



Bernhard Rossegger, BSc.

Analyse und Implementierung von Methoden zur Messung von Ölverbrauch und Reibleistung am Einzylinder- Forschungsmotor

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplomingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

in Kooperation mit

MTU Friedrichshafen GmbH

Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Wimmer

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbetreuer

Dipl.-Ing. Christoph Luckas

Forschung und Technologieentwicklung Motoren

MTU Friedrichshafen GmbH

Graz, Juni 2015

Sperrvermerk

Die vorliegende Master-Thesis enthält firmeninterne Informationen und vertrauliche Daten des Unternehmens MTU Friedrichshafen GmbH.

Alle im Rahmen der Master-Thesis zur Verfügung gestellten Informationen, Kenntnisse und/oder Erfahrungen sowie damit bekannt gewordene Skizzen, Zeichnungen, Berechnungsansätze sowie Versuchsergebnisse, einschließlich der mündlichen Mitteilungen über Ideen und Entwicklungen, sind streng vertraulich zu behandeln und dürfen Dritten weder ganz noch teilweise direkt oder indirekt zugänglich gemacht werden. Diese Master-Thesis muss bis Juni 2020 einbruchssicher aufbewahrt werden.

Vorwort

Diese Masterarbeit entstand in der Abteilung Forschung und Technologieentwicklung Motoren bei MTU Friedrichshafen GmbH. An dieser Stelle möchte ich allen Personen danken, die zum erfolgreichen Abschluss dieser Arbeit beigetragen haben.

Für die ausgezeichnete fachliche Betreuung und Unterstützung möchte ich mich ganz besonders bei Herrn Dipl.-Ing. Christoph Luckas bedanken. Des Weiteren ergeht mein Dank an Dipl.-Ing. Bertram Wollmann, für die Mitbetreuung des Projektes.

Besonderen Dank möchte ich Herrn. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Wimmer aussprechen, der die Betreuung dieser Arbeit seitens der Technischen Universität Graz übernommen hat.

Außerdem möchte ich mich bei meinen Geschwistern Daniela und Stefan Rossegger, sowie bei meinen Freunden bedanken, die mich durch eine unvergessliche Studienzeit begleitet haben.

Meine Masterarbeit möchte ich meinen Eltern Maria und Wolfram Rossegger widmen, die mir dieses Studium durch ihre großartige Unterstützung in jeder Hinsicht ermöglicht haben.

Bernhard Rossegger

Friedrichshafen, 12. Juni 2015

Inhaltsverzeichnis

FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN	VI
EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG	X
ZUSAMMENFASSUNG	XI
ABSTRACT	XII
1 EINLEITUNG	1
1.1 MOTIVATION	1
1.2 ZIELE	1
2 GRUNDLAGEN	2
2.1 DAS TRIBOLOGISCHE SYSTEM KOLBENGRUPPE	2
2.1.1 Kolben	2
2.1.2 Kolbenringe	3
2.1.3 Zylinderlaufbuchse	3
2.2 ÖLVERBRAUCH	4
2.2.1 Gravimetrisch intermittierende Ölverbrauchsmessung (Abtropfmethode)	7
2.2.2 Gravimetrisch kontinuierliche Ölverbrauchsmessung	8
2.2.3 Volumetrische Ölverbrauchsmessung (kapazitive Füllstandsmessung)	8
2.2.4 Ölverbrauchsmessung mittels Tracer-Verfahren	8
2.2.5 Ölverbrauchsmessung mittels HC Messung im Abgas	9
2.2.6 Vergleichende Ölverbrauchsmessung über Partikelanalyse	13
2.3 REIBLEISTUNGSMESSUNG	15
2.3.1 Die Willans-Linie	17
2.3.2 Die Floating-Liner Methode	18
2.3.3 Zylinderdruckindizierung	18
2.3.4 Schleppversuch	18
2.3.5 Auslaufversuch	19
2.3.6 Strip-Down Methode	19
3 ÖLVERBRAUCHSMESSUNG	20
3.1 VERSUCHSVORBEREITUNG	21
3.1.1 Gravimetrische Ölverbrauchsmessung allgemein	21
3.1.2 Ölverbrauchsmessung mittels Tracer-Verfahren	24
3.1.3 Ölverbrauchsmessung mittels HC Messung im Abgas – Heiß FID	35
3.2 VERSUCHSDURCHFÜHRUNG UND ERGEBNISSE	36
3.2.1 Gravimetrisch intermittierende Ölverbrauchsmessung	37
3.2.2 Gravimetrisch kontinuierliche Ölverbrauchsmessung	39
3.2.3 RNT-Messungen	54
3.2.4 Heiß-FID-Messungen	55
4 REIBLEISTUNGSMESSUNG	57
4.1 VERSUCHSVORBEREITUNG	57
4.1.1 Zylinderdruckindizierung	57
4.1.2 Schleppversuch	67
4.1.3 Auslaufversuch	70
4.2 VERSUCHSDURCHFÜHRUNG UND ERGEBNISSE	71
4.2.1 Zylinderdruckindizierung	71
4.2.2 Schleppmessungen	73
4.2.3 Auslaufversuch	81
4.3 VERSUCHSPLAN	83
5 SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK	86
6 LITERATURVERZEICHNIS	87
7 GESETZE, VERORDNUNGEN UND NORMEN	88

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

<i>A</i>	J	Arbeit
<i>A</i>	m ²	Fläche, Oberfläche, Querschnittsfläche
<i>C</i>	F	Kapazität
<i>c</i>	ppm	Stoffkonzentration
<i>d</i>	m	Durchmesser
<i>E_a</i>	J	äußere Energie
<i>F</i>	N	Kraft
<i>F</i>	-	absoluter Messfehler
<i>f</i>	-	Reibungszahl
<i>f</i>	%	relativer Messfehler
<i>g</i>	m/s ²	örtliche Fallbeschleunigung
<i>J</i>	kg·m ²	Massenträgheitsmoment
<i>l</i>	m	Länge, Abstand
<i>m</i>	kg oder mol	Masse
<i>\dot{m}</i>	kg/s	Massenstrom
<i>M</i>	g	Ölmasse
<i>M_d</i>	N·m	Drehmoment
<i>M_R</i>	N·m	Reibmoment
<i>m_{Öl_abs}</i>	g/h	absoluter Ölverbrauch pro Zeit
<i>m_{Öl_spez}</i>	g/kWh	spezifischer Ölverbrauch pro Zeit und Leistung
<i>n</i>	(k)mol	Stoffmenge, Molzahl
<i>n</i>	–	Laufvariable; Polytropenexponent
<i>n</i>	min ⁻¹	Drehzahl
<i>p</i>	bar, Pa	Druck
<i>p⁰</i>		Standarddruck / $p^0 = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bar}$ häufig auch $p^0 = 1 \text{ bar}$
<i>p_{mi}</i>	bar	indizierter Mitteldruck
<i>p_{me}</i>	bar	effektiver Mitteldruck
<i>p_{mr}</i>	bar	Reibmitteldruck
<i>P</i>	(k)W	Leistung
<i>Q</i>	J	Wärmemenge
<i>q</i>	C	elektrische Ladung
<i>R</i>	J/(kg·K)	spezifische Gaskonstante
<i>s</i>	m	Weg
<i>t</i>	°C	Celsius-Temperatur
<i>T</i>	K	thermodynamische Temperatur
<i>U</i>	J	innere Energie
<i>U</i>	V	elektrische Spannung
<i>U_∞</i>	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
<i>u</i>	%	Messunsicherheit
<i>V</i>	m ³	Volumen
<i>w</i>	J/kg	spezifische Arbeit
<i>W</i>	J	Arbeit
<i>x</i>	m	Koordinate
<i>y</i>	m	Koordinate
<i>z</i>	m	Koordinate, Füllstandshöhe

Konstanten

$a = 0.7$	K^{-1}	Ausdehnungskoeffizient Motoröl
$g_n = 9,8067$	m/s^2	Normfallbeschleunigung
$R_m = N_A \cdot k_B = 8,3145$	$J/(mol \cdot K)$	allgemeine (molare) Gaskonstante
$\varepsilon_0 = 8.8541878 \cdot 10^{-12}$	As/Vm	elektrische Feldkonstante

Griechische Formelzeichen

α	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient
α	$^\circ ; rad$	Winkel
ε	–	Leistungszahl; Verdichtungsverhältnis
ε_r	F/m	Dielektrizität
η	$N \cdot s/m^2$	(dynamische) Viskosität
κ	–	Isentropenexponent
$\nu = \eta/\rho$	m^2/s	kinematische Zähigkeit, Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	–	Standardabweichung
τ	s	Zeit
φ	$^\circ KW$	Kurbelwinkel
ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit

Operatoren und Bezeichnungen

d	vollständiges Differential
δ	unvollständiges Differential
∂	partiell Differential
\prod	Produkt
\sum	Summe
Δ	Differenz zweier Größen; Laplace-Operator
\cdot	zeitliche Ableitung

Weitere Indices und Abkürzungen

$:=$	Definition
0	Standardzustand (z. B. $p^0 = 1$ bar Standarddruck)
$_1$	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 1
$_2$	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 2
abs	absolut
AG	Abgas
AMA	Abgasmessanlage
APS	Atmosphärisches Plasma Spritzverfahren
ASP	Arbeitsspiel
BP	Betriebspunkt
C	Kohlenstoff
C_3H_8	Propan
CKS	Chrom Keramik Schicht
CO	Kohlenmonoxid
CO_2	Kohlendioxid
D2-1	110 % Last Punkt
D2-3	50 % Last Punkt
D2-5	10 % Last Punkt

DL	Dauerlauf
EI	Elektronenstoßionisation
EL	Einlauf(programm)
EN	Europäische Norm
ESAÖ	Einlass schließt – Auslass öffnet
FID	Flammenionisationsdetektor
GC	Gaschromatographie
GDC	Götze Diamant Chrom
ges	gesamt
ggf	gegebenenfalls
gr	gravimetrisch
H	Hysterese
H	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoff
HD	Hochdruck
HFID	Heiß-FID
i	innen, indiziert
ISF	insoluble fractions
k	Kilo (10 ³); Anzahl der Komponenten
kin	kinetisch
kondi	Konditionierbehälter
konst	konstant
korr	korrigiert
KP	Kondensatprobe
kr, krit	kritisch
KrSt	Kraftstoff
KW	Kurbelwinkel
L	Luft
LZ	Laufzeit
m	mittel; molar
max	maximal
mess	gemessen
min	minimal
M	Mega (10 ⁶)
MW	Mittelwert
MS	Massenspektrometer
N	Stickstoff
ND	Niederdruck
Niveau	Niveaubehälter
O	Sauerstoff
OEA	Ölanalyse
OEK	Ölkonditionierung
OEP	Ölprobe
OEVM	Ölverbrauchsmessung
OT	oberer Totpunkt
P	Peta (10 ¹⁵)
PM	particulate matter
PM	Partikelmessung
ppm	Parts per Million 10 ⁻⁶
ppb	Parts per Billion 10 ⁻⁹

ppt	Parts per Trillion 10^{-12}
PTWA	Plasma Transferred Wire Arc (Plasmabeschichtung)
$Re = cl/\nu$	Reynolds-Zahl
rel	relativ
RLM	Reibleistungsmessung
RNT	Radionuklid Technologie
S	Schwefel
SH	Serienhonung
SIOF	soluble inorganic fractions
SO	Schwefelmonoxid
SO ₂	Schwefeldioxid
SOF	soluble organic fractions
T	Tera (10^{12})
TBO	Time between overhaul
TG	Thermogravimetrie
UV	Umschaltversuche
vol	volumetrisch
ZI	Zylinderdruckindizierung
ZOT	Zünd-OT
zul	zulässig

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. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Bernhard Rossegger

Friedrichshafen, 12. Juni 2015

Zusammenfassung

Diese Arbeit befasst sich mit der Bewertung und Implementierung von Methoden zur Messung von Ölverbrauch und Reibleistung am Diesel-Einzylindermotor.

