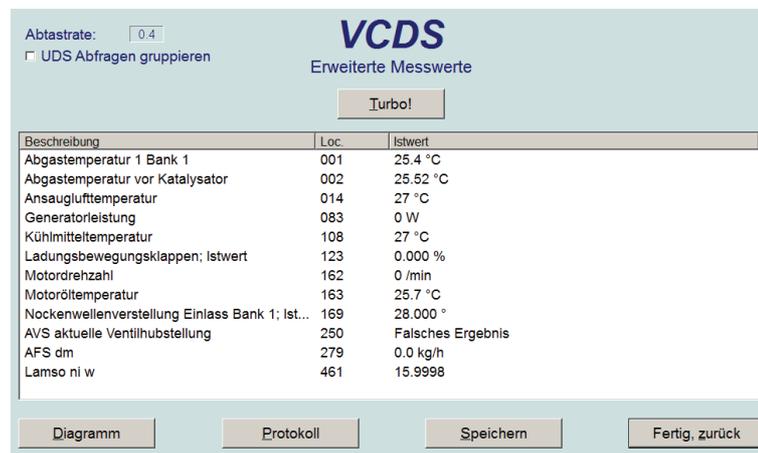


Abbildung 38: VCDS-Messauswahl

Bei VCDS kann nur eine begrenzte Anzahl der vorhandenen Messparameter auch für externe Messungen aufgezeichnet werden.

### 3.4.6 Weitere Modifikationen

#### Kraftstoffversorgung

Die Kraftstoffversorgung des Motors muss kontrollierbar, messbar und sicher ausgeführt sein. Diesen Anforderungen konnte die fahrzeugeigene Konstellation für den Prüfstandsbetrieb nicht gerecht werden. So wurde die Kraftstoffleitung vom Benzintank im Fahrzeug stillgelegt. Die Kraftstoffversorgung des Versuchsträgers erfolgte über eine am Prüfstand installierte Kraftstoffpumpe. Sie versorgt die in den Motor integrierte Hochdruckpumpe mit einem Vorförderdruck von etwa 6 bar. Zur Bestimmung des Kraftstoffverbrauches ist ein Coriolis-Massenstrommesser installiert.

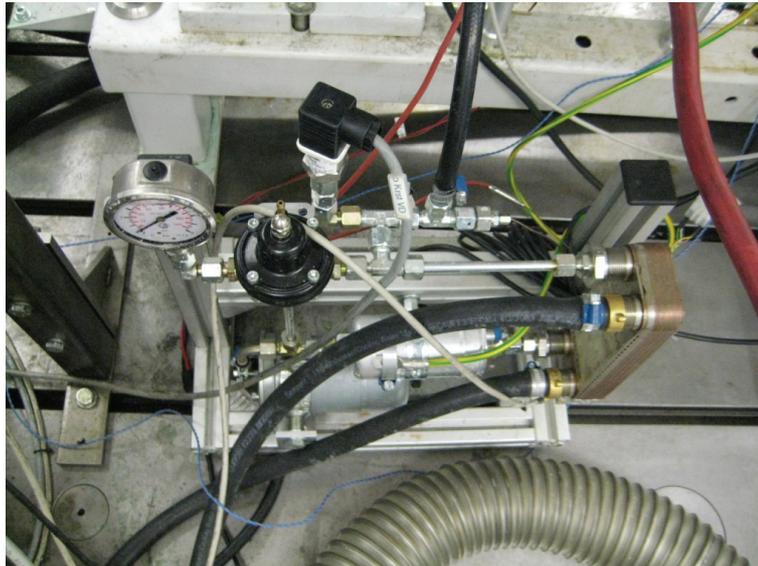


Abbildung 39: Kraftstoffvorförderpumpe

#### Sensorüberbrückung

Um eine Vielzahl an Fehlermeldungen von verschiedenen Steuergeräten zu beheben ist es notwendig, dass ein Großteil der im Fahrzeug verbauten Sensorik Messwerte an das jeweilige Steuergerät liefert. Diese Messwerte waren aufgrund des stehenden Fahrzeuges und diverser anderer Unterschiede zum Normalbetrieb nur zum Teil plausibel. Es mussten daher einige der Sensoren (z.B. Füllstand Bremsflüssigkeit) mit Widerständen überbrückt werden. So wurde dem zugehörigen Steuergerät ein Signal ähnlich dem Realbetrieb vorgespielt und dafür in der Folge keine Fehler mehr gespeichert.



## 4 Prüfstandsaufbau Vergleichsmotor

### 4.1 Basisdaten Motor

Der BMW-Versuchsträger ist wie der Vergleichsmotor von Audi ein 2 Liter Vierzylinder-Ottomotor mit Turboaufladung und Direkteinspritzung. Er findet Anwendung bei einer Reihe von Fahrzeugen, unter anderem dem 3er, 5er, dem Z4 oder auch X1 und X3. Anders als der EA888 ist er an der Einlassseite mit einem vollvariablen Ventiltrieb (Valvetronic) ausgestattet. Öl- und Kühlmittelpumpe sind kennfeldgesteuert, der Kraftstoff wird nach der Vorförderung durch eine Hochdruckpumpe auf 200 bar verdichtet und über eine Rail zu den einzelnen Injektoren gefördert. Zündkerze und Injektor befinden sich mittig im Zylinderkopf. Der Motor ist für einen Brennraumspitzen- druck von 130bar ausgelegt. Der Massenausgleich des Motors befindet sich kombiniert mit der Ölpumpe in der Ölwanne. Die zwei gegenläufig drehenden Wellen werden von einer Zahnkette angetrieben. Der Abgaskrümmter ist in Blechschalenbauweise ausge- führt und direkt im Anschluss an die Turbine folgt wie beim EA888 ein Dreivegekataly- sator. Vor und zwischen den beiden Monolithen des Katalysators sind die zwei Lamb- dasonden angeordnet [11].



Abbildung 40: BMW N20 [6]

**Eckdaten N20 [11]**

Parameter	Wert	Einheit
Hubraum	1995	cm <sup>3</sup>
Zylinderzahl	4	-
Ventile pro Zylinder	4	-
Zylinderabstand	91	mm
Bohrung	84	mm
Hub	90	mm
Verdichtung	10	-
Leistung	180 / 5000	kW bei min <sup>-1</sup>
Maximales Drehmoment	350 / 1250-4800	Nm bei min <sup>-1</sup>
Spezifische Leistung	90	kW/l
Abgasklasse	EU 5	-

#### 4.1.1 Valvetronic und Vanos

Der Ventiltrieb ist an der Einlassseite vollvariabel und auslassseitig in der Phasenlage verstellbar. Das BMW-Vanos-System erlaubt über einen Flügelzellenversteller eine Phasenwinkelverstellung der Einlassnockenwelle um 70 ° und der Auslassnockenwelle um 55 °KW.

Die BMW-Valvetronic ermöglicht über eine Exzenterwelle und ein Zwischenglied zu den Rollenschlepphebeln eine Variabilität des Einlassventilhubes von 0,2 – 9,9 mm. Das Valvetronic-System ersetzt eine Drosselklappe, die angesaugte Luftmenge kann über den Ventilhub geregelt werden. Durch das Wegfallen der Drosselklappe gelangt die Ansaugluft auf einem bedeutend höheren Druckniveau in den Ansaugtrakt was wiederum für die gleiche Luftmenge eine geringere Ladungswechselerarbeit bedeutet.

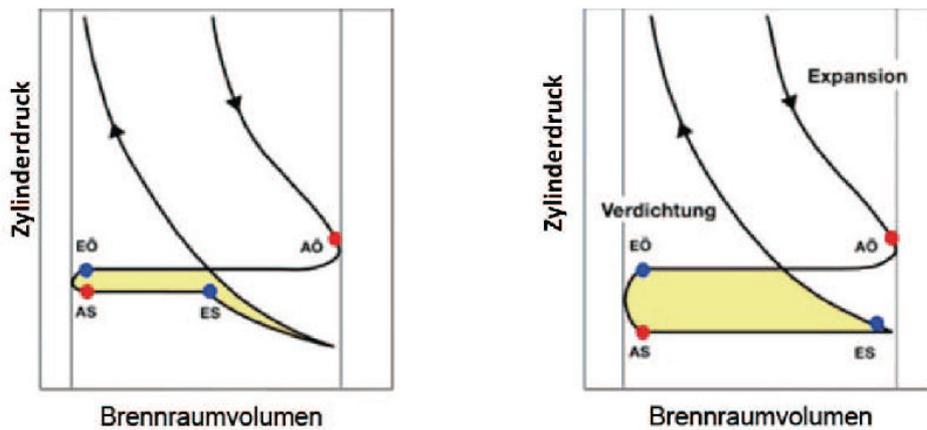


Abbildung 41: Ladungswechselverluste im pV-Diagramm [11]

Abbildung 41 zeigt Ladungswechselschleifen mit und ohne Entdrosselung durch die Valvetronic. Links ist die ungedrosselte und rechts die gedrosselte Ladungswechselschleife zu sehen. In der Niederdruckschleife wird deutlich, dass durch das erhöhte Druckniveau im Ansaugtrakt der negative Anteil der Arbeit verringert werden kann.

Obwohl sie durch die Valvetronic nicht mehr notwendig wäre, ist im N20 eine Drosselklappe verbaut. Sie stellt ein Notsystem für einen Ausfall des Systems dar (maximaler Ventilhub und Regelung der angesaugten Luftmenge über die DK). Weiters wird die DK zur Leistungsreduktion für die Schlupfregelung eingesetzt und darüber hinaus liefert sie das notwendige Druckgefälle zur Kurbelgehäuseentlüftung [11].

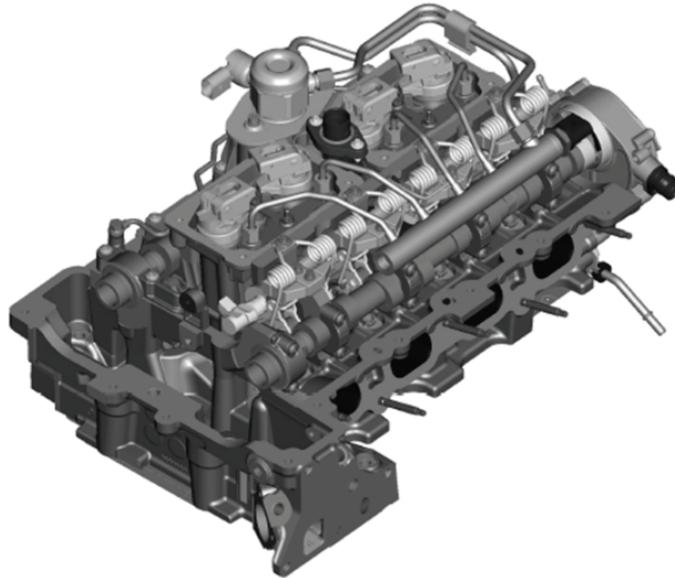


Abbildung 42: Zylinderkopf des BMW N20 [11]

### 4.1.2 Twinscroll

In niedrigen Drehzahlbereichen mit hoher Last erhöhen Druckstöße des Ladungswechsels von in der Zündreihenfolge aufeinander folgenden Zylindern den Abgasgedruck und erschweren somit den Ladungswechsel. Der N20 begegnet der Problematik dieser Druckstöße an der Auslassseite mit einem Twinscroll-ATL. Aufeinander folgende Zylinder werden durch eine Gusswand getrennt zum Turbolader geführt und so ein Übersprechen während des Ladungswechsels unterbunden. Die zusätzliche Trennwand muss beim Kaltstart allerdings erst erwärmt werden, erhöht damit die notwendige Wärme zum Katalysatorheizen und verzögert damit den Katalysator-Light-Off.

In Abbildung 43 ist der von BMW angegebene erreichbare Unterschied zwischen zusammengefasstem Turbineneingang und Twinscroll dargestellt [11].

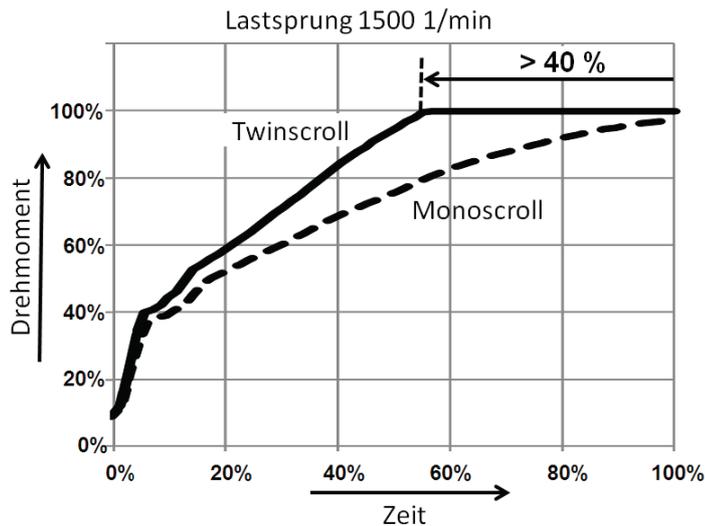


Abbildung 43: Potential des Twinscroll im Low-End-Torque-Bereich des N20 [11]

Nähere Informationen zum BMW N20 sind in „Der neue BMW 2,0l 4-Zylinder Ottomotor mit Twin Power Turbo Technologie“, 32. Internationales Wiener Motorensymposium 2011 von Seinparzer, F; Unger H; Brüner, T; Kannanberg, D. [11] zu finden.

## 4.2 Prüfstands Aufbau

Der Aufbau des N20 für den Prüfstandsbetrieb stellte sich ähnlich dem des EA888 dar. Die grundlegende Prüfstandskonstellation war die gleiche und wurde auch am selben Prüfstand durchgeführt. Der Motor wurde mit einem Prüfstandsgetriebe (direkter Durchtrieb) an den Tandemaufbau aus Wirbelstrombremse und Asynchronmaschine gebaut. Es wurde dieselbe Kraftstoffversorgung eingesetzt. Die Messstellen zur Luftmassenmessung, für Kraftstoffmassenstrom und Emissionen entsprechen ebenfalls dem vorhergehenden Aufbau. Auch der Aufnehmer zur Messung des Drehmomentes war wie beim Audi ein HBM T40 mit einem Messbereich von 1000 Nm. Die Druck- und Temperaturmessung an der Saug- und Abgasstrecke des N20 entsprach mit kleinen Abweichungen dem Audi-Aufbau. Da der Aufbau der Motoren zwar Ähnlichkeiten aufweist, aber keinesfalls identisch ist, konnten auch die Druck- und Temperatursensoren nicht bei beiden Motoren gleich verbaut werden. In Abbildung 22 wurde diese Sensorenanordnung bereits schematisch dargestellt.

Der Zylinderkopf des N20 ist mit Bohrungen zur Zylinderdruckindizierung versehen. Zur Druckindizierung wurden die bereits in Kapitel 3.2.4 beschriebenen Quarzsensoren von Kistler eingesetzt wie beim EA888. Zusätzlich wurde von BMW eigens für die Strip-Down-Messungen ein Versuchszylinderkopf geliefert. In diesen waren zwar Ventile inklusive Ventildfedern verbaut, die Nockenwellen und die Komponenten der Valvetronic fehlten allerdings. So konnten unter anderem Schleppmessungen mit geschlossenen Ventilen durchgeführt werden. Die Ölversorgung zu den Nockenwellen wurde stillge-

legt, um ein Austreten von Öl durch die offenen Nockenwellenlagerstellen und so einen Abfall des Öldruckes verhindern zu können.

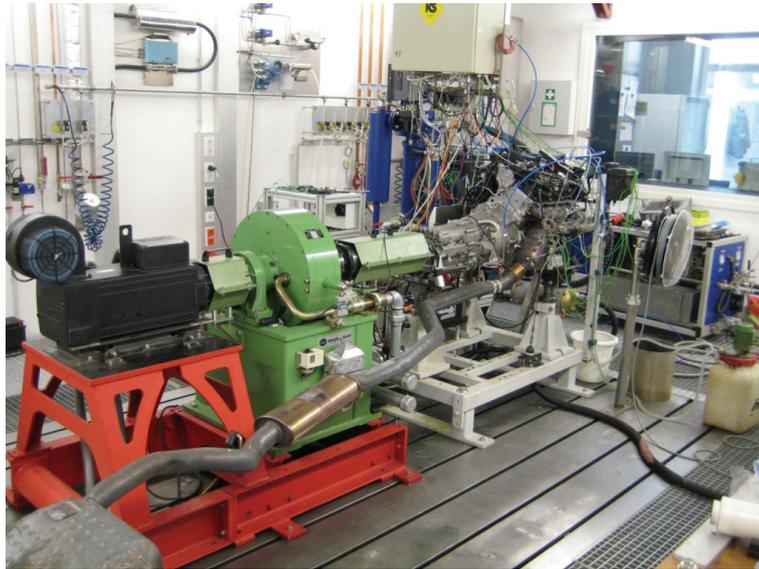


Abbildung 44: Prüfstands Aufbau N20

## 5 Messungen im gefeuerten Betrieb

### 5.1 Kennfeldmessungen

Der erste Teil der Messungen bestand für beide Motoren im gefeuerten Betrieb als Gesamtmotor. Hauptbestandteil dieser Messungen war die Ermittlung von gesamten Motorkennfeldern. Dabei wurden die Motoren nach einer Warmlaufphase systematisch auf verschiedenen Last-/Drehzahlkombinationen betrieben und dabei Messungen durchgeführt. Von  $1000 \text{ min}^{-1}$  bis zur Nenndrehzahl (bei beiden Motoren ca.  $6500 \text{ min}^{-1}$ ) wurden dabei in  $500 \text{ min}^{-1}$ -Schritten die Drehzahlen durchfahren. Jede Drehzahl wurde bei Lasten von 1 bar Mitteldruck in 1 bar-Schritten bis hin zur Volllast betrieben und vermessen. Um ein Schwingen der Messwerte zu vermeiden, wurde nach dem Einstellen neuer Lastpunkte eine „Einschwingphase“ bis zur Einstellung konstanter Messwerte abgewartet.

Wie in Kapitel 3.1 beschrieben, wurde bei beiden Versuchsträgern ein möglichst gleicher Prüfstands Aufbau angestrebt. Dies gilt sowohl für den mechanischen Aufbau der Motoren als auch für die Anordnung der Messstellen. Für jeden Drehzahl-/Lastpunkt der Kennfeldmessungen und der weiteren Messabläufe wurde für jede Messstelle ein Messwert gemittelt.

Zum Ablauf der gefeuerten Messungen gab es von BMW Vorgaben hinsichtlich der Reihenfolge der Messpunkte. Weiters war die Temperatur der Ladeluft und die des Kühlmittels am Motoreintritt in Kennfeldern vorgegeben. Diese Werte wurden im Prüfbetrieb eingeregelt, um möglichst dem realen Fahrbetrieb entsprechende aber auch für beide Motoren vergleichbare Bedingungen zu schaffen.

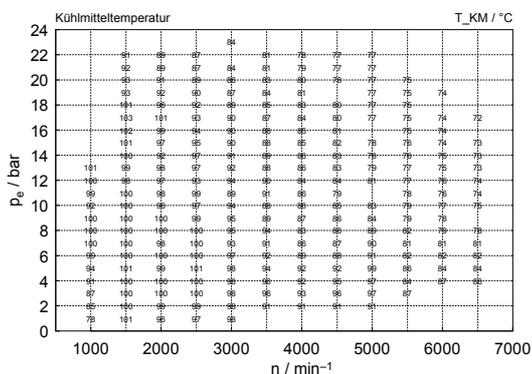


Abbildung 45: Vorgabe  $T_{KM}$  (am Motoreintritt)

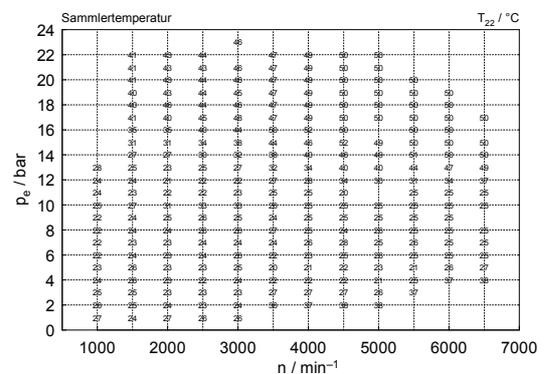


Abbildung 46: Vorgabe Sammlertemperatur

Beim N20 waren über die Software INCA von ETAS Eingriffe in die Motorsteuerung und auch Messungen möglich. Via INCA ist es möglich, auf sämtliche motorinternen Variablen zuzugreifen.