Zunächst wird der Stand der Technik in der Ölverbrauchs- und Reibleistungsmessung anhand einer Literaturstudie erfasst und bewertet. Aus dieser Studie heraus werden einige Methoden für weitere Betrachtungen vorausgewählt.

Anschließend werden die verbleibenden Methoden am Prüfstand implementiert und ausgewertet. Über die gesamte Versuchsdauer hinweg wird das Motoröl analysiert, um an Erfahrungsschatz bezüglich Alterungseffekten zu gewinnen, da diese einen Quereinfluss auf das Tribosystem darstellen.

Während die Methoden zur Bestimmung der Reibleistungsmessung sehr zufriedenstellende Ergebnisse liefern und somit auch langfristig eingesetzt werden können, überlässt die Ölverbrauchsmessung noch einen gewissen Spielraum zur weiteren Optimierung.

Grundsätzlich kann man jedoch aus dieser Arbeit ableiten, dass eine gravimetrische Ölverbrauchsmessung am Einzylindermotor stets mit einer langen Messdauer bzw. großer Messunsicherheit verbunden ist. Hinreichende Messgenauigkeiten werden aktuell am Einzylindermotor nur unter dem Einsatz radioaktiver Tracer (Tritium) erreicht. Zur weiteren Optimierung bedarf es der Erforschung neuartiger Markierstoffe.

Die Dokumentation der Ölbeschaffenheit über Laufzeit ergibt eine Abnahme der Ölviskosität, sowie der Molybdänkonzentration – ein Additiv zur Minimierung von Reibung und Verschleiß. Um die Auswirkungen dieser Effekte auf das Tribosystem quantifizieren zu können, bedarf es noch zahlreicher Versuchsreihen. Dies würde den Rahmen der Arbeit jedoch sprengen.

Als Ergebnis dieser Arbeit wird eine Vorgehensweise vorgestellt, mit der die Bewertung unterschiedlicher Hardware-Varianten in Bezug auf die tribologischen Eigenschaften durchgeführt werden kann.

Abstract

This thesis is dealing with benchmarking and implementation of methods for measuring oil consumption and friction loss of a diesel single-cylinder engine.

Therefore first of all a literature study shall record state of the art techniques to measure oil consumption and friction loss. Based on this survey, some approaches are chosen to be considered for subsequent evaluations.

Subsequent the remaining techniques will be implemented and evaluated experimentally at the single-cylinder engine test bench. Across the whole period of experiments, engine oil is going to be analysed to gain experience about deterioration of the oil quality, considering this to be a disturbance variable when benchmarking tribological systems.

As the methods for measuring friction losses deliver reasonable results, the approaches for measuring oil consumption however turn out to be more sophisticated than expected.

Considering the results of this thesis it is obvious that gravimetric oil consumption measurements can only be applied in single-cylinder experiments if the measurement time is long enough. Currently, techniques using radioactive tracer substances such as tritium reach higher metering precision. In order to increase the accuracy new tracer substances have to be explored.

When monitoring the oil condition during the term of validity it turns out that viscosity is decreasing. Furthermore, the concentration of molybdenum, an additive compound for minimizing friction and wear is diminishing. To quantify the consequences for the tribological system further experiments should be performed. This however would exceed the limits of this thesis.

As a final result of this thesis a course of action to assess different hardware components in terms of their tribological characteristics is being presented.

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die Interessen einiger der wichtigsten unternehmensexternen Stakeholder im Bereich der Motorenentwicklung verlangen stets nach weiteren Maßnahmen zur Steigerung der Effizienz der Triebwerke. Zum einen handelt es sich hierbei um die Vorgaben der Politik bezüglich Schadstoff-Emissionen, zum anderen fordern Kunden immer effizientere Aggregate zur Reduzierung der variablen Kosten bei steigenden Öl- und Kraftstoffpreisen. Im gleichen Zuge soll die TBO immer länger und somit sollen die Wartungskosten gesenkt werden. Gleichzeitig fordert die Gesellschaft immer nachhaltigere und sauberere Antriebskonzepte. Durch die Optimierung der tribologischen Eigenschaften der Kolbengruppe kann man somit gleich mehreren Ansprüchen gerecht werden, da diese den größten Einfluss auf die Reibleistung und den Ölverbrauch einer Kolbenmaschine haben. Um die Kolbengruppe optimieren zu können, ist es entscheidend, Messmethoden zu entwickeln, mit denen man Unterschiede einzelner Hardware-Varianten darlegen kann.

1.2 Ziele

Im Rahmen eines Vorserienprojekts der MTU Friedrichshafen AG sollen Kolbenring- / Laufbuchsenpaarungen am Einzylindermotor der Baureihe 4000 hinsichtlich Motorreibung, Ölverbrauch, Ölemission (unverbrannte HC und Partikelbestandteile), sowie Verschleiß untersucht werden.

Ziel der Einzylinderversuche ist, zusammen mit Tribometerversuchen eine Vorauswahl für spätere Vollmotorversuche zu treffen.

Ziel dieser Abschlussarbeit sind die Bewertung, Auswahl und Implementierung von Methoden zur Messung von Ölverbrauch und Reibleistung, um anschließend im weiteren Projektverlauf eine Aussage zu den tribologischen Eigenschaften verschiedener Kolbenring- / Laufbuchsenpaarungen treffen zu können.

2 Grundlagen

2.1 Das tribologische System Kolbengruppe

Die Komponenten eines tribologischen Systems sind in Abbildung 2-1 allgemein und in Abbildung 2-2 in Bezug auf die Kolbengruppe eines Verbrennungsmotors dargestellt. Daraus geht zum einen hervor, dass die Themen Reibung, Schmierung und Verschleiß eng miteinander vernetzt sind und unter dem Sammelbegriff „Tribosystem“ zueinander in Wechselwirkung stehen. Zum anderen wird gezeigt, dass der Fokus im Tribosystem „Kolbengruppe“ auf der Kontaktfläche zwischen den Kolbenringen und der Laufbuchse liegt.



Abbildung 2-1: Komponenten des tribologischen Systems

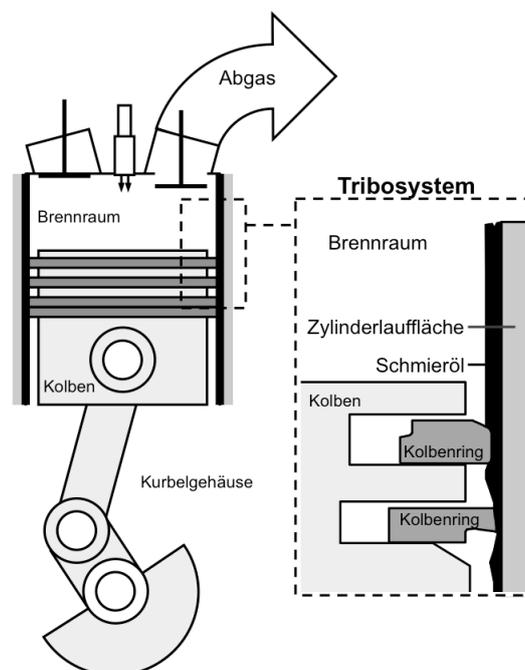


Abbildung 2-2: Das Tribosystem einer Pleuellmaschine [10]

2.1.1 Pleuell

Der Pleuell bildet die, für den Kreisprozess erforderliche, verschiebbare Brenraumwand zur Bereitstellung eines veränderlichen Systemvolumens und dient der Übertragung der Gaskraft auf die Pleuellwelle. Die Anforderungen moderner Hochleistungsdiesellaggregate an die Pleuell sind aufgrund hoher Spitzendrücke (ca. 220 bar) und hoher Zylindertemperaturen (Verbrennungstemperatur bis zu 2000 °C) in mechanischer und thermischer Hinsicht enorm. Zusätzlich zu einer vertikal oszillierenden Bewegung kommt noch die sogenannte Pleuellsekundärbewegung. Sie beschreibt eine Translation senkrecht zur Zylinderachse, sowie eine Rotation um die Pleuellbolzenachse und hat großen Einfluss auf das Pleuellgeräusch. Ferner kann aufgrund der Pleuellsekundärbewegung sogar Kavitation an der vom Kühlmedium umströmten Außenfläche der Zylinderlaufbuchse entstehen: durch die

Vibrationen können die Spaltmaße kurzfristig stark verringert werden, was zu einer lokalen Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit bzw. des dynamischen Druckes des Kühlmediums und somit zu einem plötzlichen Abfall des statischen Druckes führen kann. Dies stellt einerseits eine hohe Belastung der Bauteile dar und hat andererseits ebenfalls Einfluss auf Reibung und Ölverbrauch der Kolbenmaschine.

2.1.2 Kolbenringe

In einem Großdieselmotor findet man heutzutage meist drei Kolbenringe, wobei die oberen beiden Ringe die Funktion der Abdichtung des Brennraumes und der Wärmeabfuhr übernehmen Vgl. [5]. Der untere Kolbenring ist für die Schmierölverteilung verantwortlich (Ölabstreifring). Die Kolbenringe haben aufgrund ihrer Funktion als Bindeglied zwischen Kolben und Laufbuchse einen erheblichen Einfluss auf die Tribologie der Kolbengruppe. Vor allem die Parameter Anpresskraft, Ringhöhe, Material und Oberflächenbehandlung nehmen dabei Einfluss auf Reibleistung, Ölverbrauch und Verschleiß. Bei der Dimensionierung der Kolbenringe ergibt sich ein Trade-off zwischen guter Abdichtung (geringe BlowBy-Verluste) und geringer Reibung. Abbildung 2-3 zeigt das unterschiedliche Verschleißverhalten der heutzutage üblichen Laufflächenbeschichtungen für Kolbenringe und Laufbuchsen. Für detaillierte Beschreibungen der gängigen Kolbenringgeometrien und -beschichtungen sei an dieser Stelle auf [5] verwiesen. Es zeigt sich jedoch, dass Kolbenringe mit GDC Beschichtung in Kombination mit Zylinderlaufbuchsen mit Chrombeschichtung das beste Verschleißverhalten aufweist.

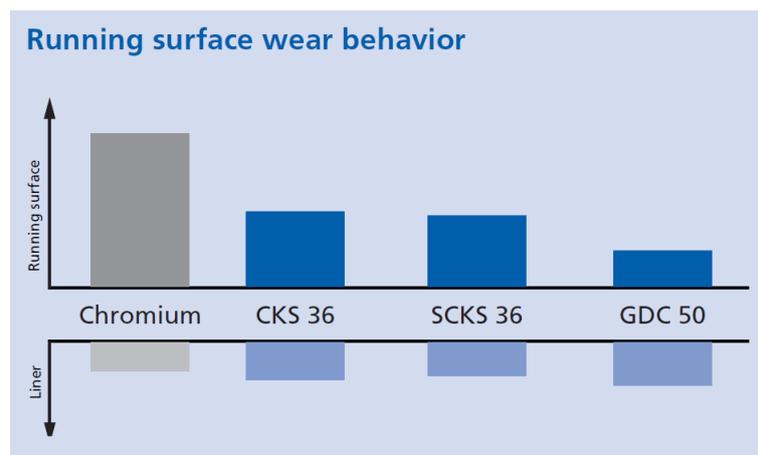


Abbildung 2-3: Verschleißverhalten unterschiedlicher Laufbuchsen- und Kolbenringbeschichtungen[5]

2.1.3 Zylinderlaufbuchse

Die heute gängigen Werkstoffe für Motorblöcke entsprechen nicht den tribologischen Anforderungen an die Zylinderlauffläche. Aus diesem Grund werden im Motorblock Zylinderlaufbuchsen eingesetzt, die als Laufflächen für die Kolbenringe dienen. Außerdem sollte aus Verschleißgründen stets eine schnelle Austauschbarkeit von Kolben und der entsprechenden Lauffläche gewährleistet sein, was durch den Verbau von Zylinderlaufbuchsen ermöglicht wird. Am verwendeten Versuchsmotor wird eine nasse Laufbuchse verbaut, d. h., die Laufbuchse ist von Kühlmittel umgeben. Von großer Bedeutung für den Ölverbrauch ist die Verformung und somit die Abweichung von der Zylindrizität der Laufbuchse im eingebauten Zustand und auch während des Betriebs. Diese wird nach [7] durch die Verspannung des Zylinderkopfes durch die Zylinderkopfschrauben, den Zylinderdruck, die Führungskräfte am Kolben und durch das ungleichmäßige Temperaturfeld hervorgerufen. *„Zylinderformabweichungen bis zur zweiten Ordnung können relativ gut vom Kolbenring ausgefüllt werden, höhere Ordnungen wie z.B. die vierte Ordnung (Kleeblattverzug), die häufig bei Konstruktionen mit vier Zylinderkopfschrauben pro Zylinder*

zu finden ist, beschränken das Formfüllungsvermögen des Kolbenringes“ [7], was einen erhöhten Ölverbrauch zur Folge hat. Des Weiteren ist die Struktur der Lauffläche maßgebend für die tribologischen Eigenschaften einer Zylinderlaufbuchse (Abbildung 2-4). Dabei hat vor allem die Honstruktur und die Oberflächenbeschichtung einen großen Einfluss.

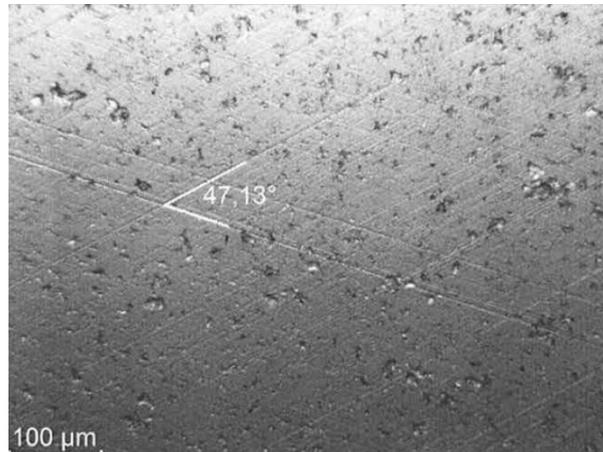


Abbildung 2-4: Beispiel für die Honstruktur einer Zylinderlaufbuchse

2.2 Ölverbrauch

Bevor an dieser Stelle auf den Stand der Technik in der Ölverbrauchsmessung eingegangen wird, sollen die verschiedenen Mechanismen des Ölverbrauchs kurz beschrieben werden. Die nachfolgenden Abbildungen (Abbildung 2-5, Abbildung 2-6, Abbildung 2-7) sind großteils selbsterklärend, daher werden die verschiedenen Ölverbrauchsmechanismen hier nur grob beschrieben. Für detaillierte Erklärungen sei an dieser Stelle auf die Quellen [10], [15] und [16] verwiesen.

- „Abdampfen“ beschreibt den Übergang des Schmieröls von der flüssigen in die gasförmige Phase aufgrund der hohen Brennraumtemperaturen. Der so entstehende Ölnebel verlässt den Motor anschließend verbrannt oder unverbrannt zusammen mit den übrigen Verbrennungsgasen. Nach [15] entstehen rund 90 % des Ölverbrauchs des Motors durch diesen Mechanismus.
- Abschaben bedeutet, dass der Kolben aufgrund der oben beschriebenen Sekundärbewegungen einen Teil des Ölfilms von der Zylinderlaufbuchse abträgt und so in den Brennraum befördert.
- Nach [15] entstehen ca. 5 % des Ölverbrauches durch „Abschleudern“, d. h., dass das Schmieröl aufgrund der Trägheitskräfte nicht am Kolbenring haften bleibt, sondern in den Brennraum geschleudert wird und somit ebenfalls verbrannt oder unverbrannt mit den übrigen Verbrennungsgasen ausgeschieden wird. Dieser Effekt wird durch hohe Drehzahlen begünstigt. MTU Motoren der Baureihe 4000 – und somit auch das hier verwendete Einzylinderaggregat – werden mit einem Koksabstreifring (Abbildung 2-6) ausgestattet, der unter anderem genau diesen Mechanismus verhindern soll [16].

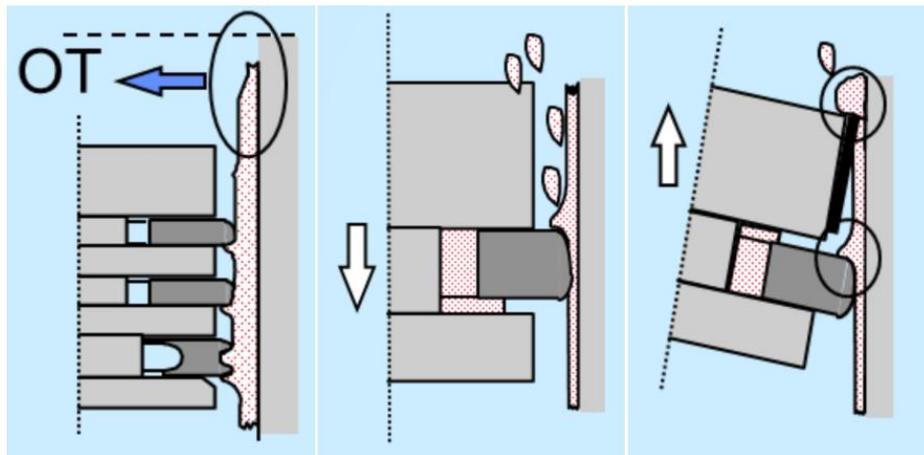


Abbildung 2-5: v. l. n. r.: "Abdampfen", "Abschleudern", "Abschaben" [16]

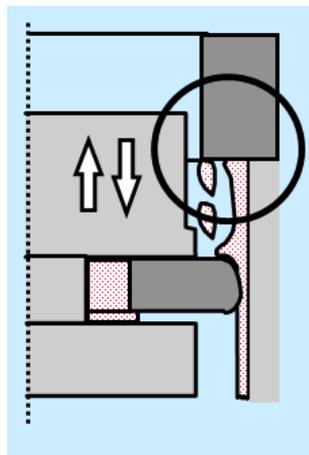


Abbildung 2-6: "Koksring" [16]

- BlowBy: Durch das große Druckgefälle zwischen Brennraum und Kurbelgehäuse – der Druck im Brennraum ist im Zünd-OT um einige Größenordnungen höher als im Kurbelgehäuse - gelangt ein Teil des verdampfenden Öles zusammen mit dem Leckgasstrom und Kraftstoffanteilen in das Kurbelgehäuse. Bei rein gravimetrischer Ölverbrauchsmessung ohne entsprechende Analyse kann der Kraftstoffeintrag nicht gesondert betrachtet werden, wodurch sich dieser in einem „negativen“ Ölverbrauch widerspiegelt.
- Reverse BlowBy: vor allem bei Saugmotoren kann sich das oben erwähnte Druckgefälle zwischen Brennraum und Kurbelgehäuse während des Ladungswechsels umkehren, wodurch ein Teil des Schmieröls an den Kolbenringen vorbeiströmen und so in den Brennraum gelangen kann.
- Ölpumpen: Durch die Kolbenringkinetik im Motorbetrieb kann Schmieröl aus der Kolbenringnut in den Brennraum gepumpt werden.