Beim EA888 konnte über die VCDS-Software Einblick in die Messdaten der verschiedenen Steuergeräte genommen werden. Vor allem der Zugriff auf die Fehlerprotokolle dieser Steuergeräte und auf das Messen einer begrenzten Zahl von Werten war hier von Bedeutung.

Einen wesentlichen Punkt in der Beurteilung von Verbrennungsmotoren stellen Verbrauchskennfelder dar. Über effektivem Mitteldruck  $p_e$  und der Motordrehzahl  $n$  wird der spezifische Kraftstoffverbrauch  $b_e$  aufgetragen. Der spezifische Kraftstoffverbrauch errechnet sich aus

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u} \quad \text{Glg. 12 [1]}$$

Aus dem Kennfeld ergeben sich Zonen mit verschieden hohen Verbräuchen und schließlich auch einem Bestpunkt. Auffällig ist, dass sich der Bestpunkt bei beiden Motoren in einem effektiven Mitteldruckbereich von  $p_e=12$  bis 14 bar befindet. Allerdings liegt dieser Punkt beim EA888 bei etwa  $3000 \text{ min}^{-1}$  und beim N20 leicht unterhalb.

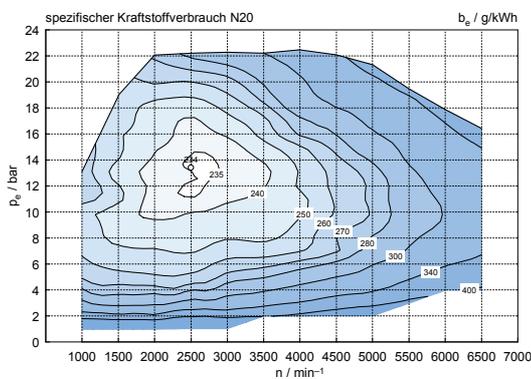


Abbildung 47: spezifischer effektiver Kraftstoffverbrauch N20

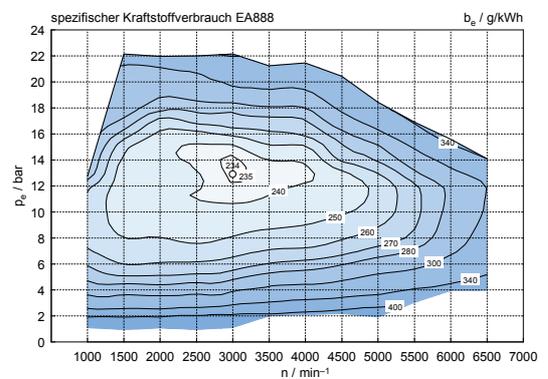


Abbildung 48: spezifischer effektiver Kraftstoffverbrauch EA888

In den gezeigten Darstellungen sind die genannten Verbrauchskennfelder für N20 und EA888 zu sehen. Einen Vergleich der Motoren lässt das zugehörige Differenzkennfeld zu.

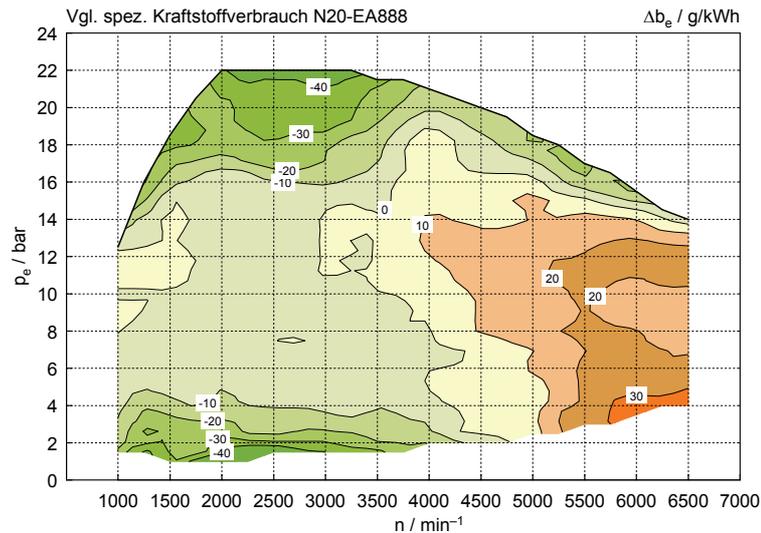


Abbildung 49: Differenzkennfeld spezifischer effektiver Kraftstoffverbrauch

Positive Zahlenwerte beziehungsweise in rot gehaltene Zonen zeigen Kennfeldbereiche in denen der N20 einen höheren spezifischen Kraftstoffverbrauch aufweist. Es lässt sich erkennen, dass in Bereichen niedriger Drehzahlen der N20 bessere Werte aufweist, bei höheren Drehzahlen der EA888. Speziell im oberen und im unteren Bereich des Differenzkennfeldes sind beim N20 Verbrauchsvorteile zu erkennen. Der Vorteil im unteren Kennfeldbereich erklärt sich durch die reduzierten Ladungswechselverluste des N20 durch die Valvetronic. Der obere Kennfeldbereich lässt sich aus dem früheren und stärkeren Anfetten des Benzin-Luft-Gemisches beim EA888 ableiten. Der Vorteil des EA888 im rechten Kennfeldbereich begründet sich einerseits durch erhöhte Ladungswechselverluste des N20 in diesen Kennfeldregionen, andererseits fettet hier auch der N20 stärker an als der EA888. Speziell im NEDC der sich im Teillastbereich mit niedriger Drehzahl befindet, hat somit der N20 einen interessanten Verbrauchsvorteil.

### 5.1.1 Reibmitteldruck

Aus den in Kapitel 2.1 beschriebenen Zusammenhängen lässt sich der Reibmitteldruck  $p_r$  aus der Differenz aus indiziertem  $p_i$  und effektivem Mitteldruck  $p_e$  berechnen. Der indizierte Mitteldruck  $p_i$  lässt sich aus dem Zylinderdruck der Indiziermessung ermitteln, der effektive Mitteldruck  $p_e$  errechnet sich aus dem an der Kurbelwelle gemessenen Antriebsmoment.

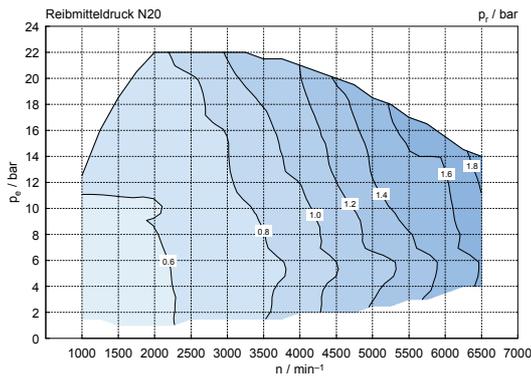


Abbildung 50: Reibmitteldruck N20

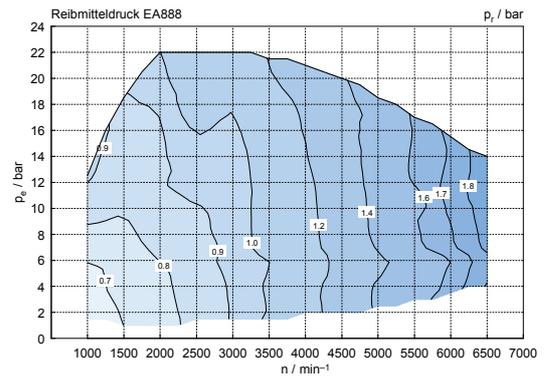


Abbildung 51: Reibmitteldruck EA888

In Abbildung 50 und Abbildung 51 sind für N20 und EA888 die Reibmitteldrücke in Kennfeldern dargestellt. Zum direkten Vergleich stellt in der Folge Abbildung 52 wieder ein Differenzkennfeld dar. Rote Bereiche und positive Zahlenwerte stellen darin wieder jene Bereiche dar, in denen der N20 zurückliegt, sprich einen höheren Reibmitteldruck als der EA888 hat. Aus dem Diagramm geht hervor, dass dies allerdings nur bei hohen Drehzahlen und hoher Last als Grenzfall auftritt. Hier sind die Reibmitteldrücke beider Motoren weitgehend gleich. In allen übrigen Bereichen des Kennfeldes sind die gemessenen Reibmitteldrücke des EA888 höher als jene des N20.

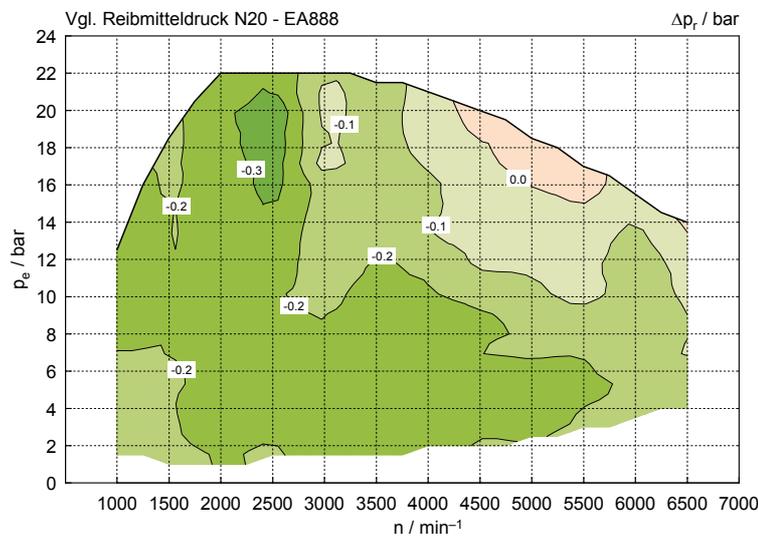


Abbildung 52: Reibmitteldruck-Differenzkennfeld

Die Indiziermethode liefert zwar als einzige Methode definitionsgemäß die mechanischen Verluste, allerdings lässt sie keine Zuordnung der Anteile der einzelnen an der Gesamtreibung beteiligten Komponenten zu.

### 5.1.2 Effektiver Wirkungsgrad

Glg. 3 erklärt die Berechnung des effektiven Wirkungsgrades. Abbildung 53 und Abbildung 54 und stellen die Kennfelder mit effektivem Wirkungsgrad der beiden Motoren dar.

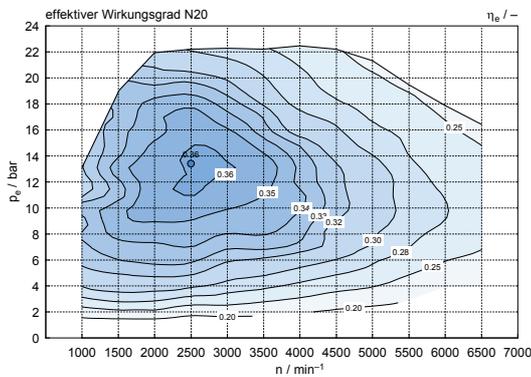


Abbildung 53: effektiver Wirkungsgrad N20

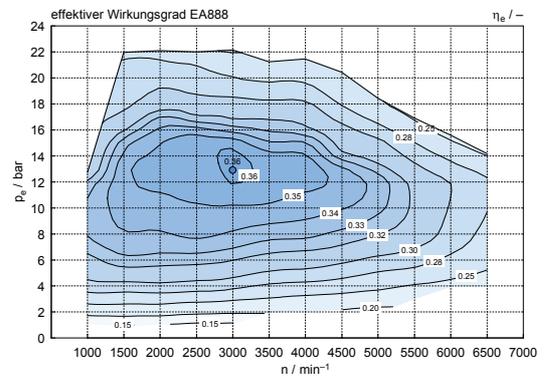


Abbildung 54: effektiver Wirkungsgrad EA888

### 5.1.3 Lambda-Kennfeld

Wie im vorhergehenden Punkt erwähnt, wurden im gefeuerten Betrieb mit wenigen Ausnahmen alle Stellgrößen der Motoren von den Steuergeräten bedient. Auf diese Weise konnten bei vorhandenem Wissen über den N20 Erkenntnisse über die Applikationen des EA888 gewonnen werden.

Ein Beispiel dafür ist der Vergleich der Lambda-Kennfelder. Zwar werden beide Motoren mit  $\lambda=1$ -Konzept betrieben, es können jedoch verschiedene Strategien ausgemacht werden.

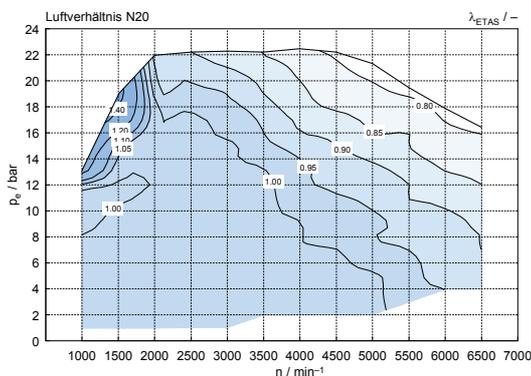


Abbildung 55: Luftverhältnis N20

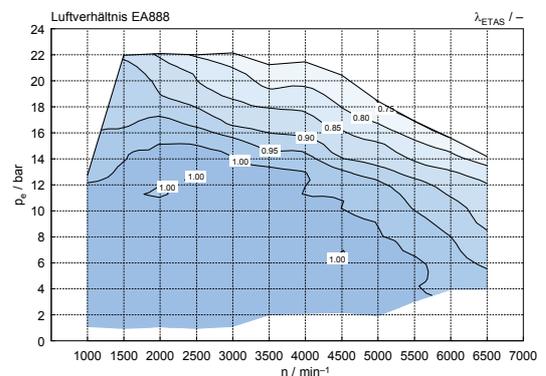


Abbildung 56: Luftverhältnis EA888

Die dargestellten Kennfelder zeigen, dass beide Motoren größtenteils mit  $\lambda=1$  betrieben werden. Dies ist vor allem im niedrigen Last- und Drehzahlbereich (Stadtzyklus) der Fall, der für Emissionen ein wesentliches Kriterium darstellt. Im Betrieb mit diesem Luftverhältnis sind die Emissionen mit einem herkömmlichen Dreiwege-Katalysator kontrollierbar.

In Bereichen höherer Last und auch bei höheren Drehzahlen steigen die Abgas-temperaturen signifikant an, was eine erhebliche Bauteilbeanspruchung zur Folge hat. Dies gilt in größtem Maße für die Turbine.

Dem begegnen beide Motorsteuerungen, jedoch in teilweise unterschiedlichen Bereichen, mit einem Anfeuchten des Benzin-Luft-Gemisches ( $\lambda < 1$ ). Der Effekt der Kühlung wird mit einem Anstieg der Kohlenmonoxid- (CO) und der Kohlenwasserstoff- (HC) Emissionen bezahlt.

Darüber hinaus stellt sich beim N20 im Low-End-Torque-Bereich durch Scavenging ein Abgas im leicht mageren Bereich ( $\lambda > 1$ ) ein. Als Scavenging wird das Spülen des Brennraumes in Ventilüberschneidungsphasen mit Luft aus dem Ansaugtrakt bezeichnet. Es werden der Restgasanteil und die Temperatur im Zylinder gesenkt was wiederum mehr Frischgas für den nächsten Arbeitstakt, aber auch eine reduzierte Klopfneigung und damit die Möglichkeit, näher am Wirkungsgradoptimum zu verbrennen, bedeutet. Durch den Luftüberschuss im Abgas stellen hier wiederum erhöhte  $\text{NO}_x$ -Emissionen die größte Problematik dar.

### **5.1.4 Audi Valvelift System und BMW Valvetronic**

Einen weiteren Strategievergleich ermöglicht eine Gegenüberstellung der Arbeitsweise der Ventilsteuerungen. Exemplarisch werden in den folgenden Abbildungen Kennfelder dargestellt, in denen beim N20 auf der einen Seite der Ventilhub an der Einlassseite und beim EA888 auf der anderen Seite das Einsatzgebiet des AVS dargestellt sind.

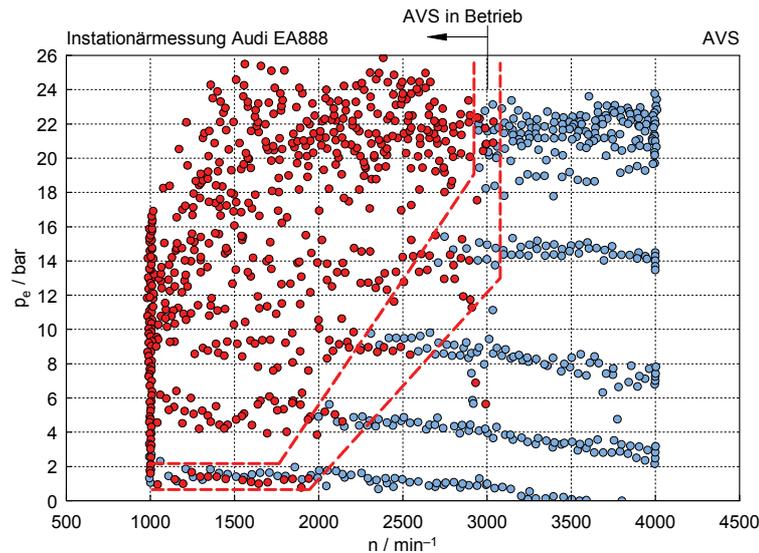


Abbildung 57: Betriebsbereich AVS

Aus den Audi-Darstellungen (Instationärmessungen) zeigt sich deutlich der Einsatz des Valvelift-Systems im niedrigen Drehzahlbereich bis  $3000 \text{ min}^{-1}$  verstärkt in Regionen hoher Lasten. So kann wie in Kapitel 3.1 beschrieben einem Übersprechen von Druckstößen an der Auslassseite entgegengewirkt werden. Der N20 löst dieses Problem mit dem Einsatz eines Twinscroll-Turboladers.

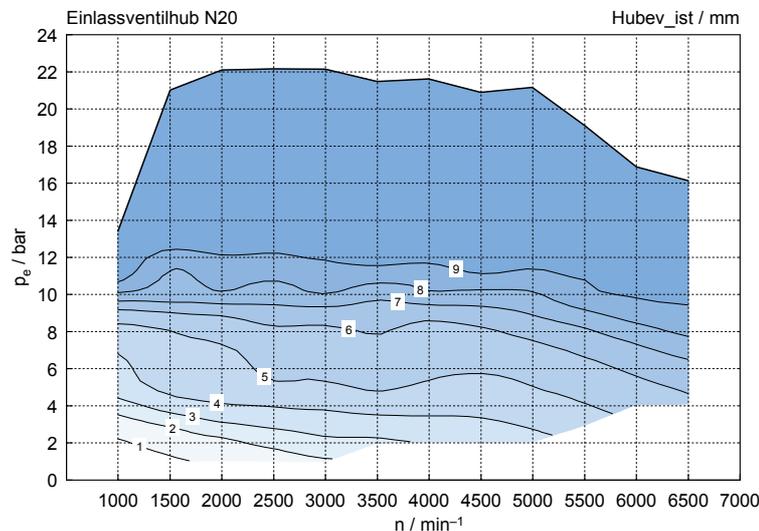


Abbildung 58: Einlassventilhub N20

In Abbildung 58 sind die maximalen Ventilhubes der N20-Einlaßventile im Kennfeld dargestellt. Wo beim EA888 eine Lastregelung über die Drosselklappe erfolgt, ersetzt die Valvetronic dieses Bauteil. Ab einem  $p_e$  von etwa 12bar wird auf maximalen Ventilhub gestellt und zusätzliche Lasterhöhungen über den Ladedruck geregelt.