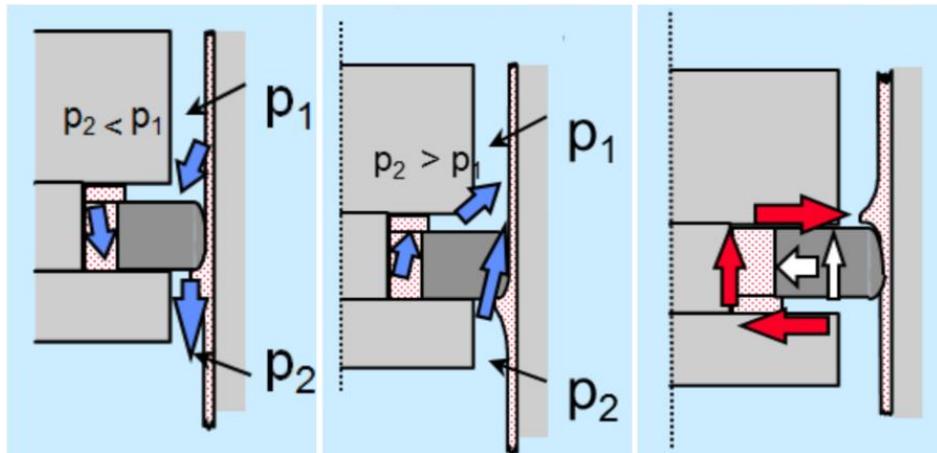


Abbildung 2-7: Ölverbrauchsmechanismen, v. l. n. r.: "BlowBy", "Reverse BlowBy", "Ölpumpen" [16]

- Öl-Kraftstoff Interaktion (Abbildung 2-8): Dieser Mechanismus beschreibt die Veränderung der Ölviskosität und des dynamischen Abdampfverhaltens aufgrund der Einwirkung des Kraftstoffes auf den Ölfilm, was auch den Ölverbrauch beeinflusst (Vgl. [10]). Nach [10] wird der Ölfilm im Brennraum teilweise durch die Kraftstoffinjektion „abgewaschen“. Dies ist jedoch eher bei Otto-Motoren mit Direkteinspritzung der Fall, da die Löslichkeit des Öles im Ottokraftstoff höher ist als im Dieselmotorkraftstoff.

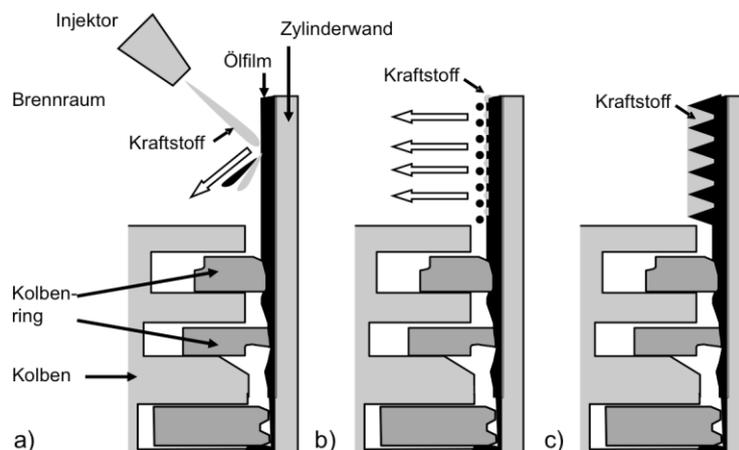


Abbildung 2-8: (a) Abwaschen des Ölfilms durch injizierten Kraftstoff, (b) Verstärkte Abdampfneigung des Schmierfilms durch lokal geringere Viskosität, (c) Lokal größere Schmierfilmdicke infolge Verunreinigung durch Kraftstoff [10]

Abbildung 2-9 zeigt einige der zuvor beschriebenen Ölverbrauchsmechanismen in Abhängigkeit der Kolbenposition als Ergebnis einer Simulation aus [10]. Über (zylinderselektive) Ölemissionsmessungen im Abgaskrümmen ist ein Abgleich mit den Ergebnissen der Simulation möglich.

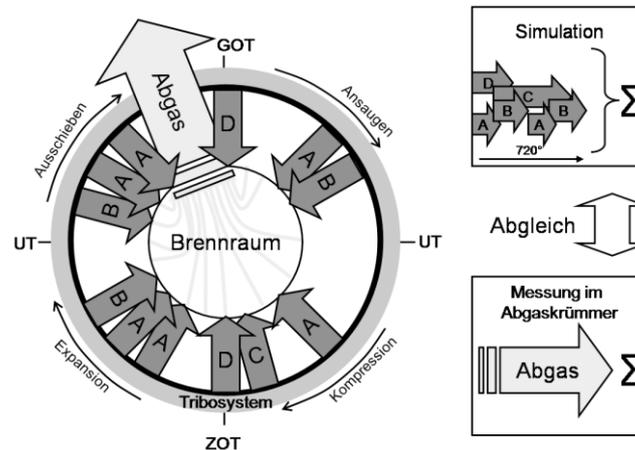


Abbildung 2-9: Öleintrag in den Brennraum in Abhängigkeit der Kolbenposition, (A) Abdampfen, (B) Reverse-BlowBy, (C) Abschaben, (D) Abschleudern[10]

Nachdem nun die verschiedenen Effekte beschrieben wurden, die zum Ölverbrauch und zu den Ölemissionen beitragen, ist ersichtlich, dass es grundsätzlich zwei Wege gibt, wie der Ölverbrauch erfasst werden kann: Entweder, man bilanziert die Änderung der in der Ölwanne vorrätigen Menge an Schmieröl während des Motorbetriebs, oder man schließt über Ölemissionsmessungen im Abgasstrom auf den Ölverbrauch (Abbildung 2-10). Sofern Leckageverluste, Ölablagerungen in Leitungen und Motor, sowie Kraftstoffeintrag aus dem Brennraum vernachlässigbar klein sind, sollten beide Methoden auf das selbe Ergebnis führen. Im Folgenden werden einige Verfahren kurz beschrieben. Messmethoden, die im Rahmen dieser Arbeit genauer betrachtet werden, werden in Kapitel 3 noch detailliert behandelt.



Abbildung 2-10: Möglichkeiten zur Ölverbrauchsmessung Vgl. [15]

2.2.1 Gravimetrisch intermittierende Ölverbrauchsmessung (Abtropfmethode)

Bei dieser Methode wird die Masse des Motoröls vor dem Befüllen des anfangs leeren Motors abgewogen und anschließend der Versuchslauf gestartet. Nach Beendigung des Versuches wird das gesamte Öl aus dem Motor abgelassen und ebenfalls abgewogen. Die Differenz ergibt den Ölverbrauch in g, der dann mit Hilfe der Messdauer in g/h berechnet werden kann.

Vorteil dieses Verfahrens ist der relativ einfache Ablauf, die geringen Investitionskosten für den Messaufbau (Waage, Behälter, Trichter), sowie die Kenntnis aller Fehlergrößen. Nachteil ist der Zeitaufwand (Abtropfzeit, Wägung, Wiederbefüllung, etc.) und die nach [15] hohe Messgenauigkeit von $\pm 60\%$. Außerdem kann bei dieser Methode nicht festgestellt werden, auf welchem Wege das Öl verbraucht wird.

2.2.2 Gravimetrisch kontinuierliche Ölverbrauchsmessung

Hier erfolgt die Messung des Ölverbrauchs gravimetrisch, während der Motor gefeuert betrieben wird. Meist basiert der Messaufbau auf dem Prinzip kommunizierender Gefäße. Diese Methode wird in Kapitel 3.1.1 noch genauer beschrieben.

2.2.3 Volumetrische Ölverbrauchsmessung (kapazitive Füllstandsmessung)

Hierbei wird der Füllstand im Kurbelgehäuse oder im Tank der Konditioniereinrichtung aufgrund der Änderung der Dielektrizität gemessen. In der Praxis hat sich diese Methode jedoch nicht sehr bewährt, „da die zu beobachtende Oberfläche durch eintauchende Teile, durch Luftbewegung und Spritzöl stets stark bewegt wird. Meist handelt es sich zudem noch um große Oberflächen und ein kleiner Fehler in der Messung des Niveaus kann sich demnach als großer Fehler in der Ermittlung der Schmiermittelbilanz auswirken.“ [15]. Somit eignet sich die kapazitive Füllstandsmessung eher für eine grobe Überwachung, nicht aber für eine akkurate Messung (selbiges gilt auch für die Peilstabmethode).

2.2.4 Ölverbrauchsmessung mittels Tracer-Verfahren

Nach [15] wird das Motoröl bei Tracer-Verfahren mit einem Markierstoff (Tracer) versetzt, der im Abgas direkt oder indirekt detektiert werden kann. Die im Abgas gemessene Konzentration des Tracer-Stoffes steht dann in direktem Verhältnis zur verbrauchten Ölmenge. Wichtige Eigenschaften der Markierungsstoffe sind zum Beispiel, „dass sie durch die Temperaturen im Verbrennungsraum des Motors nicht zerstört werden dürfen, noch dürfen sie sich weder im Motorraum noch im Auspuffsystem ablagern, noch vorzeitig verflüchtigen und der ermittelte Tracerverbrauch muss dem tatsächlichen Ölverbrauch proportional sein.“ [15]

Grundsätzlich wird dabei zwischen radioaktiven und nicht radioaktiven Markierungsstoffen unterschieden. Die am meisten verbreiteten Tracer sind $^{82}\text{Brom}$ und Tritium als radioaktive Tracer, bzw. SO_2 und Pyren als nichtradioaktive Tracer.

Die Verwendung von $^{82}\text{Brom}$ hat den Nachteil, dass dies die Eigenschaften des Motoröls verändern kann. Außerdem beträgt die Halbwertszeit von $^{82}\text{Brom}$ lediglich 35 Stunden, wodurch beispielsweise die Ölverbrauchsmessung während eines 70 Stunden Dauerlaufs nicht möglich wäre. Daher wird im Rahmen dieser Arbeit die Tritium-Methode als Beispiel für ein Verfahren mit radioaktivem Markierungsstoff detailliert betrachtet (siehe Kapitel 3.1.2).

Nicht-radioaktive Tracer bringen nach [21] meist einen gewissen Kostenvorteil gegenüber radioaktiven Tracermethoden mit sich (apparativer Aufwand, Umweltproblematik, Betreuung, etc.). Eine Möglichkeit ist dabei die Markierung des Motoröls mit nichtradioaktiven Halogenen. Nach [21] führen diese stark ätzenden Halogenwasserstoffe jedoch zu massiven Korrosionsproblemen am Motor und im Abgassystem. Aufgrund dieser Problematik ist eine Verwendung dieser Tracer am Einzylindermotor undenkbar, da dies die Prüfstandsinfrastruktur (Ölkonditioniereinrichtung etc.) schädigen könnte.

Ein weiterer nichtradioaktiver Tracer ist Pyren. Da es sich hierbei um reinen Kohlenwasserstoff handelt ($\text{C}_{16}\text{H}_{10}$) bleiben die Eigenschaften des Motoröls bei Markierung mit Pyren weitgehend unverändert. Daraus ergibt sich gleichzeitig jedoch ein entscheidender Nachteil: bei hohen Verbrennungstemperaturen wird das im Öl vorhandene Pyren teilweise mitverbrannt, wodurch eine zuverlässige Ölverbrauchsmessung nicht möglich ist.