## 5.2 Weitere Messungen

Im Folgenden wird exemplarisch auf einige Messungen eingegangen, die von den Abläufen der Kennfeldmessung abweichen.

### 5.2.1 Warmlauf

Einen der Versuche abseits der Kennfeldmessungen stellten die Warmlaufversuche dar. Dazu wurde der auf Raumtemperatur konditionierte Motor nach dem Start sofort auf einen Betriebspunkt mit  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  und einem effektivem Mitteldruck von  $p_e = 2 \text{ bar}$  eingestellt. Bei den Warmlaufmessungen mit dem N20 wurden dabei auch verschiedene Aufbaukonstellationen im Kühlmittelkreislauf umgesetzt.

Ein wesentlicher Betrachtungspunkt bei Warmlaufversuchen ist das Thema Katalysatorheizen. Aus Gründen der Emissionierung ist es unerlässlich, den Katalysator (bei N20 und EA888 Dreiwegekatalysatoren) so schnell als möglich auf Betriebstemperatur zu bringen. Die Temperaturen  $T_{31}$  (Temperatur vor Turbine),  $T_{40}$  (Temperatur nach Turbine, vor Katalysator) und  $T_{42}$  (Temperatur nach Katalysator) geben Aufschluss über das Heizverhalten der Motorsteuerungen von N20 und EA888. Während beim Versuchsträger von Audi anfangs eine Temperaturspitze und im Anschluss ein konstanter Anstieg beobachtet werden konnte, wurde beim BMW-Motor ein Anstieg ohne Spitzen gemessen. Das Abgas erreicht bei beiden Motoren nach etwa 600 Sekunden eine konstante Temperatur.

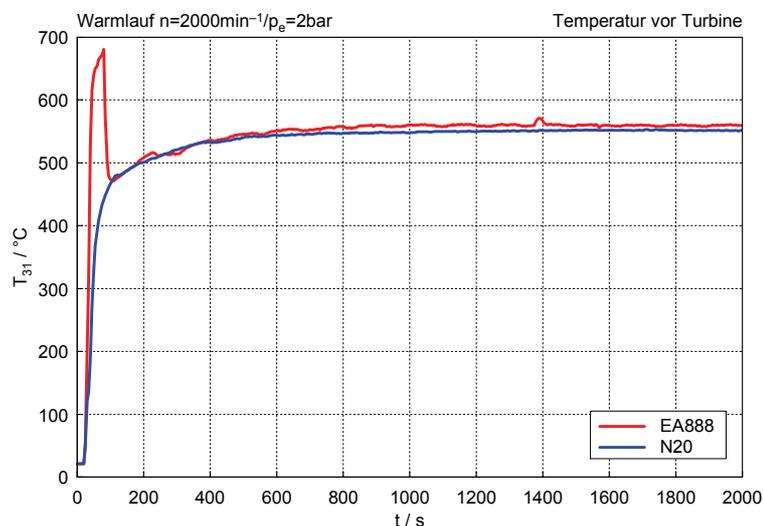


Abbildung 59: Warmlaufversuch Temperatur vor Turbine

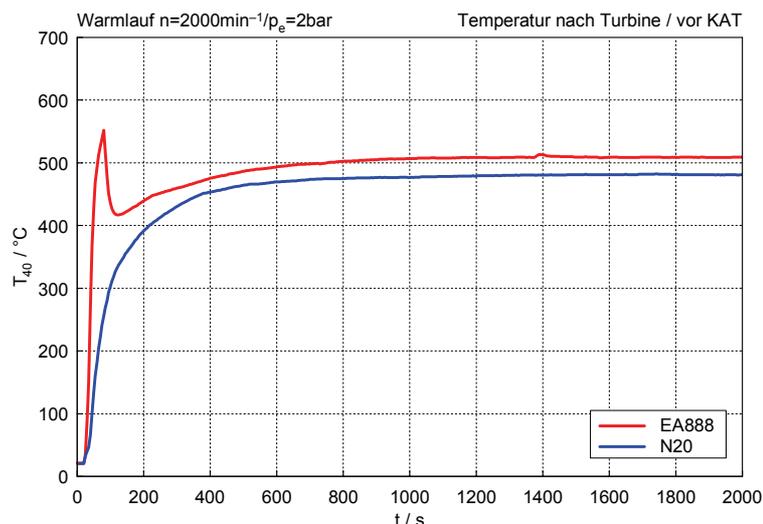


Abbildung 60: Warmlaufversuch Temperatur nach Turbine vor Kat

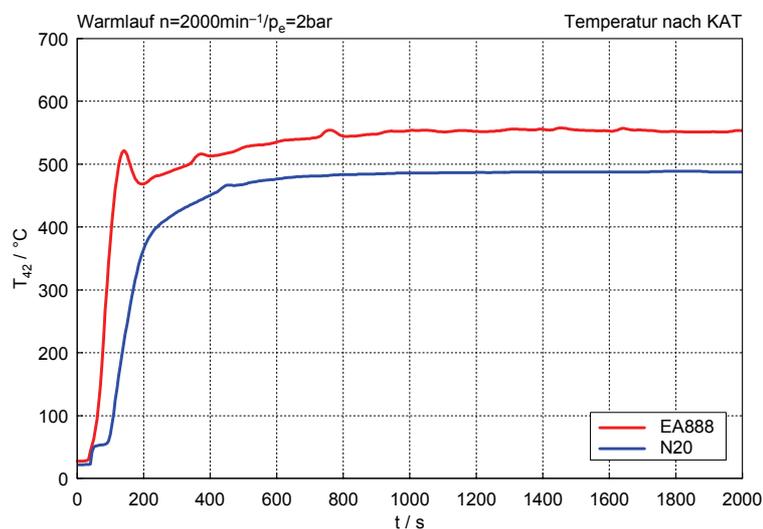


Abbildung 61: Warmlaufversuch Temperatur nach Kat

Folgend sollen einige Diagramme exemplarisch darstellen, welche Messungen darüber hinaus beim Warmlaufversuch von Bedeutung sein können.

## 5 Messungen im gefeuerten Betrieb

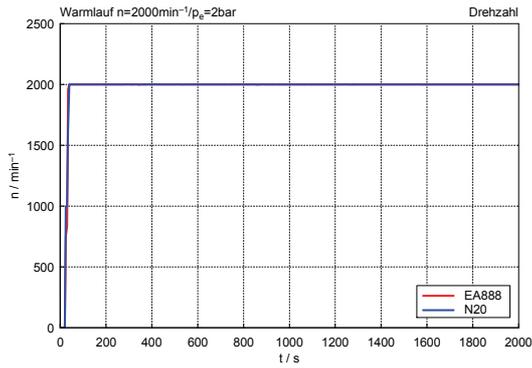


Abbildung 62: Warmlaufversuch Drehzahl

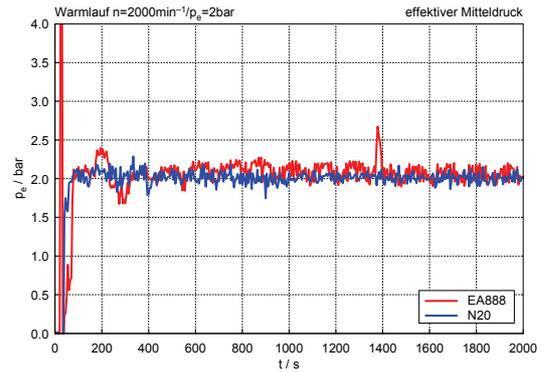


Abbildung 63: Warmlaufversuch effektiver Mitteldruck

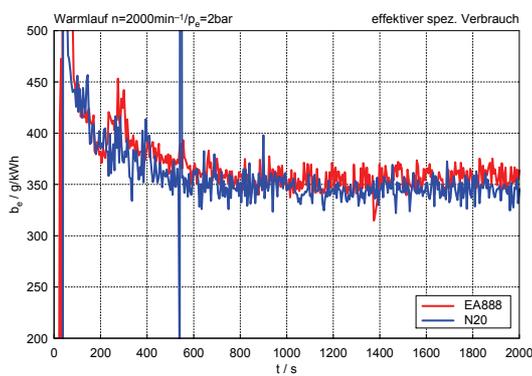


Abbildung 64: Warmlaufversuch effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch

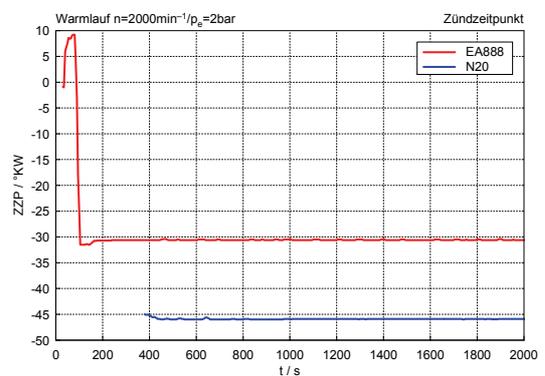


Abbildung 65: Warmlaufversuch Zündzeitpunkt

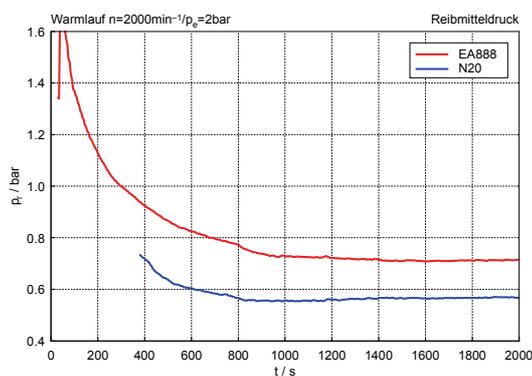


Abbildung 66: Warmlaufversuch Reibmitteldruck

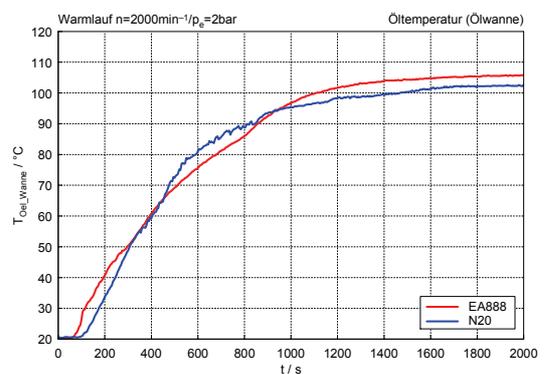


Abbildung 67: Warmlaufversuch Öltemperatur (Ölwanne)

Der in Abbildung 62 dargestellte Drehzahlverlauf zeigt, dass der Betriebspunkt von beiden Motoren gleich schnell angefahren wird, auch die Last ( $p_e=2\text{bar}$ ) war nach kurzer Zeit eingestellt wie sich am Verlauf des effektiven Mitteldruckes des N20 zeigt. Der darauffolgende Vergleich der effektiven spezifischen Kraftstoffverbräuche (Abbildung 64) zeigt für beide Motoren einen anfangs erhöhten Kraftstoffverbrauch.

Dieser lässt sich zum einen mit dem Heizen des Katalysators, auch sichtbar in den zu Beginn späten Zündzeitpunkten des N20 (Abbildung 65), zum anderen mit der anfangs erhöhten Reibung (Abbildung 66) erklären. Die Darstellung des Reibmitteldruckes des N20 zeigt einen deutlichen Abfall der Reibung in den ersten 800 Fahrsekunden. Dies lässt sich in erster Linie mit der in der letzten Abbildung gezeigten steigenden Motor- und Öltemperatur erklären. Damit einhergehend sinkt die Ölviskosität und reduziert somit die Reibung.

Die Warmlaufversuche wurden bei unterschiedlichen Betriebspunkten durchgeführt. Unter anderem wird in der Diplomarbeit von Wichtl, R. [12] näher auf das Thema Katalysatorheizen im Leerlauf und die damit verbundenen Emissionsmessungen eingegangen.

### 5.2.2 Vollastkurve

Zur Ermittlung einer Vollastkurve wurden die Versuchsträger entsprechend auf Betriebstemperatur gebracht. Nach Einstellen der Betriebstemperatur wurden die Motoren auf  $1000 \text{ min}^{-1}$  gefahren und der Pedalwert auf 100 % gestellt, was Vollast entspricht. Sammler- und Kühlwassertemperatur wurden wieder entsprechend den Vorgaben von BMW eingestellt.

Nach der notwendigen Einschwingzeit und der Messung wurde mit konstantem Pedalwert von 100 % das Drehzahlband bis hin zur Nenndrehzahl abgefahren und gemessen. Die Schrittweite dabei betrug  $250 \text{ min}^{-1}$ .

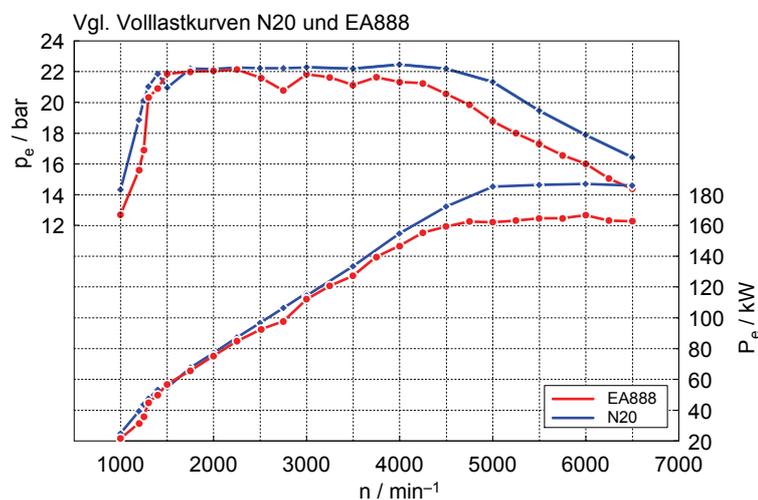


Abbildung 68: Vergleich der Vollastkurven

Abbildung 68 zeigt die Vollastkurven von N20 und EA888. Die erreichbaren effektiven Mitteldrücke sind annähernd gleich und im Low-End-Torque-Bereich werden, wenn auch durch verschiedene Maßnahmen, ähnliche Betriebspunkte erreicht.

In höheren Drehzahlbereichen schlägt sich die Auslegung auf geringere Nennleistung des EA888 auch in einem früheren Abfall des effektiven Mitteldruckes als beim N20 nieder.

## **6 Strip-Down-Messungen N20**

Die Schleppmessungen und das Strip-Down-Verfahren zur Ermittlung der Reibungsanteile einzelner Motorkomponenten stellen den Kern des praktischen Teils dieser Arbeit dar. Der Versuch beschränkte sich vorerst auf den BMW N20. Wie in Kapitel 2.4.5 beschrieben, wurde der Motor in verschiedenen Aufbauten geschleppt und das Reibmoment gemessen. Durch Subtraktion der Messergebnisse dieser Aufbauten wurde die Reibarbeit den betrachteten Baugruppen und Komponenten zugeordnet. Im Folgenden wird auf die einzelnen Schritte in diesem Strip-Down-Prozess eingegangen und erläutert worauf diese abzielen. Danach werden für diese Schritte die Messergebnisse dargestellt und verglichen.

### **6.1 Aufbauten**

#### **6.1.1 Schritt 1: Gesamtmotor**

Zu Beginn der Schleppmessungen wurde der N20 als Gesamtmotor geschleppt. Um den Motor ungefeuert betreiben zu können wurde die Kraftstoffzufuhr abgetrennt und die Injektoren über INCA abgeschaltet. Zusätzlich wurde an der Kraftstoff-Hochdruckpumpe der Stößel ausgebaut. Damit wurde einerseits die Kraftstoffzufuhr an einer weiteren Stelle unterbrochen, andererseits wurde auf diese Art die Pumpe aus dem Schleppbetrieb ausgenommen und ihr Anteil an der gesamten Reibleistung nicht mitgemessen.

Bei den Messungen am Vollmotor wird der Versuchsträger im Vergleich zu den Messungen im gefeuerten Betrieb zwar weitgehend unverändert geschleppt, allerdings sind zur Betriebsmittelkonditionierung mehrere Umbauschritte notwendig.

Die Wasserkonditionierung konnte wie bereits im gefeuerten Betrieb eingesetzt werden. Da im geschleppten Betrieb die Verbrennungswärme ausbleibt, kam zusätzlich zur Kühlfunktion die Möglichkeit mit der Konditionieranlage zu heizen zum Einsatz.

Die Ladeluftkühlung wurde aus der Saugstrecke ausgebaut.

An der Auslassseite wurde das Wastegate geschlossen und die durch den Motor „gepumpte“ Luft durch den Abgasturbolader geleitet. Der ATL lief mit relativ geringer Drehzahl (etwa  $15000 \text{ min}^{-1}$ ) frei mit.

Die in Kapitel 3.2 beschriebene Ölkonditionieranlage „AVL Oil Conditioning System“ entnimmt dem Motor Öl über die Ölwanne und versorgt ihn auch wieder über diese. Beim Schleppversuch mit Vollmotor wurde auch die motoreigene Ölpumpe angetrieben

(interne Ölversorgung). Bei den nachfolgenden Aufbauzuständen wurde mit der Ölpumpe der Konditionieranlage eine externe Ölversorgung realisiert.

Die Nebenaggregate des Motors wurden wie im realen Motorbetrieb mit dem Keilrippenriemen mit angetrieben. Weiters wurde die elektrische Wasserpumpe extern betrieben. Mit einer eigenen permanent geladenen Batterie und einem von der Prüfstandswarte gesendeten Steuersignal konnte die Pumpe betrieben werden ohne ihre Arbeit der Reibarbeit zuzurechnen.

Um dem realen Motorenbetrieb entsprechende Messbedingungen schaffen zu können, wurden Temperaturen und Drücke für Kühl- und Schmiermittel aus gefeuerten Messungen herangezogen. Gewählt wurden die Messdaten bei einem effektiven Mitteldruck von 2 bar von 1000 bis 6500  $\text{min}^{-1}$ . Da ab 5500  $\text{min}^{-1}$  keine Messungen mehr mit  $p_e=2$  bar zur Verfügung standen, wurden die Einstellwerte für diese Messpunkte extrapoliert. Diese Einstellungen bezogen sich bei der Ventilsteuerung auf Hub und Phasenlage. Weiters wurde der Öldruck dem bei  $p_e=2$  bar applizierten Wert angepasst.

Um dem Einfluss der Motor- beziehungsweise Betriebsmitteltemperatur Rechnung zu tragen, wurden sämtliche Schleppmessungen bei 60 °, 90 ° und 120 °C Kühlmittel- und Öltemperatur durchgeführt. Da bei 120 °C das Kühlwasser mit entsprechendem Überdruck in die Konditionieranlage geführt werden muss, mussten auch die Warnschwellen der Prüfstandsbetriebssoftware (nach oben) korrigiert werden um einen Prüfstands-Notaus zu verhindern.

### **Wesentliche Randbedingungen für Schritt 1**

- mit ECU
- elektrische Wasserpumpe extern stromversorgt
- Stößel der HD-Pumpe ausgebaut
- Öl- und Kühlmitteltemperaturen: 60 °C, 90 °C, 120 °C

### **6.1.2 Schritt 2: Kurbelwelle, Kolben, Pleuel**

Im ersten Schritt der Strip-Down-Messungen wurden Ventiltrieb und Nebenaggregate ausgekoppelt.