Eine dritte Variante zur Verwendung eines nicht-radioaktiven Tracers wäre die SO_2 -Methode. Da es sich hierbei um einen natürlichen, bereits im Öl vorhandenen Tracer handelt, wäre diese Methode besonders naheliegend. Daher wird im Rahmen dieser Arbeit die SO_2 -Methode als Beispiel für ein Verfahren mit nichtradioaktivem Markierungsstoff detailliert betrachtet (siehe Kapitel 3.1.2).

2.2.5 Ölverbrauchsmessung mittels HC Messung im Abgas

Hierbei handelt es sich um eine Methode, um zwei Tribosysteme in Bezug auf deren Ölverbrauch miteinander zu vergleichen. Eine absolute Aussage zum Ölverbrauch kann dabei allerdings nicht getroffen werden, da bei dieser Methode Ölbestandteile, welche an der Verbrennung teilgenommen haben und somit im Abgas nur als H_2O , CO , CO_2 etc. vorliegen, nicht berücksichtigt werden.

Eine Problematik, die diese Methoden gemeinsam haben, ist die Überlappung von Öl und Dieseldkraftstoff in Bezug auf die Länge der Kohlenstoffketten. Aufgrund dessen ist die Aufteilung von öl- und kraftstoffbürtigen Kohlenwasserstoffen im Allgemeinen mit gewissen Messunsicherheiten verbunden. Wie in Abbildung 2-11 dargestellt ist, enthält sowohl Dieseldkraftstoff, als auch Motoröl langkettige Kohlenwasserstoffe:

- Kurzkettige HC: 1-5 C-Atome: niedrig siedende Kohlenwasserstoffe
- Benzine: bis 11 C-Atome
- Mitteldestillat: 10-22 C-Atome (Dieseldkraftstoff)
- Langkettige HC: > 20 C-Atome: hoch siedende Kohlenwasserstoffe (Motoröl)

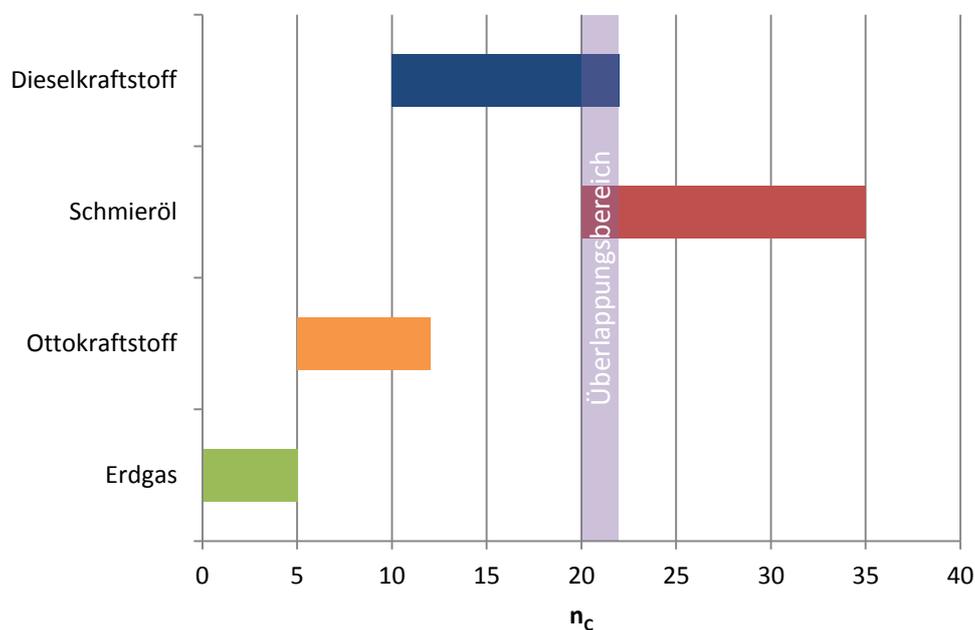


Abbildung 2-11: Anzahl der Kohlenstoffatome in verschiedenen Erdölderivaten Vgl. [2]

2.2.5.1 Massenspektrometrie (MS)

Dieses Messverfahren basiert auf der Erfassung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe im Abgas und deren anschließende Zuordnung zu Öl oder Dieseldkraftstoff mit Hilfe eines Massenspektrometers. Die Quantität der ölbürtigen HC-Bestandteile im Abgas ist somit ein Maß für den Ölverbrauch. Die Massenspektrometrie an sich, kurz MS, besteht nach [15] im Wesentlichen aus drei Schritten:

Im ersten Schritt wird die Probe durch Erhitzen in die Gasphase übergeführt und anschließend ionisiert. In Schritt zwei werden die so gebildeten Ionen von einem Analysator nach ihrem Masse-zu-Ladung Verhältnis (m/q) sortiert. Schließlich gelangen die fragmentierten Ionen in einen Detektor, der den Ionenstrom misst und verstärkt – Schritt drei. Der Output ist ein Massenspektrum, ein Diagramm mit der Ordinate „relative Intensität [%]“ und der Abszisse „Masse-zu-Ladungsverhältnis [m/q]“.

Die Ionisierung erfolgt in der Regel durch Elektronenstoßionisation (EI bzw. EI-MS), wo die Moleküle des Probegases mit freien Elektronen beschossen und dadurch fragmentiert werden (Aufspaltung der Moleküle in andere Moleküle bzw. Bildung von Isotopen oder einzelnen freien Elektronen). Die Auftrennung der so gebildeten Ionen mit unterschiedlichem Masse-zu-Ladung Verhältnis erfolgt dann im Analysator. Aufgrund der Fragmentierung scheinen im Massenspektrum mehrere Peaks auf. Eine weitere, sehr verbreitete Methode zur Ionisation ist zum Beispiel die Fast-Atom-Bombardement Ionisation, bei der die Moleküle des Probegases nicht so stark fragmentiert werden.

Ein weit verbreitetes Analyse-Verfahren ist die Quadrupol-Massenspektrometrie (Abbildung 2-12). Hierbei werden vier Stabelektroden in Form eines Quadrats angeordnet, wobei jeweils diagonal gegenüberliegende Elektroden das gleiche Potential aufweisen. Durch das elektrische Feld werden die Ionen beschleunigt und bewegen sich entlang der Achse zwischen den vier Stabelektroden in Richtung des Detektors. Die Parameter des Quadrupols können so gewählt werden, dass nur Ionen ab einem bestimmten m/q -Verhältnis den Filter passieren können (Hochpassfilter). Ionen, die ein niedrigeres m/q -Verhältnis aufweisen werden immer weiter hinaus beschleunigt, bis sie den Einflussbereich des elektromagnetischen Feldes verlassen und somit nicht vom Detektor wahrgenommen werden.

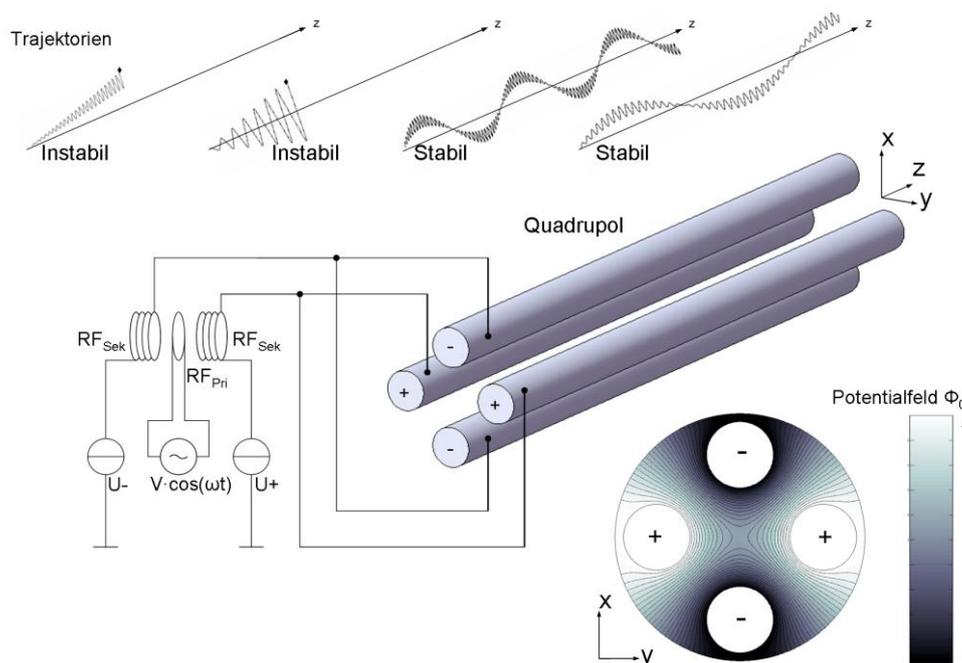


Abbildung 2-12: Quadrupol Massenfilter im Detail [10]

Häufig wird der Massenspektrometrie noch eine Gaschromatographie vorgeschaltet, um die Komponenten schon vor der Ionisierung aufzuteilen (GC-MS).

Obwohl die Messgenauigkeit der HC-Messung mit dem Massenspektrometer an sich relativ hoch ist, entsteht in der Auswertung des Ölverbrauches eine potentiell große Unsicherheit. Zunächst werden bei dieser Methode, wie eingangs erwähnt, nur unverbrannte Kohlenwasserstoffe erfasst. Ölbestandteile, die jedoch an der Verbrennung teilgenommen

haben und somit nicht als HC sondern als CO, CO₂, H₂O, etc. im Abgas vorliegen, werden bei diesem Verfahren vernachlässigt. Ein Rückschluss auf den Gesamtölverbrauch ist somit nicht möglich. Eine weitere Problematik ergibt sich aufgrund der oben beschriebenen Überlappung von Motoröl und Dieselkraftstoff bezüglich der Länge der Kohlenstoffketten. Dies führt zu einer Überlagerung der Massenspektren für Öl und Diesel. Zwar kann man die Ergebnisse durch entsprechende Parametrierung des Quadrupols filtern, jedoch verbleibt dabei stets eine gewisse Unschärfe, die zudem noch schwer quantifizierbar ist (Abbildung 2-13).