Gemessen wurde auf diese Weise die Reibung von Kurbelwelle und Kolbengruppe (Kolben, Kolbenringe und die Lagerung der Pleuel).



Abbildung 69: N20 mit abgebauter Peripherie

Die gesamte Peripherie des Motors wurde abgebaut. Einlassseitig wurde die gesamte Saugstrecke inklusive LLK und DK entfernt. An der Auslassseite wurden ebenfalls bis zum Zylinderkopf sämtliche Komponenten (Krümmer, ATL, Katalysator, Auspuffrohr und Schalldämpfer) demontiert.

Um den Ventiltrieb einerseits außer Betrieb zu nehmen, andererseits aber jedes Ventil geschlossen halten zu können, wurde ein eigens präparierter Zylinderkopf eingesetzt. Ein Ausbauen der Steuerketten allein ist nicht ausreichend, da ansonsten nicht alle Ventile geschlossen sind. Diesem Zylinderkopf fehlen von Beginn an die Nockenwellen, womit die Ventile geschlossen bleiben. Das im originalen Zylinderkopf verbaute Valvetronic-System fehlte hier ebenfalls. Weiters wurden die Bohrungen zur Ölversorgung des Ventiltriebes mit Blindstopfen verödet. Andernfalls wäre Öl durch die offenen Versorgungsbohrungen ausgetreten und es damit nicht möglich gewesen, den Öldruck aufrecht zu erhalten.

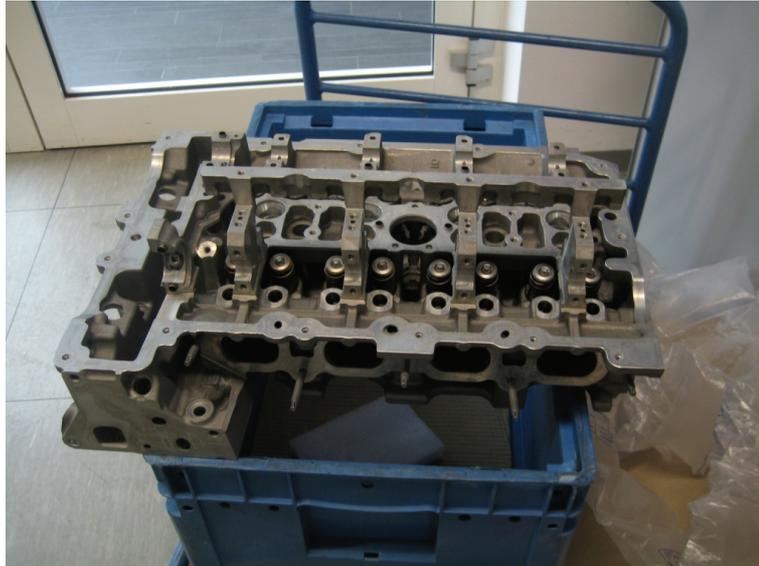


Abbildung 70: Ersatzzylinderkopf N20

Der Abbau der Ölpumpe machte eine externe Ölversorgung notwendig. Öl wurde von diesem Aufbauzustand des Motors an über die Konditionieranlage gefördert. Folglich musste der gewünschte Öldruck über den Medienregler der Ölkonditionieranlage geregelt werden.

Die Versorgung des Motors mit Öl wurde über einen modifizierten Ölfilterdeckel bewerkstelligt. Die Rückführung des Öls zur Konditionieranlage erfolgte über ein Überlaufrohr in der Ölwanne. Dieses Rohr sorgte auch für einen konstanten Ölstand in der Ölwanne.

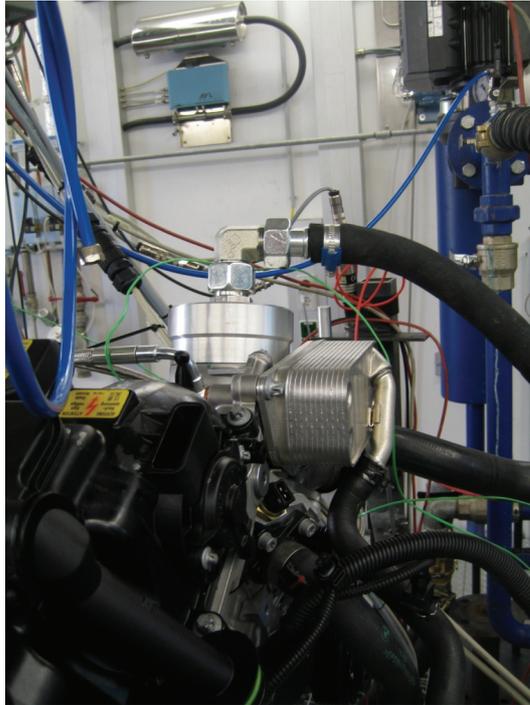


Abbildung 71: Modifizierter Ölfilterdeckel N20

Das Fehlen der Ölpumpe und der Wegfall des Ventiltriebes machten den Einsatz der Motorsteuerung überflüssig. Sie wurde in diesem Aufbauzustand nicht eingesetzt.

Durch Entfernen des Keilrippenriemens wurden Generator und Klimakompressor (bis dahin frei mitlaufend) aus dem Betrieb genommen.

Da die Steuerkette zum Stilllegen des Ventiltriebes demontiert wurde, konnten damit gleichzeitig auch Massenausgleich und Ölpumpe entkoppelt werden. Zwar blieb die Einheit eingebaut (eine Baueinheit mit der Ölpumpe), ohne Steuerkette war diese aber stillgelegt.

### **Wesentliche Randbedingungen für Schritt 2**

- ohne Ventiltrieb und Vakuumpumpe (Kette ausgebaut)
- ohne Nebenaggregate (Riemen abgenommen)
- ohne Ausgleichswelleneinheit (und damit ohne Ölpumpe)
- Ölversorgung extern
- gesamte Spannungsversorgung extern
- ohne ECU
- Saugmodul sowie Abgaskrümmmer abgebaut
- Öl- und Kühlmitteltemperaturen: 60 °C, 90 °C, 120 °C

### 6.1.3 Schritt 3: Kurbelwelle

Bei der nächsten Stufe wurde der Fokus auf die Reibarbeit der Kurbelwelle und der Hauptlager gelegt. Dazu wurde die Kolbengruppe ausgebaut und durch Meistergewichte ersetzt. Diese kompensieren die fehlende Masse des rotierenden Anteils der Pleuel.



Abbildung 72: CAD-Bild Meistergewicht



Abbildung 73: Meistergewichte N20

Die gemessene Reibungsarbeit entspricht damit jener der Kurbelwelle und der Hauptlager. Das Prüfstandsgetriebe stellt einen direkten Durchtrieb dar und ist daher zu vernachlässigen. Ab diesem Schritt wurde ein Drehmomentaufnehmer mit geringerem Messbereich und folglich einer besseren Auflösung eingesetzt (HBM T40 200 Nm). Dieser hat zwar eine höhere Messempfindlichkeit, ist aber andererseits nur bei Drehmomenten bis zu 200 Nm einsetzbar. Da in den vorangegangenen Versuchen durch Verdichtung und Ventiltrieb solche Spitzen erreicht beziehungsweise überschritten wurden, konnte der sensiblere Messflansch erst ab diesem Aufbauschnitt eingesetzt werden.

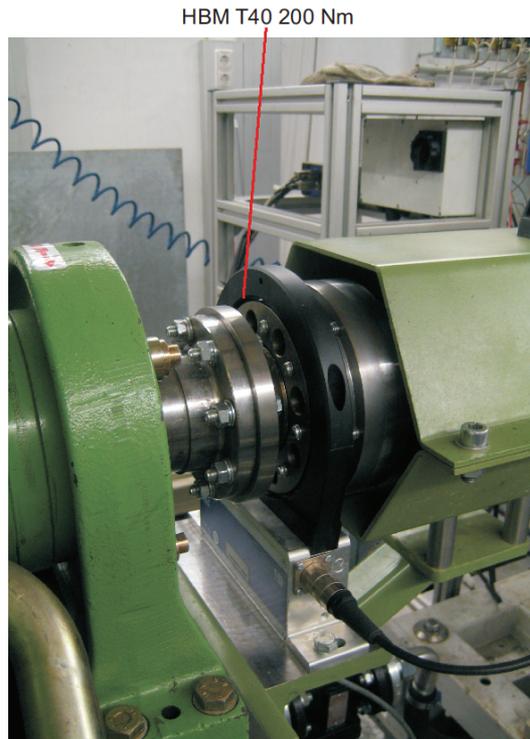


Abbildung 74: Drehmomentaufnehmer HBM T40

### Wesentliche Randbedingungen für Schritt 3

- ohne Kolben und Pleuel
- mit Meistergewichten
- ab Schritt 3: HBM T40 200 Nm
- Ölversorgung extern
- gesamte Spannungsversorgung extern
- ohne ECU
- Öl- und Kühlmitteltemperaturen: 60 °C, 90 °C, 120 °C

#### 6.1.4 Schritt 4: Kurbelwelle und Zylinderkopf

Im nächsten Schritt der Strip-Down-Messungen lag der Fokus auf der Reibarbeit des Ventiltriebes. Es wurde weiterhin die Kurbelwelle ohne Kolben und Pleuel betrieben. Die Kolbengruppe wurde auch in diesem Schritt durch Meistergewichte an der Kurbelwelle ersetzt.

Zusätzlich wurde der originale Zylinderkopf mit Ventiltrieb wieder aufgebaut und mit der Steuerkette verbunden. Es wurde die Motorsteuerung wieder in Betrieb genommen um auf Ventilhub (Valvetronic) und Phasenlage (Vanos) Einfluss nehmen zu können. Zur

Darstellung verschiedener Bereiche der Ventilsteuerung wurden die Ventilhübe 0.3, 0.8, 5 und 10 mm gefahren und gemessen.

Die Nebenaggregate blieben -wie in den Versuchen zuvor- ohne Riemen unangetrieben. Ebenso wurde wie im vorigen Schritt die Ölversorgung extern rein über die Konditionieranlage am Prüfstand realisiert. Auch dieser Aufbauzustand wurde mit 60 °, 90 ° und 120 °C Öl- beziehungsweise Kühlwassertemperatur gefahren. Wie im vorangegangenen Versuch wurde nach einer Testphase wieder der genauere Drehmomentaufnehmer eingesetzt. Durch die fehlenden Kolben gelangte in diesem Versuch Öl durch die Ölspritzdüsen durch den Zylinder und die geöffneten Ventile nach Außen. Auch nach Entfernen der Ölspritzdüsen konnte dieses Phänomen weiter beobachtet werden.

Mit einer Konstruktion aus Abdichtungen und Absaugung wurde das Öl aus der offenen Turbine (die anschließende Auspuffanlage war demontiert) abgepumpt und in den Kreislauf zurückgeführt. Da eine vollständige Abdichtung des offenen Endes der Turbine nur schwer möglich war, wurde der freie Ölnebel von einem über der Öffnung fixierten Putzlappen aufgefangen.



Abbildung 75: Ölnebel-Abdeckung Turbinenausgang N20

#### Wesentliche Randbedingungen für Schritt 4

- ohne Kolben und Pleuel
- mit Meistergewichten
- mit Ventiltrieb
- max. Einlassventilhub 0.3, 0.8, 5, 10 mm
- HBM T40 200 Nm
- Ölversorgung extern
- gesamte Spannungsversorgung extern
- mit ECU
- Bohrungen Ölspritzdüsen geschlossen
- Öl- und Kühlmitteltemperaturen: 60 °C, 90 °C, 120 °C

#### 6.1.5 Schritt 5: Kurbelwelle, Kolben, Pleuel, keine Ventile

Die nächste Abbaustufe der Strip-Down-Messungen legt ähnlich wie in Schritt 2 Augenmerk auf die Reibarbeit der Kolbengruppe. Zu diesem Zwecke wurden einerseits Kolben, Pleuel und die dazugehörigen Lager wieder montiert und die Meistergewichte entfernt. Weiters wurde der Zylinderkopf wieder durch den Dummy-Zylinderkopf ersetzt (keine Nockenwellen, Ölbohrungen geschlossen). Dieser Schritt unterscheidet sich von Schritt 2 nur durch die ausgebauten Ventile. Das Schleppmoment unterscheidet sich, der Reibmitteldruck sollte jedoch praktisch gleich sein.

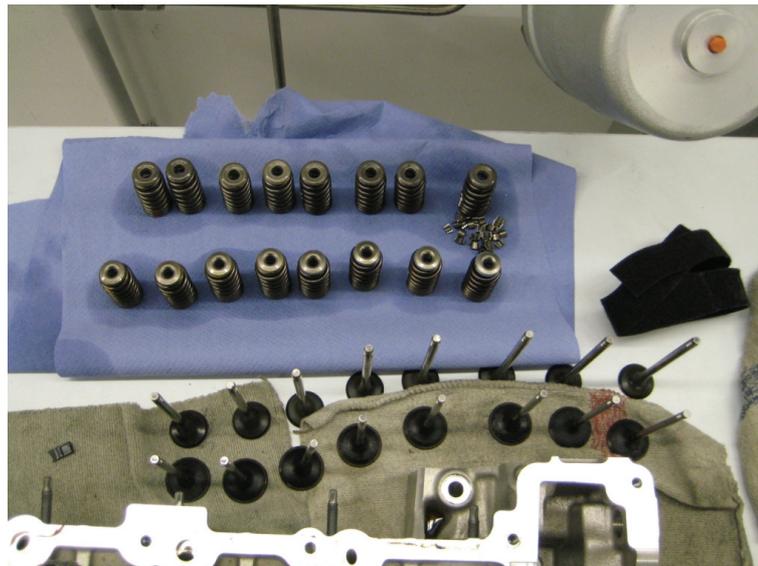


Abbildung 76: Ausbau Ventile Ersatzzylinderkopf N20

Die fehlenden Komponenten machten eine Motorsteuerung neuerlich obsolet. Als Kühlmittelpumpe wurde neuerlich die motoreigene Wasserpumpe eingesetzt. Sie wurde jedoch extern bestromt und vom Prüfstand aus gesteuert um die Pumpenarbeit nicht der Reibarbeit zuzurechnen.

Nach einem erneuten Probelauf mit dem stärkeren Drehmomentaufnehmer wurde auch hier der genauere Drehmomentaufnehmer verbaut. Im Messbetrieb wurden wieder die gewohnten Öl- und Wassertemperaturen von 60 °C, 90 °C und 120 °C gefahren.

Durch die fehlenden Ventile und die Pumpwirkung der Kolben wurde wie im vorherigen Aufbauzustand, wenn auch durch andere Ursachen, Öldampf ein- und ausgepumpt. Im vorhergehenden Schritt wurde durch das Fehlen der Kolbengruppe ein Teil der Ölgicht aus dem Kurbelgehäuse an den Zylinderkopf und durch die geöffneten Ventile geschleudert. In diesem Schritt nun bildete ein Teil des Wandölfilmes durch das Fehlen des Zylinderdruckes und der deshalb fehlenden Kolbenringvorspannung einen Nebel, der bei hohen Drehzahlen ausgeblasen wurde. Dies machte wieder Maßnahmen, insbesondere an der Auslassseite notwendig, um die starke Ölnebelbildung im Prüfraum zu verhindern.

### **Wesentliche Randbedingungen für Schritt 5**

- mit Kolben und Pleuel
- ohne Ventiltrieb
- ohne Ventile
- HBM T40 200 Nm
- Ölversorgung extern
- gesamte Spannungsversorgung extern
- ohne ECU
- Öl- und Kühlmitteltemperaturen: 60 °C, 90 °C, 120 °C

## **6.2 Messergebnisse**

Der Schleppbetrieb mit verschiedenen Aufbauzuständen liefert eine Reihe von Messergebnissen zur Auswertung. Die Basis dieser Messungen bildet die Messung des Schleppmomentes mittels Drehmomentaufnehmer (HBM T40). Sie ist, auch wenn andere Messstellen in einzelnen Stadien des Strip-Downs wegfallen, in jedem Schritt vorhanden.

Die folgenden Abbildungen zeigen die Schleppmomente für die Schritte 1 bis 3 im Schleppbetrieb (Vollmotor und zwei Schritte im Strip-Down). Die Darstellungen zeigen

exemplarisch die Ergebnisse für eine Öl- und Kühlmitteltemperatur von 60 °C. Weiters sind indizierter und effektiver Mitteldruck dargestellt und der daraus resultierende Reibmitteldruck.

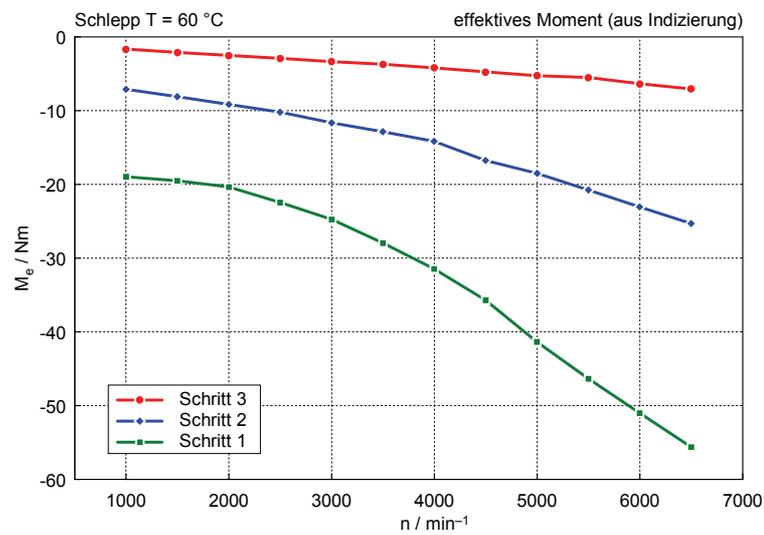


Abbildung 77: Schleppmoment  $T_{\dot{O}}/T_{KM} = 60 \text{ °C}$

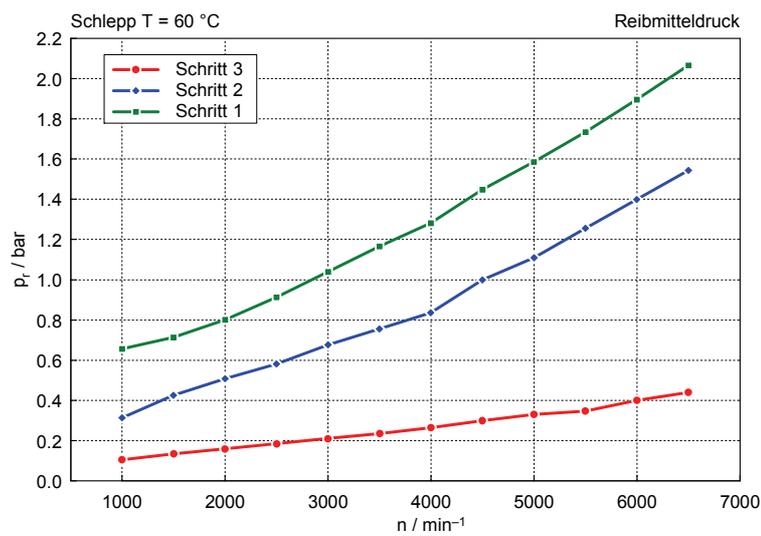


Abbildung 78: Reibmitteldruck  $T_{\dot{O}}/T_{KM} = 60 \text{ °C}$

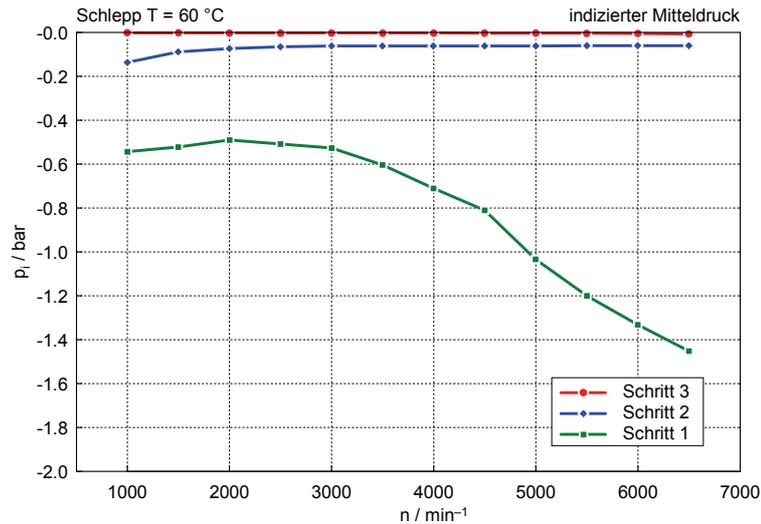


Abbildung 79: indizierter Mitteldruck  $T_{Öl}/T_{KM} = 60 \text{ °C}$

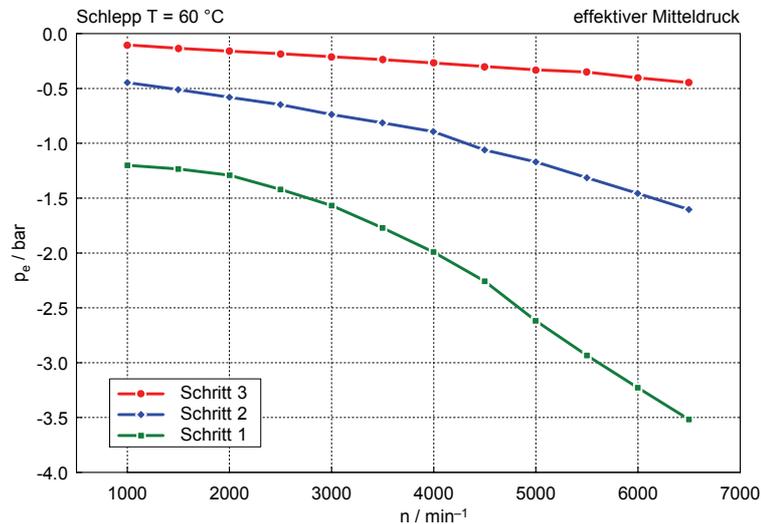


Abbildung 80: effektiver Mitteldruck  $T_{Öl}/T_{KM} = 60 \text{ °C}$

Schritt 4 und 5 sind spezielle Betrachtungen des Ventiltriebes und werden erst in späterer Folge dargestellt.