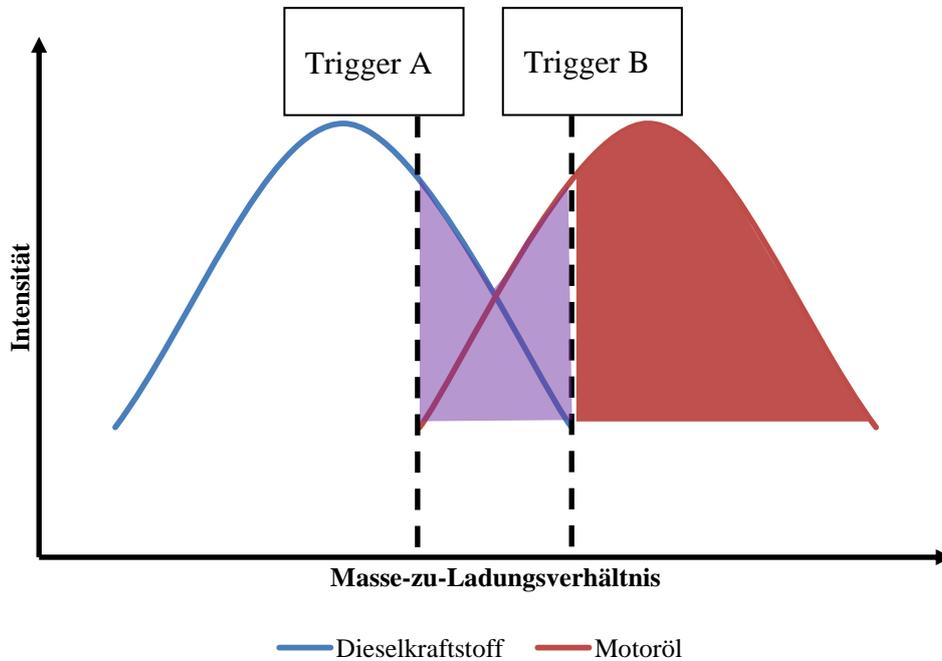


Abbildung 2-13: Überlagerung der Massenspektren von Öl und Dieselkraftstoff

Hinzu kommt noch die Annäherung des Massenspektrums des Schmieröls an das des Dieselkraftstoffs aufgrund von Ölalterungseffekten, was die Auftrennung noch schwieriger / ungenauer gestaltet (Abbildung 2-14). Diese Effekte werden im Folgenden genauer beschrieben.

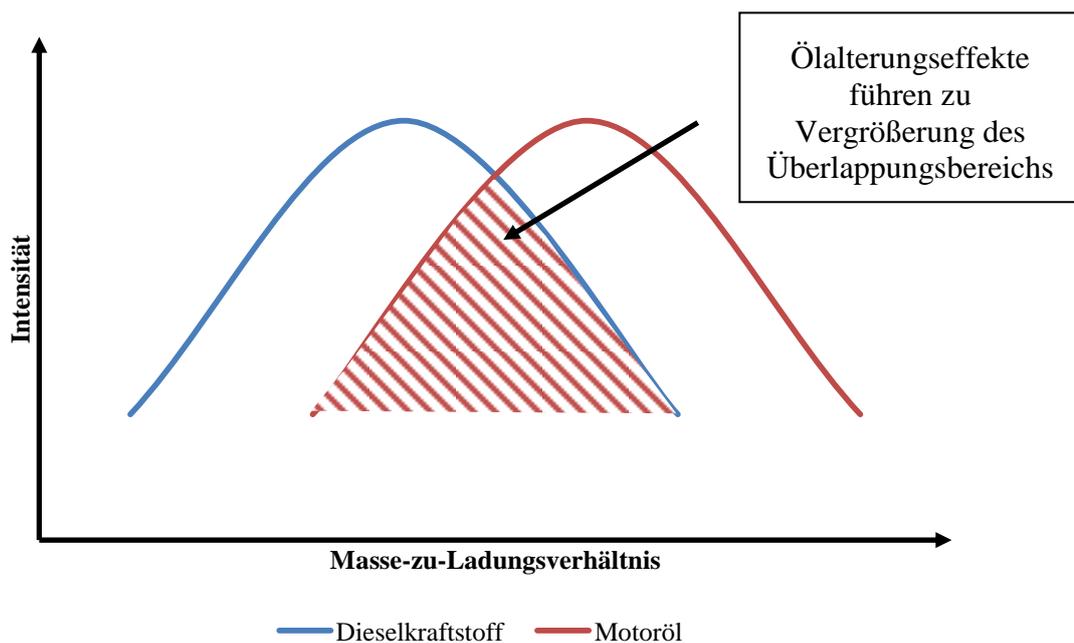


Abbildung 2-14: Ölalterungseffekte

Aufgrund dieser Charakteristik eignet sich die MS nur für Relativvergleiche unterschiedlicher Tribosysteme innerhalb der gleichen Messanordnung und Randbedingungen; auf einen absoluten Ölverbrauch in g/h kann jedoch nicht mit hinreichender Genauigkeit geschlossen werden.

Des Weiteren ist dieses System nicht für den Dauerbetrieb am Prüfstand geeignet, weil es sich um ein wartungsintensives, nicht sehr robustes Messsystem handelt, weshalb nicht nur die Beschaffung, sondern auch die Betreuung vergleichsweise kostenintensiv ist.

2.2.5.2 Flammenionisationsdetektor (FID)

Auch diese Methode beruht auf der Messung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe im Abgas. Gemessen wird hierbei die Änderung der Leitfähigkeit einer Wasserstoff-/Helium Flamme bei Ionisierung durch kohlenstoffhaltige Radikale. Die Abgasprobe durchläuft dabei folgenden Weg: Zuerst erfolgt die Entnahme aus dem Abgasstrom mittels Sonde. Anschließend wird die Probe mit einem Gemisch aus Wasserstoff und Helium (40 : 60) vermischt und dem FID zugeführt und mit synthetischer Luft verbrannt. Die dabei entstehende Flamme bildet eine Kathode, die sich zwischen zwei Elektroden (Anoden) befindet. Die im Abgas vorhandenen Kohlenwasserstoffe werden in der Flamme thermisch ionisiert und frei werdende Elektronen werden von den Elektroden, an denen eine Spannung von ca. 300 Volt anliegt, angezogen. Das gemessene Stromsignal wird verstärkt und ist direkt proportional zur Kohlenwasserstoffmenge im Abgas. Anschließend wird die Probe abgesaugt. Zur Kalibrierung des Messgeräts wird in der Regel Propan (C_3H_8) verwendet. Als Nullgas, zur Spülung des FID dient Stickstoff (N_2). Der niedrige Hintergrundstrom im FID von lediglich 10^{-14} Ampere begünstigt eine weitgehend rauschfreie Verstärkung des Messsignals für die Analyse. Die Reaktion im FID läuft nach [9] in drei Stufen ab:

1. Bildung von C-haltigen Radikalen durch Pyrolyse:



2. Angeregte Moleküle und Radikale:



3. Ionisierung:



Wie aus den Reaktionsgleichungen ersichtlich ist, erfolgt im FID keine vollständige Verbrennung der Kohlenwasserstoffe zu CO_2 .

Als Brenngas findet das Wasserstoff-Helium-Gemisch häufig Anwendung, da Helium die Verbrennungstemperatur herabsetzt. Bei Verbrennung von reinem Wasserstoff wäre die Flammentemperatur so hoch, dass auch andere Gaskomponenten im Abgas ionisiert würden und so das Messergebnis verfälschten.

2.2.6 Vergleichende Ölverbrauchsmessung über Partikelanalyse

Eine weitere Möglichkeit zur relativen Ölverbrauchsmessung stellt die Partikelanalyse dar.

Zunächst soll an dieser Stelle der Begriff „Partikel“ definiert werden: Partikelförmige Schadstoffe sind „Abgasbestandteile, die bei einer Temperatur von höchstens 325 K (52°C) mit den in dem Verfahren zur Ermittlung der durchschnittlichen Auspuffemissionen beschriebenen Filtern aus dem verdünnten Abgas abgetrennt werden.“ [24]¹. Wie Abbildung 2-15 zeigt, setzen sich Partikelemissionen zu einem Großteil aus Rußpartikeln (ISF, insoluble fractions) und organisch löslichen Verbindungen (SOF, soluble organic fractions: Öl- und Kraftstoffbestandteile) zusammen, hinzu kommen noch einige anorganisch lösliche Verbindungen wie Sulfate, Metallspäne, Rostpartikel, Asche von Öladditiven etc. (SIOF, soluble inorganic fractions), Vgl. [13].

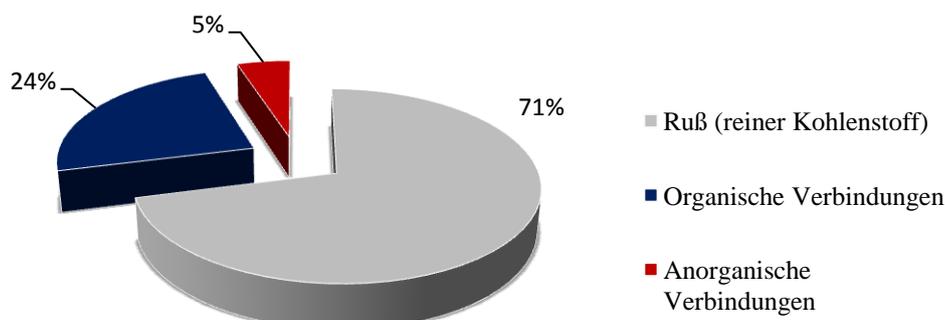


Abbildung 2-15: Zusammensetzung von Dieselpartikeln [14]

Ferner werden sämtliche Verfahren zur Messung, Probenahme und Auswertung von (Partikel)-Emissionen durch die eben zitierte Verordnung des Europäischen Parlaments und des Rates festgelegt. Eine weitere Möglichkeit Partikelemissionen zu klassifizieren ist die Einteilung in Gruppen gemäß dem Durchmesser einzelner Feinstaub-Teilchen:

- PM10 – maximaler Durchmesser von 10 μm
- PM2.5 – max. Durchmesser 2.5 μm
- PM0.1 – Ultrafeine Partikel mit einem Durchmesser < 0.1 μm

Je nach Größe können Partikelemissionen andere Auswirkungen auf den menschlichen Organismus haben und bergen somit die unterschiedlichsten Gesundheitsrisiken, auf die hier jedoch nicht näher eingegangen wird. Für die Entstehung der Partikelemissionen sind nach [14] Adsorptions-, Kondensations- und Koagulationsprozesse zwischen der Umgebungsluft und dem Abgas verantwortlich. Für eine detaillierte Ausführung wird an dieser Stelle auf [14] verwiesen.

¹ Artikel 3 „Begriffsbestimmungen“, Punkt 3.

Die Partikelmessung am Prüfstand während des gefeuerten Motorbetriebs anhand von Filterproben ist heutzutage eine Standardprozedur. Grundsätzlich werden dabei Filter vor und nach der Messung gewogen, die Differenz in der Masse entspricht den Partikelemissionen in g (Abbildung 2-16).



Abbildung 2-16: Filterproben vorher/nachher [23]

Mit Hilfe einer Gaschromatographie im Anschluss an die Partikelmessung können Kohlenwasserstoffe, die sich an die Partikel angelagert haben, analysiert werden. Als Ergebnis erhält man Informationen über die Quantität, als auch über die Herkunft der Kohlenwasserstoffe (Schmieröl oder Kraftstoff), was einen Relativvergleich unterschiedlicher Betriebspunkte und Tribosysteme zulässt. Jedoch ergibt sich hier, ähnlich wie bei MS und FID aufgrund der Überlappung von Diesel und Öl in Bezug auf die Länge der auftretenden Kohlenstoffketten eine gewisse Messunsicherheit. Die Messunsicherheit kann laut Laborbetreiber folgendermaßen beziffert werden:

- SOF: $\pm 2 \mu\text{g}$ vom angegebenen Analysenwert
- SIOF: $\pm 3 \mu\text{g}$ vom angegebenen Analysenwert
- Dieselkraftstoff/Öl-Anteil an SOF: $\pm 3 \%$ vom Analysenwert

Die Unterscheidung von öl- und kraftstoffbürtigen Kohlenwasserstoffen erfolgt je nach Retentionszeit der Stoffe bei der Gaschromatographie. Abbildung 2-17 zeigt die Überschneidung der Spektren von Öl und Dieselkraftstoff. Die Kurve der Filterprobe liegt dabei genau zwischen diesen beiden Spektren. Eine exakte Aufteilung von öl- und dieselbürtigen Partikelanlagerungen ist daher schwer möglich.

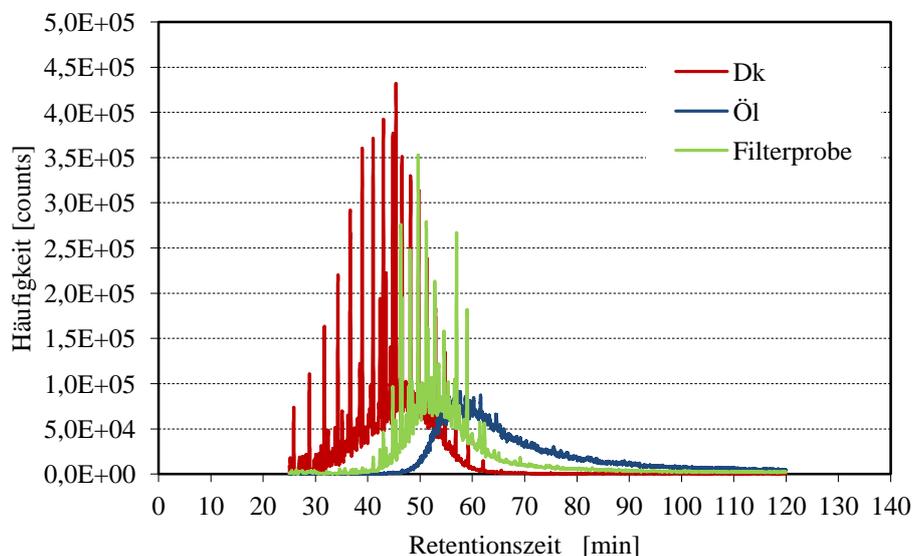


Abbildung 2-17: Überlagerung von Öl, Dieselkraftstoff (Dk) und Filterprobe in der GC

2.3 Reibleistungsmessung

Wie bei vielen anderen Forschungsgebieten in der Motorenentwicklung, besteht auch bei der Reibleistungsminimierung die Motivation in der Reduktion der Emissionen bzw. des Kraftstoffverbrauches. Bei dieser Arbeit liegt der Fokus auf den mechanischen Verlusten der Kolbengruppe, weil diese den Großteil der im Motor entstehenden Reibleistung verursachen, wie in Abbildung 2-18 dargestellt ist. Diese Verhältnisse sind jedoch je nach Drehzahl und Last durchaus sehr unterschiedlich. So nimmt zum Beispiel der Anteil der Kolbengruppe bei steigender Last zu, da die Kolbenringe aufgrund der höheren Zylinderdrücke stärker an die Zylinderlaufbahn angepresst werden. Die Reibung der Kolbengruppe wird in hohem Maße beeinflusst von Material und Honstruktur der Laufbuchse, vom Kolbendesign und von der Dimensionierung, Spannung und Laufflächenbeschichtung der Kolbenringe [20]. Für die Versuche, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt werden, sind die Reibungsverluste der Nebenaggregate (Wasserpumpe, Ölpumpe, Hochdruckpumpe, etc.) nicht von Bedeutung, da diese am Einzylinderprüfstand durch motorexterne Konditioniereinrichtungen ersetzt werden.

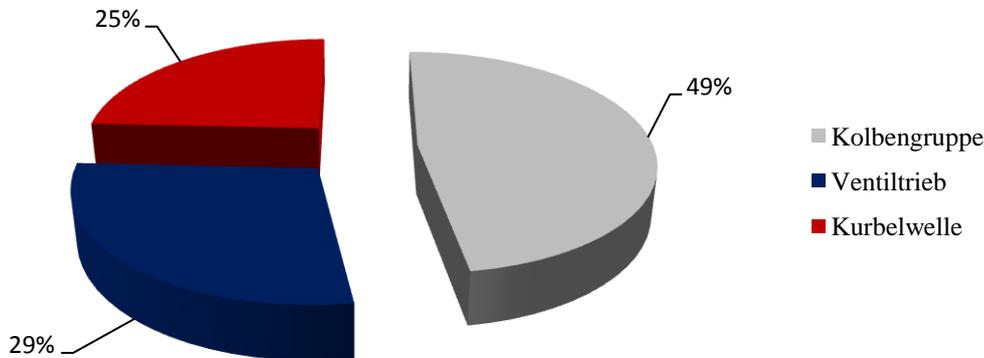


Abbildung 2-18: Aufteilung der Reibleistung auf einzelne Motorbaugruppen, Vgl. [20], bei Wegfall von Lichtmaschine, Ölpumpe, Wasserpumpe und Getriebe

Um die Zusammenhänge zwischen Reibung und Schmierung, sowie den Einfluss der Schmiermittelviskosität, der Pressung und der Relativgeschwindigkeit der Reibpartner besser verstehen zu können, bietet es sich an dieser Stelle an, kurz auf die Stribeck Kurve einzugehen (Abbildung 2-19, unten).

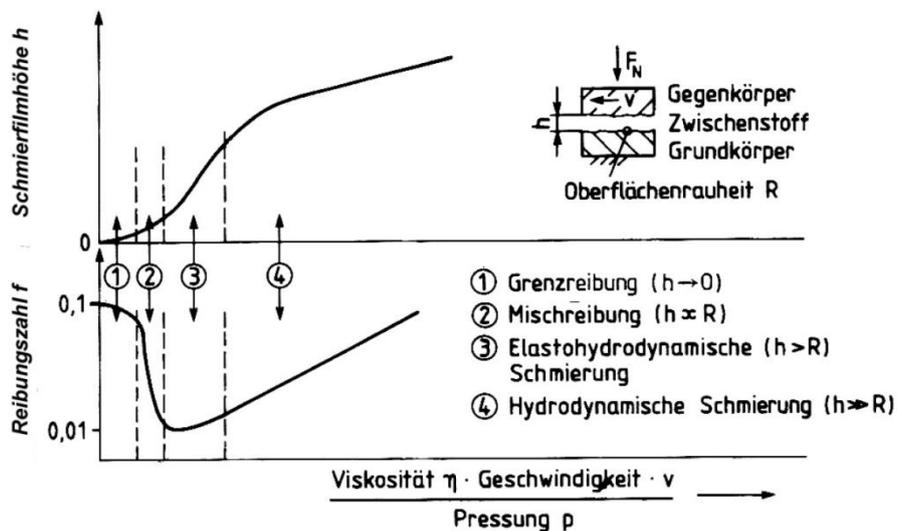


Abbildung 2-19: Stribeck Kurve [18]

Die Stribeck-Kurve zeigt, dass bei stetiger Erhöhung der Relativgeschwindigkeit bzw. der Viskosität vier Schmierzustände durchlaufen werden:

1. Grenzreibung
2. Mischreibung
3. Elastohydrodynamische Schmierung
4. Hydrodynamische Schmierung

Nach [18] stellt die Grenzreibung eine spezielle Form der Festkörperreibung dar, bei der die Reibpartner mit einer Adsorptionsschicht aus Schmiermittelmolekülen benetzt sind. Aufgrund des direkten Kontaktes beider Reibpartner an den Spitzen der Oberflächenrauigkeit ist in diesem Bereich die Reibungszahl f sehr groß. Im Bereich der Mischreibung kommt es zu einem stark ausgeprägten Abfall der Reibungskraft, da sich hier bereits ein ausreichend dicker Schmierfilm gebildet hat, der einerseits die Scherbewegung ermöglicht und andererseits Belastungen aufnimmt, die normal zur Gleitfläche wirken. Wird nun die Relativgeschwindigkeit oder die Viskosität noch weiter gesteigert begibt man sich in den Bereich der elastohydrodynamischen Schmierung, wo die Reibungszahl f aufgrund eines sich weiter aufbauenden Schmierfilms zunächst noch weiter absinkt. Es handelt sich hierbei um eine Zone hydrodynamischer Schmierung, wo es allerdings noch zu Berührungen und damit zu elastischen Verformungen der Kontaktpartner kommen kann. Im Minimum der Stribeck Kurve ist der Schmierfilm ausreichend groß, sodass es in keinem Punkt mehr zu einer Berührung der beiden Reibpartner kommt. Ab diesem Punkt steigt die Reibungszahl aufgrund der steigenden Scherkräfte im Fluid wieder an (hydrodynamische Schmierung).

Wendet man diese Erkenntnisse nun auf das Tribosystem „Kolbengruppe“ an, so wird klar, dass man im Bereich der Totpunkte der Kolbenbewegung – also im Bereich niedriger Kolbengeschwindigkeiten - mit Mischreibung zu rechnen hat. Diese hat aufgrund der niedrigen Geschwindigkeiten nur einen geringen Eintrag auf die Reibleistung, trägt jedoch aufgrund der lokal hohen Belastungen durch die Gaskraft sowie die Kolbensekundärbewegung wesentlich zum Verschleiß bei. Zwischen den Totpunkten stellt sich aufgrund der höheren Relativgeschwindigkeit und des damit aufgebauten Schmierfilms zwischen der Lauffläche der Kolbenringe und der Zylinderlaufbuchse ein Gebiet hydrodynamischer Reibung ein. Die hohe Kolbengeschwindigkeit in diesen Phasen des Arbeitsspiels trägt wesentlich zur Reibleistung bei. Darum sollte, mit den Erkenntnissen aus der Stribeck Kurve, die Reibung in diesen Bereichen minimiert werden, um die gesamte Reibleistung gering zu halten.