Es lassen sich bereits in diesen Darstellungen klare Unterschiede in den Schleppmomenten der verschiedenen Aufbauzustände ausmachen. Mit fortschreitendem Abbau des Motors werden diese Schleppmomente geringer. Darüber hinaus zeigt sich auch, dass innerhalb eines Aufbauzustandes eine klare Drehzahlabhängigkeit des Schleppmomentes gemessen werden kann. Die Schleppmomente können sich dabei von knapp über Leerlauf bis zur Nenndrehzahl weit mehr als verdoppeln.

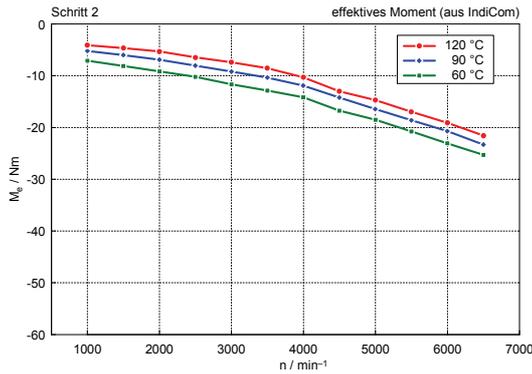


Abbildung 81: Schlepptomente  $T_{\text{Öl}}/T_{\text{KM}} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$

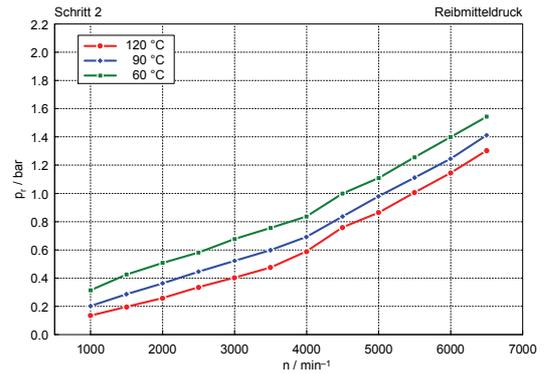


Abbildung 82: Reibmitteldruck  $T_{\text{Öl}}/T_{\text{KM}} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$

In Abbildung 81 und Abbildung 82 sind wieder beispielhaft die Messungen des zweiten Strip-Down-Schrittes über der Drehzahl aufgetragen. In dieser Abbildung zeigt sich die Schmiermitteltemperaturabhängigkeit des Schlepptomentes und in der Folge des Reibmitteldruckes. Es wird deutlich, dass sich mit steigender Öltemperatur die Viskosität des Schmiermittels verringert und so die Reibung im Schmierfilm reduziert werden kann. Darüber hinaus ist zu sehen, dass eine Temperaturerhöhung von  $60 \text{ } ^\circ\text{C}$  auf  $90 \text{ } ^\circ\text{C}$  eine größere Reduktion in der Reibung bedeutet, als um weitere  $30 \text{ K}$  von  $90 \text{ } ^\circ\text{C}$  auf  $120 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Die gezeigten Bilder und Kurven können gemeinsam zu verschiedenen Ergebnissen zusammengefasst werden. Die folgende Abbildung zeigt das Schlepptomente über der Drehzahl für die verschiedenen Aufbauzustände. Die Darstellungen sind in dreifacher Ausführung, für Kühl- und Schmiermitteltemperaturen von  $60 \text{ } ^\circ\text{C}$ , für  $90 \text{ } ^\circ\text{C}$  und für  $120 \text{ } ^\circ\text{C}$  gezeigt.

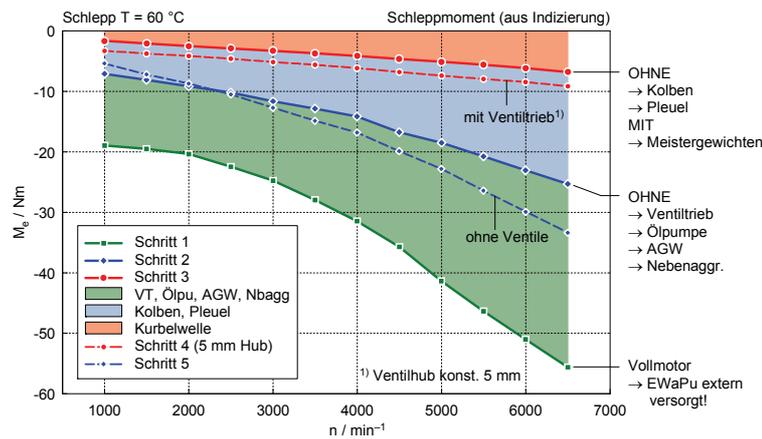


Abbildung 83: Schlepptomente aller Schritte  $T_{\text{Öl}}/T_{\text{KM}} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$

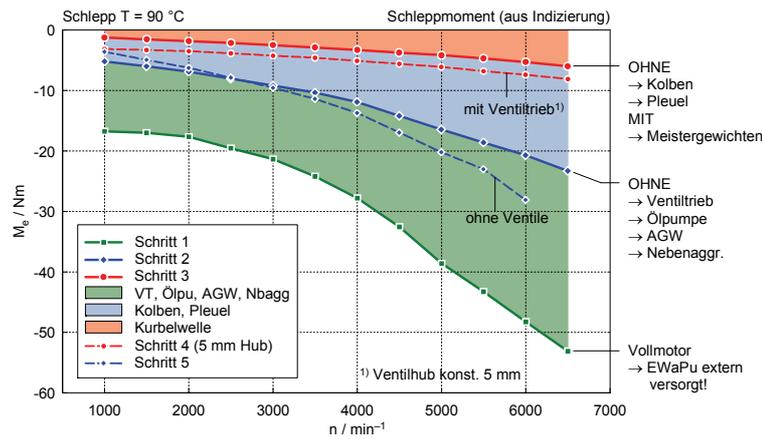


Abbildung 84: Schleppmoment aller Schritte  $T_{Öl}/T_{KM} = 90 \text{ °C}$

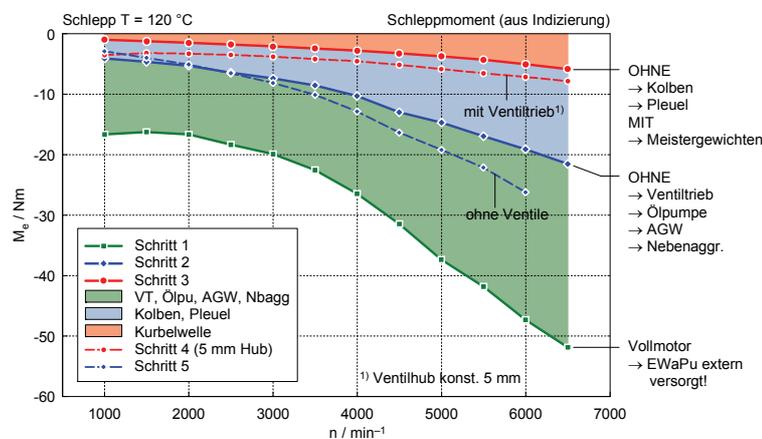


Abbildung 85: Schleppmoment aller Schritte  $T_{Öl}/T_{KM} = 120 \text{ °C}$

Aus den gezeigten Darstellungen verschiedener Schleppmomente über der Drehzahl werden mehrere Dinge deutlich. Prinzipiell sind die Kurven gleicher Aufbauzustände aber unterschiedlicher Temperatur einander relativ ähnlich. Mit steigender Öltemperatur macht sich beim Vollmotor und bei Schritt 2 der Schleppversuche eine Ausbuchtung des Schleppmomentes bei niedrigen Drehzahlen bemerkbar. Bei 120 °C ist mit steigender Drehzahl sogar ein einmaliges Absinken des Schleppmomentes gefolgt von einem anfangs verlangsamten Anstieg zu beobachten (siehe Kapitel 6.2.1). Prinzipiell lässt sich erkennen, dass alle Baugruppen mit steigender Öltemperatur ein fallendes Schleppmoment aufweisen.

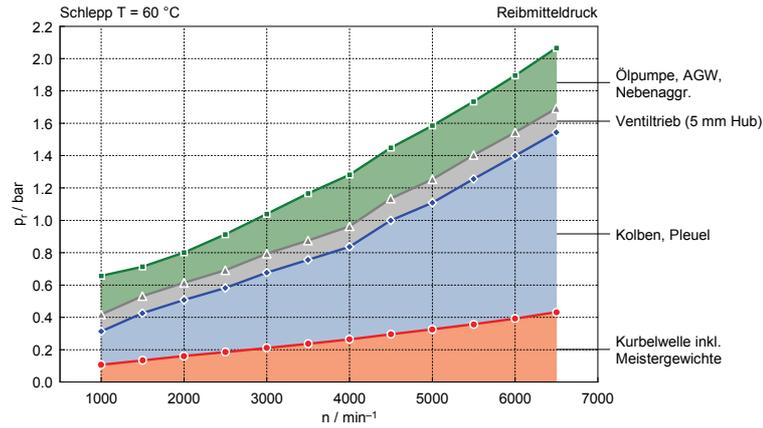


Abbildung 86: Reibmitteldruck aller Schritte  $T_{\text{Öl}}/T_{\text{KM}} = 60$  °C

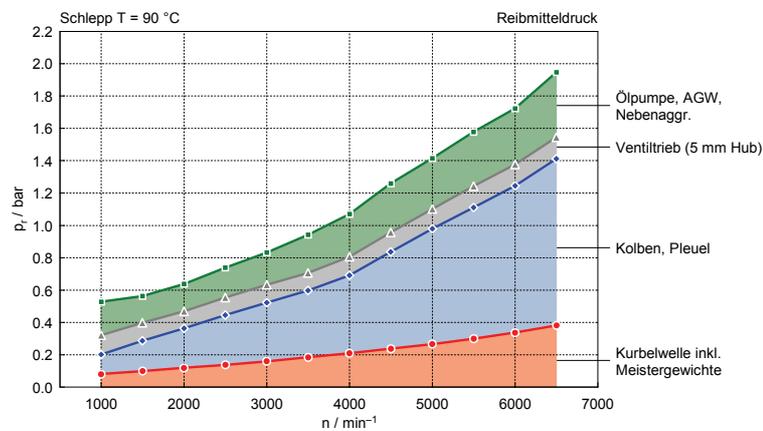


Abbildung 87: Reibmitteldruck aller Schritte  $T_{\text{Öl}}/T_{\text{KM}} = 90$  °C

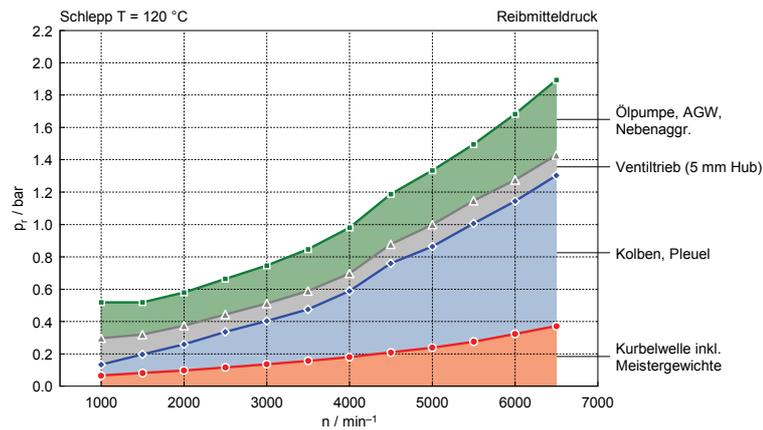


Abbildung 88: Reibmitteldruck aller Schritte  $T_{\text{Öl}}/T_{\text{KM}} = 120$  °C

Die Darstellungen des Reibmitteldruckes lassen genauere Zuordnungen der Arbeitsanteile einzelner Komponenten zu. Mit dem ersten Blick wird aus allen drei Diagrammen ersichtlich, dass vor allem in Bereichen höherer Drehzahlen die Kolbengruppe den größten Anteil an der Reibarbeit hat. Bei 1000  $\text{min}^{-1}$  und in Bereichen knapp

darüber hingegen ist der Anteil mit den anderen Komponenten vergleichbar. Dafür verantwortlich sind die großen Gleitflächen der Kolbenringe sowie die Lagerungen der Pleuel bei denen mit steigender Relativbewegung immer größere Scherspannungen im Ölfilm auftreten. Weiters zeigt sich, dass mit steigender Öltemperatur eine Abnahme der Reibarbeit der Kolbengruppe erreicht werden kann, was wiederum auf die abnehmende Reibung im Schmierfilm zurückzuführen ist.

Der Reibmitteldruck des Ventiltriebes ist hier bei einem konstanten Ventilhub von 5 mm dargestellt. Man erkennt, dass der Reibmitteldruck über der Drehzahl weitgehend konstant bleibt. Mit steigender Öltemperatur ist nur ein kleiner Rückgang der Reibung zu beobachten. Nähere Ausführungen zum Ventiltrieb folgen später in diesem Kapitel.

Die Anteile von Ölpumpe, Massenausgleich und Nebenaggregaten nehmen mit der Drehzahl leicht zu und zeigen sich relativ unabhängig von der Öltemperatur. Grund dafür ist, dass die der Reibarbeit zugerechneten Nebenaggregate nicht von der Öltemperatur abhängig operieren. Die dennoch leichte Abnahme der Reibarbeit dieser Komponenten mit erhöhter Öltemperatur ist auf die reduzierte Reibung des Massenausgleiches und in Öl- und Vakuumpumpe zurückzuführen.

Die Reibung der Gruppe Kurbelwelle, Meistergewichte und Hauptlager zeigt einen weitgehend konstanten Anstieg mit der Drehzahl und eine Abnahme mit steigender Temperatur des Schmiermittels. Auch hier sind die erwähnten Scherspannungen in den Schmierfilmen verantwortlich für dieses Verhalten.

Insgesamt lässt sich bei Vergleich der Darstellungen der Reibmitteldrücke erkennen, dass sich bei Öltemperaturen zwischen 60 °C und 90 °C eine deutliche Reduktion in den Absolutwerten der Reibarbeit beobachten lässt. Bei weiterer Erwärmung von 90 °C auf 120 °C setzt sich dieser Trend zwar fort, nimmt aber tendenziell ab. In Abbildung 89 ist der Verlauf der Reibmitteldrücke aus den Schleppmessungen des Vollmotors zu sehen. Die drei Linien für den Reibmitteldruck bei verschiedenen Öl- und Kühlmitteltemperaturen verdeutlichen den Öltemperatureinfluss auf die Reibung.

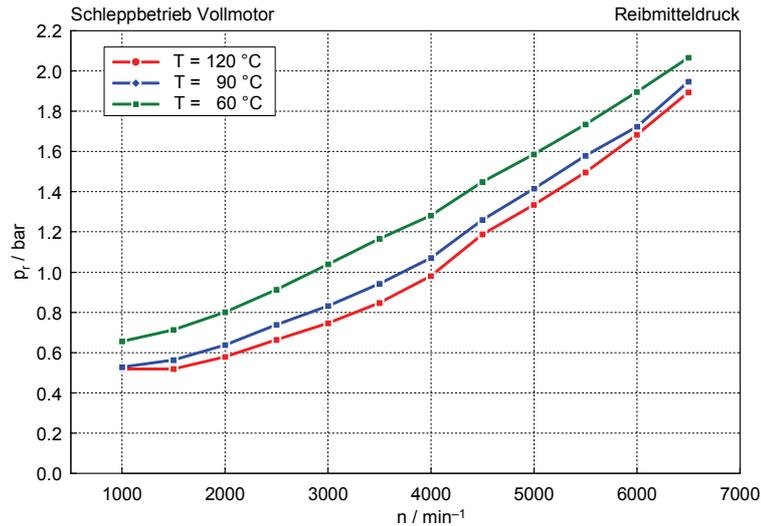


Abbildung 89: Reibmitteldruck Schritt 1

In den in Abbildung 90, Abbildung 91 und Abbildung 92 gezeigten Reibungsaufteilungen sind die relativen Anteile der Reibmitteldrücke der einzelnen Komponenten und für die drei getesteten Öltemperaturen dargestellt. Zu beachten ist, dass die in diesen Diagrammen gezeigten Anteile relativ sind und bei jeder Drehzahl in Summe 100 % ergeben. Die Darstellung der absoluten Werte kann sich also durchaus anders gestalten.

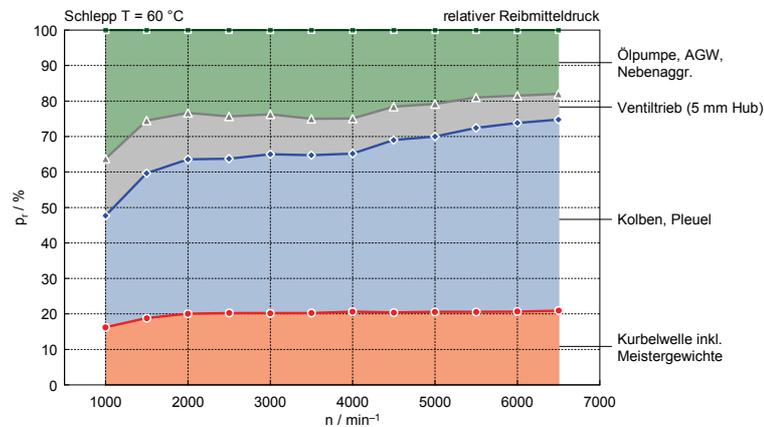
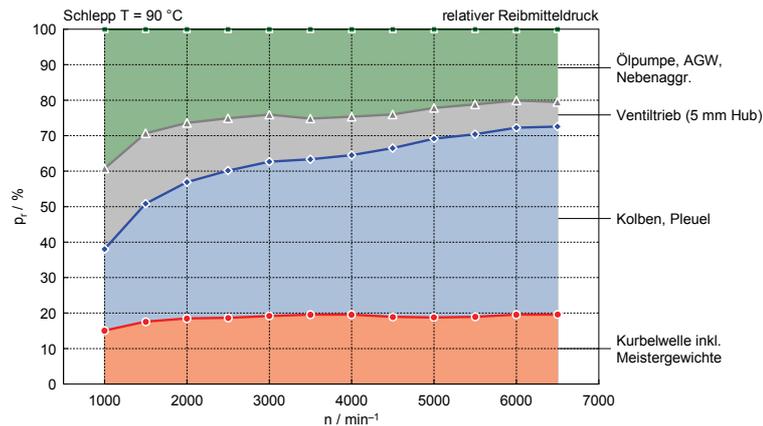
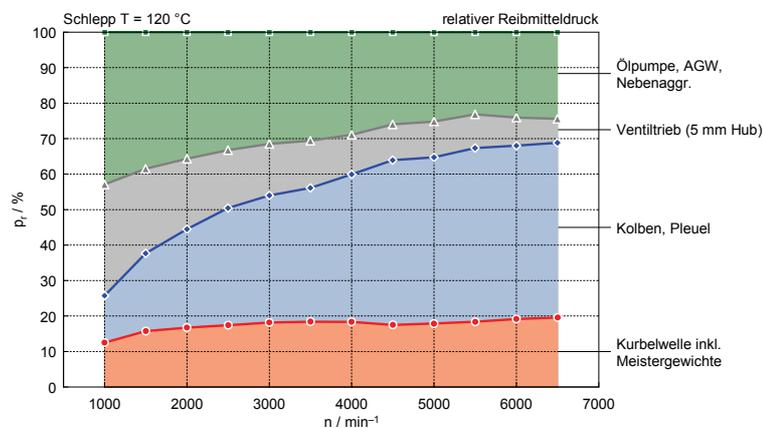


Abbildung 90: relativer Reibmitteldruck aller Schritte  $T_{\text{Öl}}/T_{\text{KM}} = 60 \text{ °C}$

Abbildung 91: relative Reibmitteldruck aller Schritte  $T_{\dot{O}l}/T_{KM} = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$ Abbildung 92: relative Reibmitteldruck aller Schritte  $T_{\dot{O}l}/T_{KM} = 120 \text{ } ^\circ\text{C}$ 

Bei einer Öltemperatur von  $60 \text{ } ^\circ\text{C}$  stellt sich, mit Ausnahme von Bereichen niedriger Drehzahl, die Reibung der Kolbengruppe als Hauptanteil dar. Ölpumpe, AGW und Nebenaggregate liegen anfangs prozentuell bei ähnlichen Werten, nehmen mit steigender Drehzahl aber ab. Kurbelwelle und Meistergewichte nehmen in den ersten drei Drehzahlritten leicht zu, bleiben dann aber bei etwa  $20 \text{ } \%$  an der gesamten Reibung relativ konstant. Die Reibung des Ventiltriebes, im Schleppmoment weitgehend gleichbleibend, nimmt wie erwähnt in dieser Darstellung anteilig ab.

Bei einer Erhöhung der Öltemperatur auf  $90 \text{ } ^\circ\text{C}$  ist ein leichter Anstieg des Reibungsanteiles von Ölpumpe, Massenausgleich und Nebenaggregaten festzustellen. Auch der Anteil des Ventiltriebes nimmt geringfügig zu, dieser Trend wird aber am Ende des mittleren Drehzahlbereiches kleiner. Die Anteile von Kurbelwelle und Meistergewichten zeigen einen ähnlichen Verlauf wie bei  $60 \text{ } ^\circ\text{C}$ , ihr Anteil verringert sich aber um etwa ein Prozent.

Nach Erhöhung der Öltemperatur auf  $120 \text{ } ^\circ\text{C}$  zeigen sich die Anteile von Ölpumpe, AGW und Nebenaggregaten vor allem im niedrigen und mittleren Drehzahlbereich um

ein gutes Stück größer als zuvor. Auffällig ist auch, dass der Anteil der Kolbengruppe hier erst mit steigender Drehzahl dominant wird. Der Ventiltrieb (weiterhin beobachtet bei einem Ventilhub von 5 mm) hat speziell im unteren Drehzahlband einen weiter erhöhten Anteil an der Gesamtreibung. Hier ist der Unterschied zwischen Reibmitteldruck, in der sich der Ventiltrieb relativ konstant darstellt, und relativem Reibmitteldruck noch deutlicher. Pleuellwelle und Pleuellgewichte verhalten sich auch hier ähnlich und fallen wieder um etwa einen Prozentpunkt.

### 6.2.1 Ventilhubvariation

Das Valvetronic-System von BMW ermöglicht eine an den Betriebspunkt angepasste Verstellung des Ventilhubes. Sie ersetzt, wie in Kapitel 4 beschrieben, die Drosselklappe und übernimmt damit die Lastregelung des Motors.

Die Reduktion des Ventilhubes speziell in der Teillast ermöglicht eine Reduktion der Reibung des Ventiltriebes. Bei konventionellen Ottomotoren erfolgt die Lastregelung über die Drosselklappe, der Ventilhub bleibt konstant auf seinem Maximum.

Die folgenden Bilder zeigen die Schleppmessungen im vierten Schritt des Strip-Downs. Im Detail ist der Reibmitteldruck für vier verschiedene Ventilhübe im Diagramm aufgetragen. Die Ventilhübe erstrecken sich von 0.3 mm (beinahe vollständig geschlossen) bis knapp 10 mm, was dem maximalen Ventilhub entspricht.

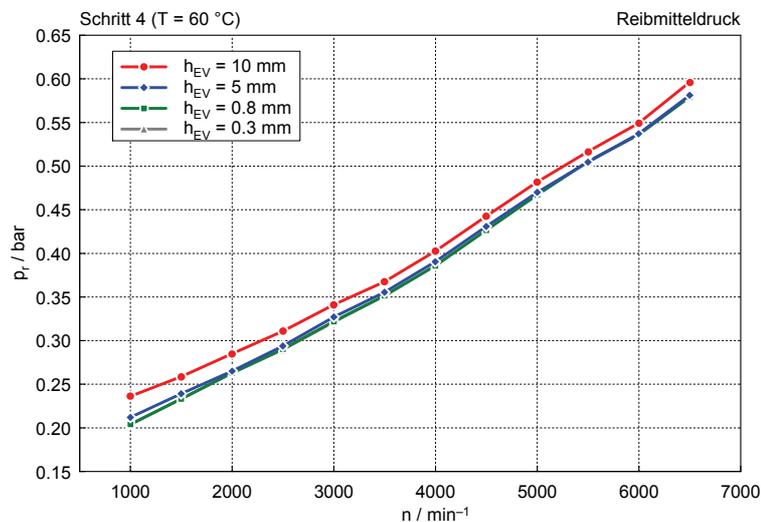
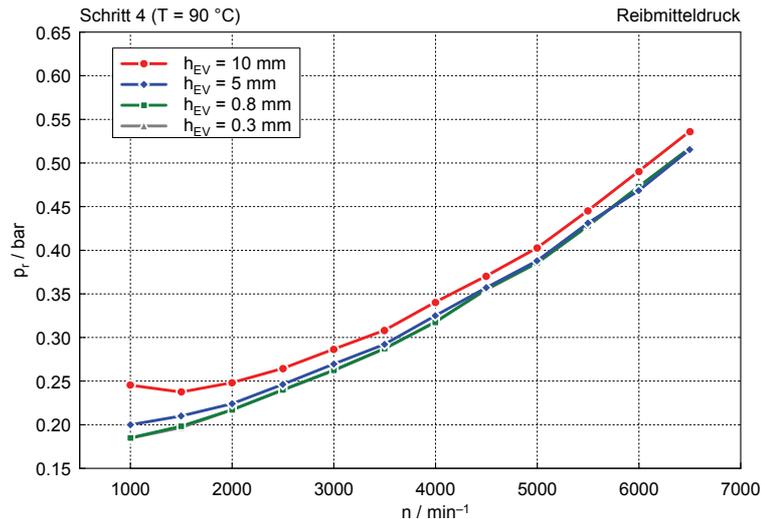
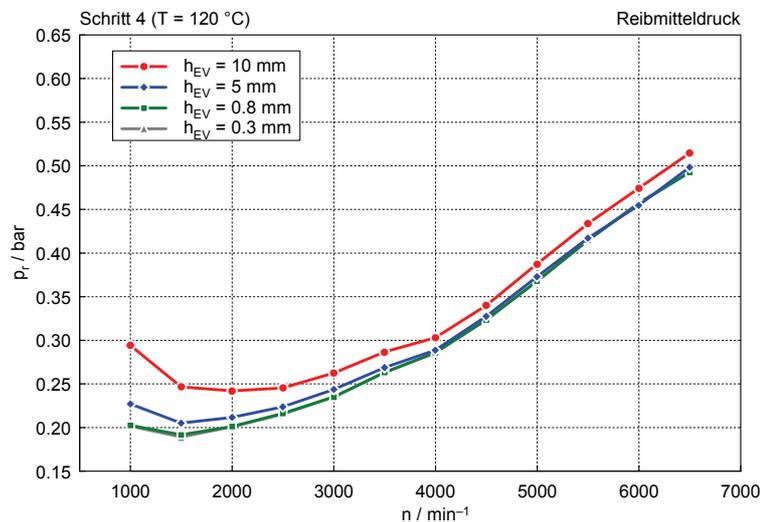


Abbildung 93: Reibmitteldruck Schritt 4  $T_{O}/T_{KM} = 60$  °C

Abbildung 94: Reibmitteldruck Schritt 4  $T_{Öl}/T_{KM} = 90\text{ °C}$ Abbildung 95: Reibmitteldruck Schritt 4  $T_{Öl}/T_{KM} = 120\text{ °C}$ 

Bei sämtlichen Kurven lässt sich eine deutliche Reduktion des Reibmitteldruckes zwischen den Ventilhüben 10 und 5 mm erkennen. Zwischen 5 und 0.8 mm Ventilhübe ist zwar ebenfalls eine Reduktion zu erkennen, allerdings eine bereits deutlich geringere. Zwischen 0.8 und 0.3 mm Hub ist zwar in den Zahlenwerten eine geringfügige Reibungsreduktion zu beobachten, sie wird aber in den Diagrammen nicht mehr ersichtlich.

Weiters lässt sich deutlich der Einfluss der Öltemperatur auf die Gestalt der Reibmitteldruckskurven beobachten. Ist bei 60 °C noch ein weitgehend linearer Verlauf von Schleppmoment und Reibmitteldruck erkennbar, so buchten sich die Kurven mit steigender Öltemperatur zunehmend aus. Bei 120 °C Öltemperatur bedeutet das nach der ersten Messung bei 1000 min<sup>-1</sup> eine Reduktion des Reibmitteldruckes. Der an-

schließende Anstieg erreicht erst bei etwa  $4000 \text{ min}^{-1}$  wieder den Anfangswert, steigt danach bis hin zur Nenndrehzahl aber deutlich darüber hinaus.

In Abbildung 96 sind die Kurven für den Reibmitteldruck bei einem Ventilhub von 10 mm für die drei beobachteten Öltemperaturen dargestellt. Hier stellt sich die Ausbuchtung bei gesteigerter Öltemperatur und niedriger Drehzahl noch deutlicher dar.

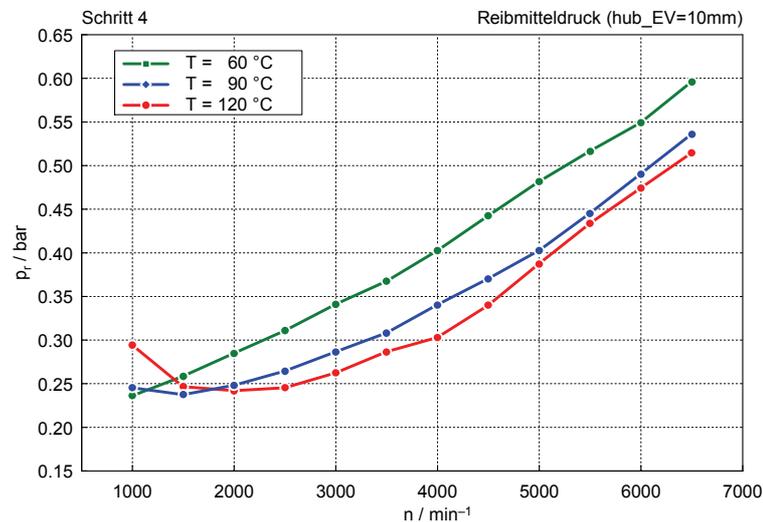


Abbildung 96: Reibmitteldruck Schritt 4

Einen Erklärungsansatz zu diesem Phänomen liefert eine Erweiterung der in Kapitel 2 dargestellten Stribeck-Kurve.

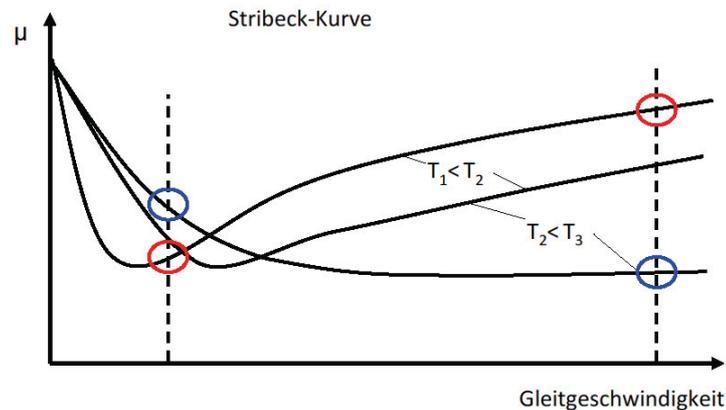


Abbildung 97: Stribeck-Kurve für verschiedene Öltemperaturen

Wieder ist über Drehzahl beziehungsweise Relativgeschwindigkeit der Reibungskoeffizient dargestellt. Im Unterschied zu Abbildung 2 sind in der aktuellen Darstellung Kurven für verschiedene Ölviskositäten dargestellt. Es wird deutlich, dass sich bei einer

Verringerung der Viskosität im Bereich reiner Flüssigkeitsreibung der Reibungskoeffizient senkt. In Bereichen niedriger Relativgeschwindigkeit kehrt sich dieser Effekt allerdings um. Es wird der Bereich der Mischreibung erreicht, der für niedrigere Ölviskositäten einen höheren Reibbeiwert zur Folge hat. So verschiebt sich die Grenze der Mischreibung (höherer Reibbeiwert) im unteren Drehzahlbereich mit sinkender Viskosität allmählich in Bereiche höherer Drehzahlen.

Damit lässt sich einerseits erklären, dass in niedrigen Drehzahlbereichen der Reibmitteldruck mit der Öltemperatur ansteigt. Andererseits erklärt dieser Ansatz auch den linearen Verlauf der Kurven bei 60 °C und die zunehmende Ausbuchtung bei steigender Temperatur und sinkender Viskosität, da sich bei diesen Temperaturen der Bereich der Mischreibung über den betrachteten Messbereich schiebt.

Betrachtet man die Werte des Reibmitteldruckes, so lässt sich wie zu erwarten eine Reduktion der Reibung mit steigender Öltemperatur beobachten. Die Bereiche niedriger Drehzahlen zeigen allerdings, dass sich zur Reibungsreduktion die Steigerung der Öltemperatur nicht beliebig fortsetzen lässt. Aus Gründen der chemischen Zersetzungstemperatur des Öles und der Kühlmittelsiedetemperatur wäre dies ohnehin nicht möglich.

### **6.2.2 Weitere Messgrößen**

Neben der Momentenmessung wurden während des Schleppbetriebes eine Reihe weiterer Messgrößen aufgenommen. Bedingt durch die verschiedenen Aufbaustufen im Zuge des Strip-Down-Versuches waren einige Messungen nicht bei allen Schritten möglich. So wurde bei den Schleppmessungen des Vollmotors mit Ausnahme der Abgasanalyse weitgehend dieselbe Messanordnung verwendet wie im gefeuerten Betrieb. Dagegen konnte beispielsweise in Schritt drei die bis dahin eingesetzte Zylinderdruckindizierung durch die fehlenden Kolben keine aussagekräftige Druckkurve mehr darstellen.

In Abbildung 98 und Abbildung 99 ist der indizierte Mitteldruck der Hochdruck- und der Ladungswechselphase der Schleppmessungen am Vollmotor bei einer Öltemperatur von 60 °C dargestellt. Es wird ersichtlich, dass in Schritt 3 die Messungen aus der Druckindizierung einen konstanten Druckverlauf liefern, also keinen indizierten Mitteldruck mehr ergeben, was auf die fehlenden Kolben und den dadurch weitgehend konstanten Druck im Zylinder zurückzuführen ist. Aus den Ergebnissen des indizierten Mitteldruckes in Hochdruck- und Ladungswechselphase und des effektiven Mitteldruckes errechnet sich dann der bereits besprochene Reibmitteldruck.

## 6 Strip-Down-Messungen N20

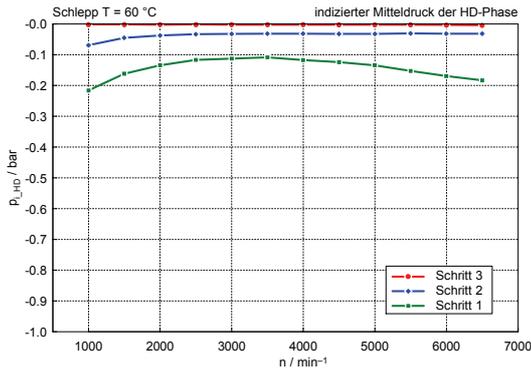


Abbildung 98: indizierter Mitteldruck (Hochdruckphase)  $T_{\text{Öl}}/T_{\text{KM}} = 60 \text{ °C}$

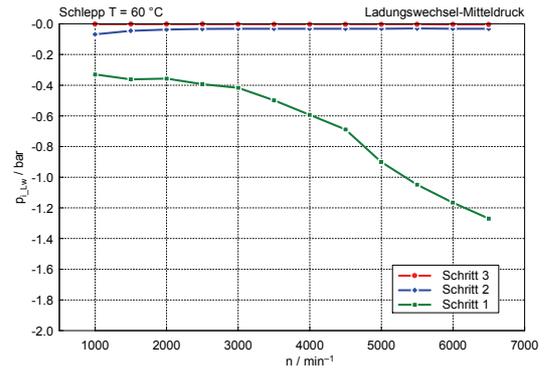


Abbildung 99: indizierter Mitteldruck (Ladungswechselphase)  $T_{\text{Öl}}/T_{\text{KM}} = 60 \text{ °C}$

Die folgenden Abbildungen zeigen Messwerte zu Kühlmittel und Motoröl bei einer Temperatur von 90 °C.

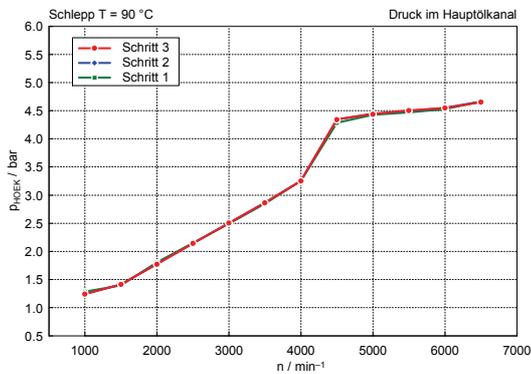


Abbildung 100: Öldruck bei  $T_{\text{Öl}}/T_{\text{KM}} = 90 \text{ °C}$

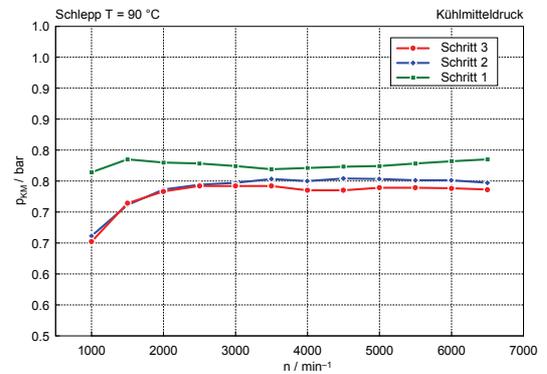


Abbildung 101: Kühlmitteldruck bei  $T_{\text{Öl}}/T_{\text{KM}} = 90 \text{ °C}$

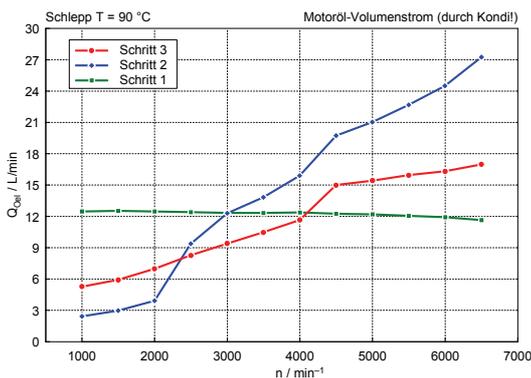


Abbildung 102: Öl-Volumenstrom  $T_{\text{Öl}}/T_{\text{KM}} = 90 \text{ °C}$

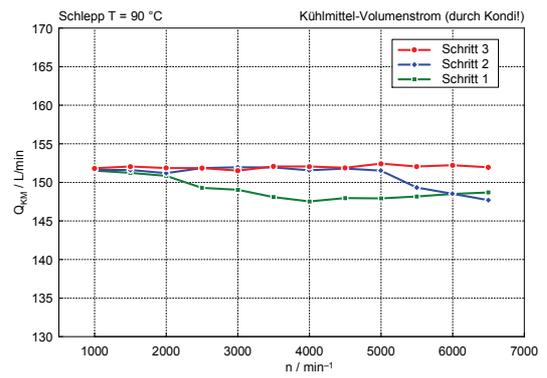


Abbildung 103: Kühlmittel-Volumenstrom  $T_{\text{Öl}}/T_{\text{KM}} = 90 \text{ °C}$

Die gezeigten Messwerte stehen beispielhaft für eine Reihe verschiedener Messwerte, die im Zuge der Schleppmessungen aufgenommen wurden. Dem Öldruck wurde bei der Regelung der Konditionieranlagen spezielle Bedeutung beigemessen. Darüber

hinaus dienen die beobachteten Größen auch der Überwachung des Betriebes zum Bauteilschutz (z.B. Öl- und Kühlmitteldruck).

### **6.2.3 Zusammenfassung der Einflussgrößen**

Reibung stellt einen zentralen Verlust im Verbrennungsmotor dar. Sie hat direkten Einfluss auf den Verbrauch des Motors. Setzt man gängige Last- und Reibungswerte für PKW-Motoren voraus, so können bei einer Reduktion des Reibmitteldruckes von 10 % bei Volllast um etwa 0.5 % höhere effektive Mitteldrücke erreicht werden. Den größeren Einfluss hat dieselbe Reibungsreduktion im Teillastbetrieb. Bei niedriger Last ist bei gleicher Reibungsreduktion eine Steigerung des effektiven Mitteldruckes in der Größenordnung von 5 % möglich. In gleichem Ausmaß wirkt sich diese Reibungsreduktion auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch aus. Dieser Zusammenhang verdeutlicht, dass die Reduktion der Motorreibung ein großes Potential im Kampf um Kraftstoffverbrauchsminimierung darstellt.

#### **Öltemperatur**

Der Einfluss der Öltemperatur wirkt sich am dominantesten auf die Reibung der Kolbengruppe aus. Ihr Reibungsanteil steigt mit der Drehzahl und hat bei  $6500 \text{ min}^{-1}$  sein Maximum. Mit einer Steigerung der Öltemperatur von  $60^\circ\text{C}$  auf  $120^\circ\text{C}$  zeigt sich bei dieser Drehzahl ein Abfall des Reibmitteldruckes um etwa 13 %. Auch an der Kurbelwelle lässt sich bei dieser Drehzahl mit bis zu 16 % ein ähnlicher Einfluss beobachten.

Eine Temperaturerhöhung von  $60^\circ\text{C}$  auf  $120^\circ\text{C}$  liefert für Ölpumpe, AGW-Einheit und Nebenaggregate eine Reduktion des Reibmitteldruckes von etwa 8 %. Die Tatsache dass die Nebenaggregate zwar einerseits der Reibung des Motors zugerechnet werden, diese andererseits aber unabhängig von der Temperatur des Motoröles arbeiten, erklärt den relativ geringen Temperatureinfluss in diesem Strip-Down-Schritt. Der dennoch leicht veränderliche Anteil lässt sich auf die Arbeit von Ölpumpe und Massenausgleich zurückführen, die durchaus von der Ölviskosität abhängt.

Der Reibmitteldruck des Ventiltriebes bleibt bei gleichem Ventilhub über der Drehzahl weitgehend konstant. Mit steigender Öltemperatur lässt sich allerdings eine Abnahme der Reibung von etwa 6 % beobachten. Eine Ausnahme bilden hier niedrige Drehzahlbereiche.

#### **Ventilhub**

Bei den Schleppversuchen mit veränderlichem Ventilhub hat sich gezeigt, dass durch die Reduktion des Ventilhubes in der Teillast (Stichwort Lastregelung) eine Verringerung der Ventiltriebsreibung von bis zu 8 % erzielbar ist. Da der EA888 die Lastregelung mittels Drosselklappe realisiert und einlassseitig mit vollem Ventilhub fährt, ist

ein Vorteil in der Reibung des N20 in der Teillast und speziell in Betriebspunkten die für den Stadtbetrieb repräsentativ sind zu erwarten.

Weiters ging aus den Strip-Down-Messungen hervor, dass bei konstantem Ventilhub die Reibung des Ventiltriebes über der Drehzahl zwar weitgehend konstant bleibt, sie aber mit einer Steigerung der Öltemperatur von 60 °C auf 120 °C um bis zu 10 % abnimmt.

Zusätzlich konnte mit steigender Öltemperatur vor allem bei maximalem Ventilhub eine zunehmende Ausbuchtung der Momenten- und Reibmitteldruckkurven im niedrigen Drehzahlbereich beobachtet werden. Dies bedeutet bei einer Drehzahl von 1000 min<sup>-1</sup> und maximalem Ventilhub einen Mehraufwand an Reibung von etwa 20 % gegenüber demselben Ventilhub bei 1500 min<sup>-1</sup>. Dieses Verhalten lässt sich dadurch erklären, dass sich bei sinkender Ölviskosität die Grenze der Mischreibung weiter in Bereiche höherer Drehzahlen verschiebt und damit zwangsläufig auch den Betriebsbereich des Motors erreicht. Mit dem Eintreten in Mischreibung stellt sich eine Erhöhung des Reibungskoeffizienten und damit der Reibarbeit ein.

Abschließend ist zum Kapitel über die Strip-Down-Messungen des N20 zu betonen, dass aus den gemachten Messungen zwar Schlüsse gezogen werden können, diese sich aber eben auf den N20 beschränken. Ein geplanter Vergleich mit dem EA888 wird weitere Aussagen zu den jeweiligen Komponenten ermöglichen.

### **6.3 Herausforderungen bei der Reibungsmessung**

Messungen am Motorenprüfstand sind mit einer Vielzahl von Effekten und Wechselwirkungen behaftet, die Messergebnisse verfälschen können. In den folgenden Punkten sind einige der Herausforderungen bei Reibungsmessungen im Prüfstandsbetrieb dargestellt.

#### **6.3.1 OT-Fehler**

Bei der Indiziermethode ist auf größte Genauigkeit der Messtechnik zu achten. Dies betrifft sowohl die Zylinderdruckindizierung selbst als auch die Momentenmessung, da die Basiswerte für die Subtraktion  $p_i$  und  $p_e$  um eine Zehnerpotenz größer sein können als das Resultat, der Reibmitteldruck  $p_r$ . Damit würden sich im Extremfall prozentuale Fehler der Ausgangsgrößen im Resultat verzehnfachen [1].

Ein häufiger Fehler dieser Art sind kleine Abweichungen in der Zuordnung des oberen Totpunktes und damit in der Berechnung des indizierten Mitteldruckes  $p_i$ . In Abbildung 104 ist die Abweichung des indizierten Mitteldruckes  $p_i$  über der Abweichung des oberen Totpunktes von seiner tatsächlichen Lage dargestellt.

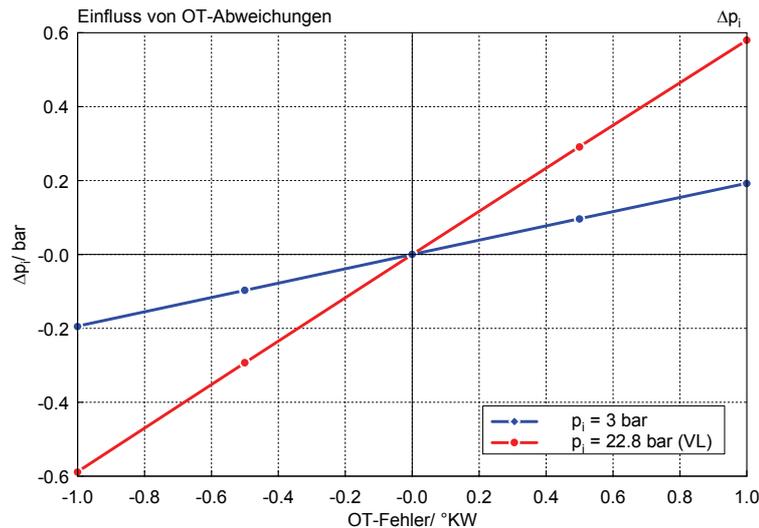


Abbildung 104: Einfluss von Fehlern in der OT-Einpassung

Die Kurven stammen aus der Kennfeldmessung des N20 und repräsentieren eine Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Die Spreizung von einem indizierten Mitteldruck von 3 bar bis zur Volllast (22.8 bar) verdeutlicht den Einfluss der Motorlast auf den Fehler. Wirkt sich ein Fehler bei  $p_i = 3 \text{ bar}$  in einem Maße aus, so schlägt sich der gleiche Fehler in der OT-Zuordnung bei Volllast absolut betrachtet wesentlich stärker aus.

Die so entstehenden Fehler in der Berechnung des indizierten Mitteldruckes können durch den oben beschriebenen Unterschied in der Größenordnung einen zehnfachen Wert annehmen. So können Fehler in der OT-Lage von nur  $0,1 \text{ °KW}$  einen Unterschied in der Berechnung des Reibmitteldruckes  $p_r$  von 10 % und mehr bewirken [1].

### 6.3.2 Messbereich Drehmomentaufnehmer

Die Berechnung des effektiven Mitteldruckes macht eine Momentenmessung erforderlich. Bei den Messungen dieses Projektes kam ein Messflansch zur Messung des Drehmomentes zum Einsatz. Der Flansch ist mit einem Dehnmessstreifen versehen der bei elastischer Verformung nach dem Hook'schen Gesetz eine dem Moment entsprechende Dehnung erfährt.

Angepasst an die Belastung werden verschieden starke Flansche verbaut. Ein Überschreiten der Streckgrenze würde den Flansch plastisch verformen und damit zerstören. Für den gefeuerten Betrieb und die ersten Schleppmessungen wurde ein Drehmomentaufnehmer HBM T40 mit einem Messbereich von 1000 Nm eingesetzt.

Der Drehmomentaufnehmer muss entsprechend den maximal auftretenden Belastungen ausgewählt werden. Herstellerangaben zufolge beträgt der relative Fehler maximal 0.05 % [7]. Dementsprechend ist es sinnvoll, den Betriebsbereich der Messungen an das obere Ende des zulässigen Messbereiches zu legen ohne diesen zu überschreiten. In diesem Bereich wirkt sich der relative Fehler am Geringsten aus.

Bei den Schleppmessungen des N20 wurden im Vergleich zum gefeuerten Betrieb sehr kleine Momente erreicht.

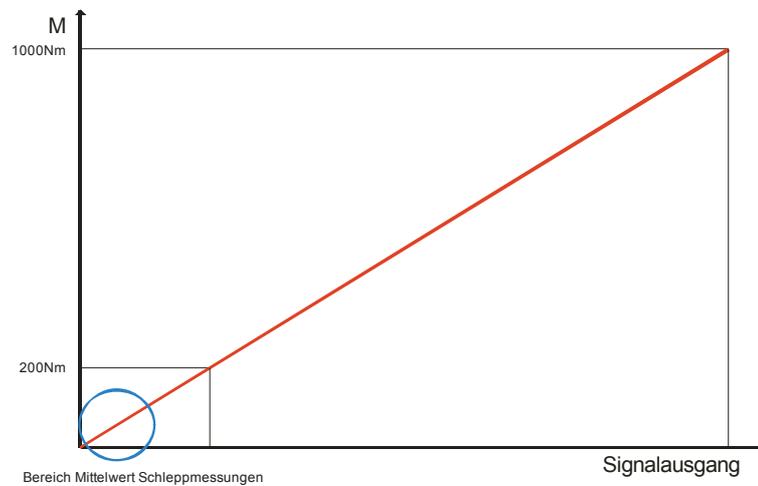


Abbildung 105: Kalibriergerade zweier Drehmomentaufnehmer

Abbildung 105 zeigt die Momentenbelastung und die Kalibriergerade des Aufnehmers mit einer maximalen Belastung von 1000 Nm und eines mit 200 Nm. Es zeigt sich, dass es für kleine Momente sinnvoll ist, einen entsprechend kleineren Aufnehmer zu verbauen um die Belastungen in die oberen Regionen des Messbereiches zu verschieben. Eine Problematik dabei zeigt sich in dem in Abbildung 106 dargestellten Momentenverlauf.

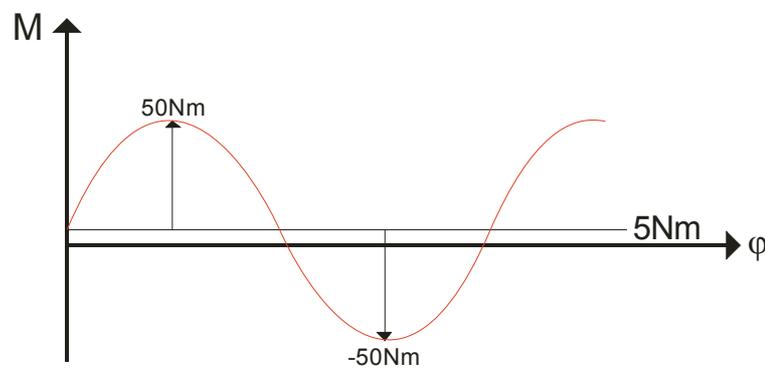


Abbildung 106: Schematischer Momentenverlauf im Schleppbetrieb

Zwar treten im Schleppbetrieb vergleichsweise sehr geringe mittlere Momente auf, bei Aufbauzuständen die eine Verdichtung (Gaskräfte bei geschlossenen Ventilen) ermöglichen, können zu diesen jedoch teils erhebliche Amplituden auftreten. Bei instationärem Betrieb, beispielsweise einem Anfahrvorgang, erreichen diese Schwankungen noch weitaus größere Spitzen. In Schritt 2 der Strip-Down-Messungen wurden so beim Anfahren Momentenspitzen größer als 200 Nm gemessen, was in diesem Schritt den Umbau auf den Aufnehmer mit einem Messbereich von 200 Nm nicht möglich machte.

Auch in den übrigen Schritten musste zur Überprüfung des maximal auftretenden Momentes auf den Drehmomentaufnehmer mit größerem Messbereich zurückgegriffen werden. Erst nach Sicherstellung der Einhaltung des Messbereiches konnte der Aufnehmer HBM T40 mit Messbereich 200 Nm eingesetzt werden.

### 6.3.3 Differenzbildung aus indiziertem und effektivem Mitteldruck

Zur Berechnung des Reibmitteldruckes aus der Druckindizierung wurden bei den Reibungsmessungen von N20 und EA888 anfänglich der indizierte Mitteldruck aus der Software AVL IndiCom und der effektive Mitteldruck aus der Momentenmessung über das Tornado-System berechnet.

Im gefeuerten Betrieb des EA888 konnten von der Prüfstandsregelung nicht in allen Betriebsbereichen konstante Lasten eingeregelt werden. Diese zyklischen Schwankungen in  $p_i$  und  $p_e$  machen eine zeitliche Mittelung der Werte notwendig. Zu Beginn der Messungen wurde der indizierte Mitteldruck zu diesem Zweck über 100 Zyklen berechnet und gemittelt, der effektive Mitteldruck hingegen über 50 Sekunden. Bei verschiedenen Drehzahlen erfassen 50 Sekunden verschiedene Zykluszahlen. Mit den gefahrenen Betriebsdrehzahlen waren diese nie gleich 100 Zyklen.

Daraus resultierend wurden die Mitteldrücke auch über verschiedene Anzahlen zyklischer Schwankungen gemittelt und somit der Reibmitteldruck nur bedingt richtig errechnet.

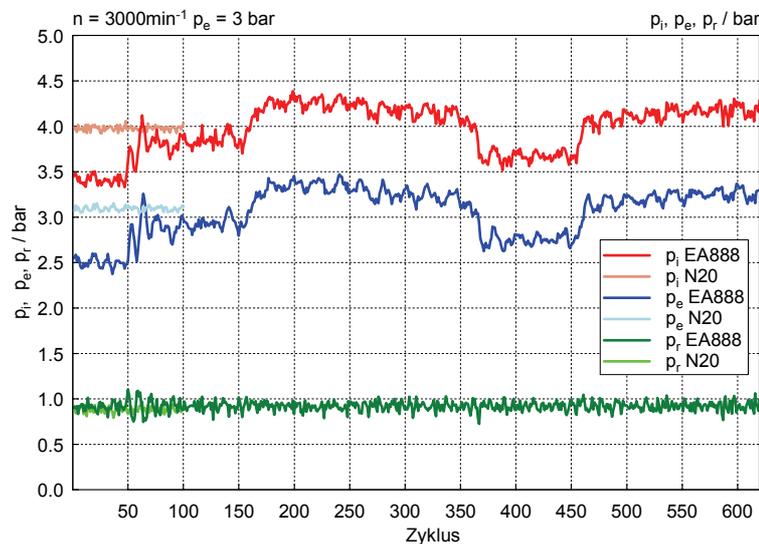


Abbildung 107: Verlauf von indiziertem, effektivem und Reibmitteldruck N20 und EA888 bei  $n=3000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_e=3 \text{ bar}$

In Abbildung 107 sind für einen Betriebspunkt bei  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_e = 3 \text{ bar}$  der indizierte, der effektive und der Reibmitteldruck jeweils für N20 und EA888 aufgetragen. Während die Mitteldrücke für den EA888 über 25 Sekunden aufgetragen sind, werden sie für den N20 über 100 Zyklen dargestellt. Die Lastschwankungen des

EA888 resultieren aus der Prüfstandsregelung. Es zeigt sich die Diskrepanz bei einer Mittelung über ein Zeitintervall und über eine bestimmte Zyklenzahl. Dieser Effekt verstärkt sich dadurch, dass bei verschiedenen Drehzahlen ein vorweg festgelegtes Zeitintervall verschiedene Zyklenzahlen umfasst.

Als Konsequenz dieser Diskrepanz wurden  $p_i$  und  $p_r$  beide von der Software AVL IndiCom berechnet, über 25 Sekunden gemittelt und der gemessene Wert lediglich von Tornado übernommen. Auf diese Weise konnte sichergestellt werden, zur Berechnung des Reibmitteldruckes die richtigen Größen voneinander zu subtrahieren.

Es ist zu betonen, dass die genannten Maßnahmen nur notwendig waren, da durch die Prüfstandsregelung teilweise keine konstanten Lasten realisiert werden konnten. Bei Messungen mit konstanter Last (z.B. Schleppmessungen) tritt diese Problematik nicht auf.



## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Untersuchung des N20 und des EA888 gab eine Vielzahl von Aufschlüssen. Bei Kennfelduntersuchungen im gefeuerten Betrieb erlaubt das Indizierverfahren über gängige Betrachtungen hinaus einen Kennfeldvergleich der Reibmitteldrücke. Es hat sich gezeigt, dass der BMW-Versuchsträger speziell im Teillastbetrieb Vorteile gegenüber jenem von Audi aufweist. In Bereichen hoher Last und Drehzahl reduzieren sich diese Unterschiede bis hin zum Gleichstand. Im relativen Kraftstoffverbrauch haben sowohl der N20 (bei niedrigen Drehzahlen) als auch der EA888 (bei hohen Drehzahlen) in Teilen des Kennfeldes den Vorteil für sich. Der effektive Wirkungsgrad beider Motoren hat sein Maximum auf vergleichbarem Niveau und in ähnlichen Lastbereichen. Allerdings liegt das Maximum des N20 in einem Drehzahlbereich leicht unterhalb jenes des EA888. Tendenziell ist im PKW-Betrieb niedrigen Last- und Drehzahlbereichen höhere Bedeutung beizumessen, da diese für die Gesetzgebung aber auch für den realen Fahrbetrieb relevant sind.

Beide Motoren liegen im Trend des Downsizings von Verbrennungsmotoren. Die damit erzielte Lastpunktverschiebung bewirkt einerseits eine Entdrosselung und damit verringerte Ladungswechselverluste, andererseits ermöglicht die Verkleinerung der Motoren auch eine Reduktion der Gesamtreibung.

Reibungsuntersuchungen mittels Indizierverfahren liefern (derzeit) als einziges Verfahren eine definitionsgemäße Analyse der Motorreibung. Da eine anteilige Zuordnung der Reibung zu einzelnen Komponenten und Baugruppen des Motors hier nicht möglich ist, wird das Indizierverfahren oftmals mit der Strip-Down-Methode kombiniert. Bei den Schleppmessungen des N20 wurden vom Vollmotor bis hin zur Kurbelwelle fünf Strip-Down-Schritte durchgeführt. Wie zu erwarten, konnte der wesentliche Teil der Motorreibung der Kolbengruppe zugeordnet werden. So wurde bei einer Öltemperatur von 60 °C und 1000 min<sup>-1</sup> ein Reibmitteldruck von 0.2 bar bestimmt, was einem Anteil von 31 % entspricht. Bei 6500 min<sup>-1</sup> wurde der maximale Reibmitteldruck der Kolbengruppe von 1.1 bar ermittelt, was einem Anteil von 63 % entspricht. Bei 90 °C bewegt sich der Anteil am Reibmitteldruck zwischen 22 und 45 %, bei 120 °C zwischen 13 und 48 %. Einerseits zeigt sich dabei der sinkende Anteil der Reibung der Kolbengruppe mit steigender Öltemperatur, andererseits wird deutlich, dass die Kolbenreibung mit steigender Drehzahl dominant wird.

Ebenfalls einen großen Teil der Motorreibung repräsentieren Ölpumpe, Ausgleichsweleneinheit und Nebenaggregate. Der Reibmitteldruck stellt sich mit etwa 0.4 bar weitgehend drehzahlunabhängig dar und verändert sich auch mit steigender Öltemperatur kaum. Anteilig lässt sich aber ein mit der Öltemperatur steigender und mit der Drehzahl fallender Reibmitteldruck feststellen. Bei 1000 min<sup>-1</sup> steigt der Anteil von

37 % bei 60 °C auf 45 % bei 120 °C. Bei 6500 min<sup>-1</sup> steigt der Anteil von Ölpumpe, AGW und Nebenaggregaten von 17 auf 25 %.

Die Kurbelwelle weist einen mit der Drehzahl weitgehend linear ansteigenden Reibmitteldruck auf. Mit einer Steigerung der Öltemperatur von 60 °C auf 120 °C lässt sich dazu ein Absinken des maximalen Reibmitteldruckes (gemessen bei Nenndrehzahl) von 0.45 auf 0.38 bar beobachten. Der Anteil des Reibmitteldruckes bleibt mit 20 % bei 60 °C Öltemperatur, mit 18 % bei 90 °C und mit 15 % bei 120 °C beinahe über das gesamte Drehzahlband konstant.

Weiters wurde der Ventiltrieb bei verschiedenen Ventilhuben untersucht. Es zeigt sich, dass sich bei konstantem Ventilhub der Reibmitteldruck weitgehend unabhängig von Öltemperatur und Drehzahl verhält. Bei einem Ventilhub von 5 mm lässt sich für den Ventiltrieb beispielsweise ein Reibmitteldruck von 0.1 bar ermitteln. Anteilig nimmt der Reibmitteldruck des Ventiltriebes allerdings mit steigender Drehzahl stark ab. Bei 120 °C und 1000 min<sup>-1</sup> beträgt der Anteil beispielsweise 31 %, bei 6500 min<sup>-1</sup> nur noch 7 %. Darüber hinaus zeigte sich, dass in der Teillast eine Reduktion der Ventiltriebsreibung möglich ist, da beim N20 die Valvetronic über den Ventilhub die Lastregelung durchführt. In diesem Punkt wird der Versuchsträger von Audi einen interessanten Vergleich liefern, da dieser mit Drosselklappe und in jedem Betriebspunkt mit vollem Einlassventilhub betrieben wird.

Sämtliche Versuche wurden bei mehreren Öl- und Kühlmitteltemperaturen durchgeführt. Es konnte eine deutliche Reduktion der Reibung mit steigender Öltemperatur beobachtet werden. So ergab sich beispielsweise bei einer Drehzahl 6500 min<sup>-1</sup> bei einer Erhöhung der Öltemperatur von 60 °C auf 90 °C eine Reduktion des Reibmitteldruckes des Ventiltriebes von 0.59 auf 0.53 bar. Von 90 °C auf 120 °C war eine weitere Reduktion auf 0.51 bar zu beobachten. Dies erklärt sich durch die bei höherer Temperatur reduzierte Viskosität des Schmierfilmes. Allerdings zeigte sich beim Ventiltrieb, dass dieser Effekt bei Drehzahlen nahe dem Leerlauf abnimmt und sich sogar umkehrt. Hier wurde bei einer Drehzahl von 1000 min<sup>-1</sup> für eine Öltemperatur von 60 °C ein Reibmitteldruck von 0.23 bar ermittelt. Bei einer Erhöhung der Öltemperatur auf 90 °C erhöhte sich bei dieser Drehzahl auch der Reibmitteldruck um knapp 0.02 bar und bei einer Öltemperatur von 120 °C um weitere 0.04 bar. Eine Erklärung dafür ist die Grenze der Mischreibung, die sich bei sinkender Schmiermittelviskosität zunehmend in höhere Drehzahlregionen verschiebt.

Die Schleppmessungen des N20 lassen eine Reihe von Schlüssen bezüglich des betrachteten Motors zu. Ein wesentlicher Teil des Projektes, der zum Zeitpunkt der Fertigstellung dieser Arbeit noch ausstand, ist der Strip-Down des Audi-Motors. Dieser wird wieder Schlüsse auf den untersuchten Motor selbst zulassen, vor allem aber liefert er eine Vergleichsbasis zur Gegenüberstellung der beiden Motoren.

Der weitere Verlauf des Projektes besteht im Aufbau des Audimotors am Motorprüfstand, den Messungen im gefeuerten Betrieb und dem abschließenden Strip-Down

des Motors. Mit den erlangten Daten lassen sich die Aussagen über den N20 relativieren, indem er einem im Wettbewerb stehenden Konkurrenzprodukt gegenübergestellt wird.

Mit EU 6 steht die nächste Straffung der Abgasgesetzgebung bevor. In Zukunft ist mit weiteren Einschränkungen im Emissionsbereich zu rechnen. Es ist durchaus zu erwarten, dass der Verbrennungsmotor auch in Zukunft nicht zu schnell abgelöst wird. Um die geforderten Voraussetzungen mit Verbrennungsmotoren erfüllen zu können, sind an sämtliche emissionsrelevanten Bereiche hohe Anforderungen gestellt. Das Thema Reibungsreduktion wird dabei eine große Rolle spielen, unabhängig davon, welchen Weg der Verbrennungsmotor in Zukunft geht..



## Literaturverzeichnis

- [1] Basshuysen, R.: „Handbuch Verbrennungsmotor“, 6. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, 2012
- [2] Basshuysen, R.: „Lexikon Motorentechnik“, 1. Auflage, Vieweg Verlag, 2004
- [3] Eichlseder, H.: Vorlesungsskriptum „VKM-Funktionsentwicklung und Antriebskonzepte“, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, 2010
- [4] Leitner, D.: „Potentiale eines PKW-Wasserstoffmotors mit kryogener Saugrohreinblasung“, Dissertation, Technische Universität Graz, 2012
- [5] Online, [www.erwin.audi.com](http://www.erwin.audi.com); Stromlaufplan Audi A5; Stand: August 2012
- [6] Online, Eurocarnews, [www.eurocarnews.com](http://www.eurocarnews.com); Stand: August 2012  
<http://www.eurocarnews.com/media/pictorials/1191/5410.jpg>
- [7] Online, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH; Datenblatt T40 Drehomentmessflansch; [www.hbm.com](http://www.hbm.com) Stand: August 2012
- [8] Online, Kistler; Datenblatt Druckaufnehmer 4045A & 6041A; [www.kistler.com](http://www.kistler.com); Stand August 2012
- [9] Online, Lenze L-Force Servomotoren; [www.lenze.com](http://www.lenze.com); Katalog 2: 2010 Version 1.0; Stand: 2010
- [10] Online, „Stribeck Kurve Viskosität“; Stand Juli 2012  
[http://diglib.ethz.ch/system/temporary/get\\_lag.ind45.de.htm](http://diglib.ethz.ch/system/temporary/get_lag.ind45.de.htm)
- [11] Seinparzer, F; Unger H; Brüner, T; Kannanberg, D.: „Der neue BMW 2,0l 4-Zylinder Ottomotor mit Twin Power Turbo Technologie“, 32. Internationales Wiener Motorensymposium 2011
- [12] Wichtl, R.: „Wettbewerbsvergleich zweier Ottomotoren mit Aufladung und Direkteinspritzung“, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2012
- [13] Wurms, R; Budack, R; Böhme, J; Dornhöfer, R; Eiser, A; Hatz, W.: „Der neue 2.0L TFSI mit Audi Valvelift System für den Audi A4 – die nächste Generation der Audi Turbo FSI Technologie“, 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2008



## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: NEDC-Betriebspunkte des N20 im BMW 528i (M3 2012).....	20
Abbildung 2: Stribeck-Kurve [1].....	21
Abbildung 3: relative Reibmitteldruckaufteilung für einzelne Motorkomponenten [1]....	23
Abbildung 4: Streuband bei Ermittlung der Willans-Linien [2] .....	25
Abbildung 5: Ausbau EA888 .....	29
Abbildung 6: Prüfstands Aufbau EA888 .....	30
Abbildung 7: AVS-Nockengeometrien [13].....	32
Abbildung 8: AVS-Aufbau [13] .....	32
Abbildung 9: Ventilhub ohne AVS [13] .....	33
Abbildung 10: Ventilhub mit AVS [13] .....	34
Abbildung 11: Potentiale von AVS und Twinscroll [13] .....	35
Abbildung 12: Schema Tandemaufbau .....	36
Abbildung 13: Tandemaufbau .....	36
Abbildung 14: Kühlmittel-Konditionieranlage .....	37
Abbildung 15: Ladeluftkühlung beim N20 .....	38
Abbildung 16: Öl-Konditionieranlage.....	39
Abbildung 17: Prüfstandswarte .....	40
Abbildung 18: Kistler 6041A [8]      Abbildung 19: Kistler 4045A [8] .....	40
Abbildung 20: Volllastkurve N20 .....	41
Abbildung 21: Sensorbox am Prüfstand.....	42
Abbildung 22: Sensoranordnung N20 und EA888 .....	43
Abbildung 23: Abgasanalysegerät AVL CEB .....	44
Abbildung 24: Momentenverlauf N20 mit und ohne Zweimassenschwungeinheit .....	45
Abbildung 25: CAD-Bild Ausgleichsgetriebe .....	46
Abbildung 26: Ausgleichsgetriebe am Prüfstand .....	46
Abbildung 27: Bohrungen im Zylinderkopf des EA888.....	48
Abbildung 28: Indizierkanäle im Zylinderkopf des N20 .....	48
Abbildung 29: Zylinderkopf des EA888 mit Leitungen zur Indizierkühlung .....	49
Abbildung 30: VCDS-Steuergeräteauswahl .....	50
Abbildung 31: Prüfstandskonstellation EA888 .....	51
Abbildung 32: Schema Spannungsversorgung EA888 (Detail aus Abbildung 31).....	52
Abbildung 33: Schaltung Hallgeber Gaspedal EA888 [5].....	53
Abbildung 34: Kabelbaumverlängerung EA888 (Detail aus Abbildung 31).....	54
Abbildung 35: VCDS-Maske Motorsteuerung .....	55
Abbildung 36: Generierung des Raddrehzahlsignals.....	55
Abbildung 37: Schaltung Raddrehzahlsensoren EA888 [5] .....	56
Abbildung 38: VCDS-Messauswahl .....	56
Abbildung 39: Kraftstoffvorförderpumpe .....	57
Abbildung 40: BMW N20 [6].....	59

Abbildung 41: Ladungswechselerluste im pV-Diagramm [11].....	61
Abbildung 42: Zylinderkopf des BMW N20 [11] .....	62
Abbildung 43: Potential des Twinscroll im Low-End-Torque-Bereich des N20 [11] .....	63
Abbildung 44: Prüfstands Aufbau N20 .....	64
Abbildung 45: Vorgabe $T_{KM}$ (am Motoreintritt).....	65
Abbildung 46: Vorgabe Sammlertemperatur.....	65
Abbildung 47: spezifischer effektiver Kraftstoffverbrauch N20.....	66
Abbildung 48: spezifischer effektiver Kraftstoffverbrauch EA888 .....	66
Abbildung 49: Differenzkennfeld spezifischer effektiver Kraftstoffverbrauch .....	67
Abbildung 50: Reibmitteldruck N20.....	68
Abbildung 51: Reibmitteldruck EA888.....	68
Abbildung 52: Reibmitteldruck-Differenzkennfeld .....	68
Abbildung 53: effektiver Wirkungsgrad N20.....	69
Abbildung 54: effektiver Wirkungsgrad EA888.....	69
Abbildung 55: Luftverhältnis N20 .....	69
Abbildung 56: Luftverhältnis EA888 .....	69
Abbildung 57: Betriebsbereich AVS .....	71
Abbildung 58: Einlassventilhub N20.....	71
Abbildung 59: Warmlaufversuch Temperatur vor Turbine .....	72
Abbildung 60: Warmlaufversuch Temperatur nach Turbine vor Kat .....	73
Abbildung 61: Warmlaufversuch Temperatur nach Kat .....	73
Abbildung 62: Warmlaufversuch Drehzahl.....	74
Abbildung 63: Warmlaufversuch effektiver Mitteldruck .....	74
Abbildung 64: Warmlaufversuch effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch .....	74
Abbildung 65: Warmlaufversuch Zündzeitpunkt.....	74
Abbildung 66: Warmlaufversuch Reibmitteldruck .....	74
Abbildung 67: Warmlaufversuch Öltemperatur (Ölwanne).....	74
Abbildung 68: Vergleich der Vollastkurven.....	75
Abbildung 69: N20 mit abgebauter Peripherie .....	79
Abbildung 70: Ersatzzylinderkopf N20 .....	80
Abbildung 71: Modifizierter Ölfilterdeckel N20 .....	81
Abbildung 72: CAD-Bild Meistergewicht .....	82
Abbildung 73: Meistergewichte N20.....	82
Abbildung 74: Drehmomentaufnehmer HBM T40 .....	83
Abbildung 75: Ölnebel-Abdeckung Turbinenausgang N20 .....	84
Abbildung 76: Ausbau Ventile Ersatzzylinderkopf N20 .....	85
Abbildung 77: Schleppmoment $T_{\dot{O}l}/T_{KM} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ .....	87
Abbildung 78: Reibmitteldruck $T_{\dot{O}l}/T_{KM} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ .....	87
Abbildung 79: indizierter Mitteldruck $T_{\dot{O}l}/T_{KM} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ .....	88
Abbildung 80: effektiver Mitteldruck $T_{\dot{O}l}/T_{KM} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ .....	88
Abbildung 81: Schleppmoment $T_{\dot{O}l}/T_{KM} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ .....	89
Abbildung 82: Reibmitteldruck $T_{\dot{O}l}/T_{KM} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ .....	89
Abbildung 83: Schleppmoment aller Schritte $T_{\dot{O}l}/T_{KM} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ .....	89
Abbildung 84: Schleppmoment aller Schritte $T_{\dot{O}l}/T_{KM} = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$ .....	90

Abbildung 85: Schleppmoment aller Schritte $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	90
Abbildung 86: Reibmitteldruck aller Schritte $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	91
Abbildung 87: Reibmitteldruck aller Schritte $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	91
Abbildung 88: Reibmitteldruck aller Schritte $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	91
Abbildung 89: Reibmitteldruck Schritt 1 .....	93
Abbildung 90: relativer Reibmitteldruck aller Schritte $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	93
Abbildung 91: relativer Reibmitteldruck aller Schritte $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	94
Abbildung 92: relativer Reibmitteldruck aller Schritte $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	94
Abbildung 93: Reibmitteldruck Schritt 4 $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	95
Abbildung 94: Reibmitteldruck Schritt 4 $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	96
Abbildung 95: Reibmitteldruck Schritt 4 $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	96
Abbildung 96: Reibmitteldruck Schritt 4 .....	97
Abbildung 97: Stribeck-Kurve für verschiedene Öltemperaturen .....	97
Abbildung 98: indizierter Mitteldruck (Hochdruckphase) $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	99
Abbildung 99: indizierter Mitteldruck (Ladungswechselphase) $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	99
Abbildung 100: Öldruck bei $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	99
Abbildung 101: Kühlmitteldruck bei $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	99
Abbildung 102: Öl-Volumenstrom $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	99
Abbildung 103: Kühlmittel-Volumenstrom $T_{\dot{O}I}/T_{KM} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	99
Abbildung 104: Einfluss von Fehlern in der OT-Einpassung .....	102
Abbildung 105: Kalibriergerade zweier Drehmomentaufnehmer .....	103
Abbildung 106: Schematischer Momentenverlauf im Schleppbetrieb .....	103
Abbildung 107: Verlauf von indiziertem, effektivem und Reibmitteldruck .....	104