Grundsätzlich sind aber nach [1] folgende Zusammenhänge ableitbar:

- Steigender Reibmitteldruck bei steigender Drehzahl. Begründung: höhere Kolbengeschwindigkeit.
- Steigender Reibmitteldruck bei höheren Lasten. Begründung: höhere Anpresskräfte der Kolbenringe aufgrund höherer Gaskräfte und höherer Kolbenseitenkräfte, sowie Bauteilverformungen aufgrund höherer Zylindertemperaturen.
- Eventuell sinkender Reibmitteldruck bei hohen Drehzahlen und hohen Lasten. Begründung: höhere Schmierfilmtemperaturen und Relativgeschwindigkeiten, dadurch lokal geringere Ölviskosität und bessere Schmierfilmausprägung und somit geringere Scherkräfte im Ölfilm.
- Im Gegensatz zum letztgenannten Punkt steht wiederum die Tatsache, dass eine verminderte Ölviskosität auch die Tragfähigkeit des Schmierfilms verringert, wodurch Mischreibung auftreten kann (höhere Reibkraft).

Durch diese Fülle an Parametern und deren Einflüsse auf die Reibleistung ist eine exakte Berechnung nicht möglich, somit ist die experimentelle Ermittlung am Prüfstand unumgänglich.

Grundsätzlich kann man die Methoden zur Feststellung der Reibleistung einer Verbrennungskraftmaschine in die zwei Kategorien „gefeuert“ (realer Motorbetrieb) und „geschleppt“ einteilen. „Geschleppt“ bedeutet, dass der Prüfling am Prüfstand von der Belastungseinrichtung angetrieben wird, wobei jedoch keine Verbrennung stattfindet (Zündung bzw. Einspritzung aus). Sämtliche Randbedingungen werden von Konditioniereinrichtungen für Luft, Öl und Wasser geschaffen. Abbildung 2-20 zeigt eine Auswahl verschiedener Methoden zur Reibleistungsbestimmung und deren Kategorisierung in „geschleppten Betrieb“ und „gefeuerten Betrieb“.

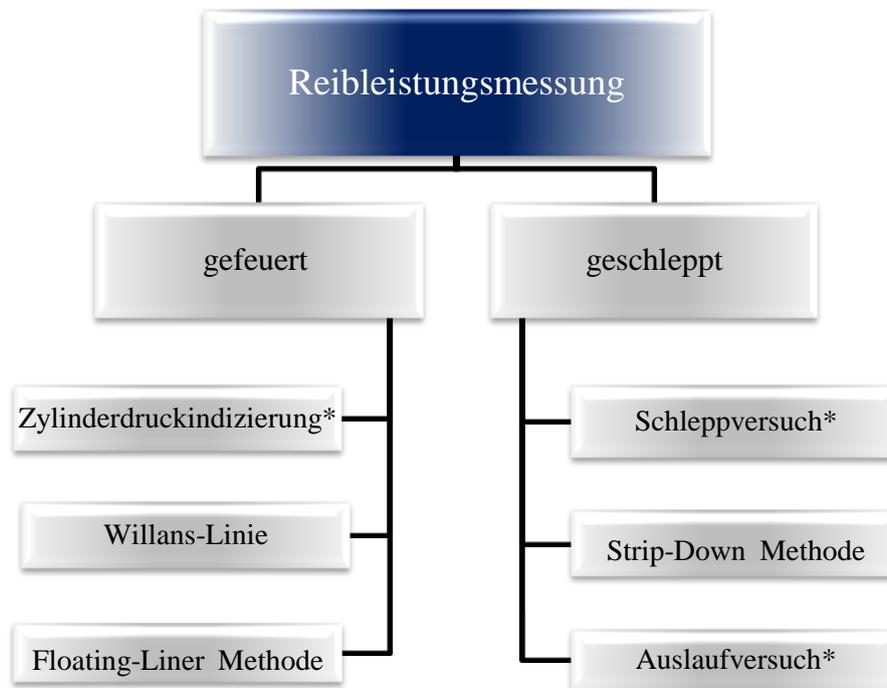


Abbildung 2-20: Methoden zur Reibleistungsmessung

Es folgt eine kurze Beschreibung der verschiedenen Varianten zur Reibleistungsbestimmung. Messmethoden, die im Rahmen dieser Arbeit genauer betrachtet werden, sind in Kapitel 4 detailliert beschrieben (in Abbildung 2-20 mit * gekennzeichnet).

2.3.1 Die Willans-Linie

Nach [3] und [22] wird der Motor bei dieser Methode zur Reibleistungsbestimmung am Prüfstand mit konstanter Drehzahl betrieben. Dann wird der effektive Mitteldruck variiert, dabei wird der jeweilige Kraftstoffverbrauch gemessen und in einem Diagramm (siehe Abbildung 2-21) aufgetragen. Schließlich wird die Kurve im unteren Lastbereich linearisiert. Die dadurch entstehende Gerade wird extrapoliert, bis sie die Abszisse schneidet. Der Abstand von der Nullstelle zur Ordinate entspricht betragsmäßig dem Reibmitteldruck. Vorteil dieser Methode ist der geringe Aufwand. Dem gegenüber steht eine große Unsicherheit aufgrund der Linearisierung der Kurve mit anschließender Extrapolation. Des Weiteren kann die Lastabhängigkeit mit diesem Verfahren nicht dargestellt werden. Als Ergebnis erhält man aufgrund der Linearisierung der Kurve vielmehr einen mittleren Reibmitteldruck über das gesamte Lastspektrum. Daher ist dieses Verfahren nur für sehr grobe Trend-Abschätzungen des Reibmitteldruckes geeignet und wird an dieser Stelle nicht weiter verfolgt.

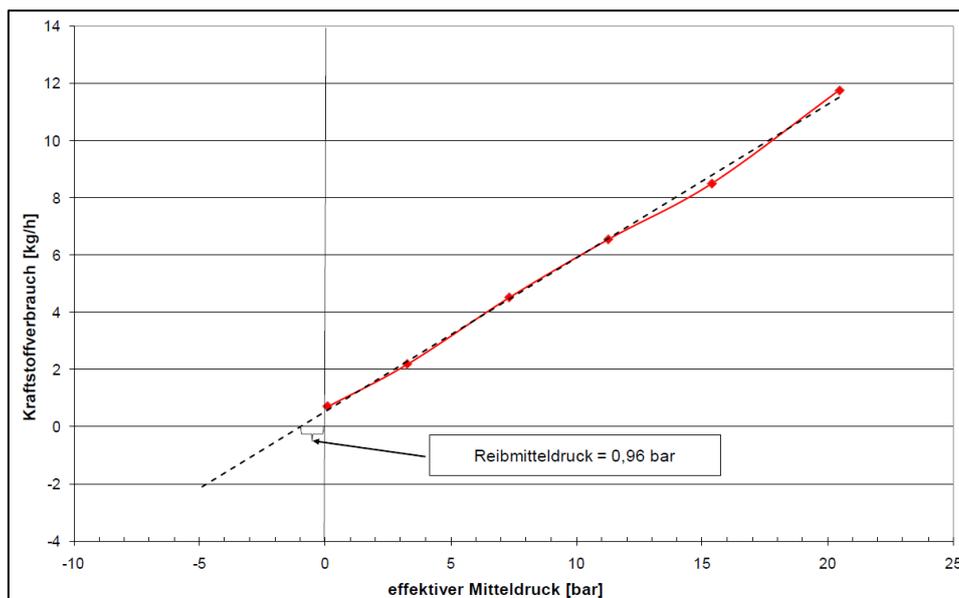


Abbildung 2-21: Willans Linie - 4 Zylinder Dieselmotor bei 1500 1/min [3]

2.3.2 Die Floating-Liner Methode

Nach [11] basiert dieses Verfahren auf der direkten Messung der Reibkraft am Ort ihrer Entstehung – also an der Zylinderlaufbuchse. Diese ist schwimmend gelagert und lediglich durch Kraftmesseinrichtungen in axialer Richtung abgestützt. Somit wird die zwischen Laufbuchse und Kolbenringen auftretende Reibkraft auf die Sensoren zur Kraftmessung übertragen und gemessen. Ein großer Vorteil dieser Messmethode ist die Möglichkeit der arbeitsspielaufgelösten Reibkraftmessung, wodurch ein Abgleich von Simulationsmethoden möglich ist. Die Qualität der Messergebnisse ist bei dieser Methode sehr hoch, jedoch schlägt sich das in einem sehr hohen konstruktiven Aufwand zu Buche. Daher wird dieses Verfahren nur bei Einzylindermotoren angewandt – die Ergebnisse werden dann auf den Vollmotor übertragen. Bei dieser Methode können jedoch nicht alle Punkte des Kennfeldes untersucht werden – maximale Last und Drehzahl sind bedingt durch den Aufbau begrenzt. Ein weiterer Nachteil ist, dass die Bildung des Ölfilms aufgrund der schwimmenden Lagerung minimal von der realen Situation im Vollmotor abweicht. Floating-Liner Versuche bilden daher ein eigenständiges Tool zur Reibleistungsmessung.

2.3.3 Zylinderdruckindizierung

Bei dieser Variante wird der Motor gefeuert betrieben, wobei der Zylinderdruckverlauf mit Hilfe von piezoelektrischen Druckquarzen erfasst wird. Aus dem so aufgezeichneten Druckverlauf kann im Anschluss der indizierte Mitteldruck p_{mi} berechnet werden. Gleichzeitig wird über die Drehmomentmessung am Prüfstand der effektive Mitteldruck p_{me} berechnet. Der Reibmitteldruck p_{mr} ergibt sich aus der Differenz dieser Größen ($p_{mr} = p_{mi} - p_{me}$). Diese Methode wird in später noch genauer untersucht.

2.3.4 Schleppversuch

Beim Schleppversuch wird der Motor mit Hilfe der Belastungseinrichtung des Prüfstandes angetrieben. Aus der Leistungsmessung am Prüfstand ergibt sich ein Maß für die Reibleistung, wobei hierbei auch Ladungswechselverluste in das Ergebnis einfließen und so der Reibleistung zugeordnet werden. Um dies zu vermeiden muss der Ventiltrieb deaktiviert werden. Da im Rahmen dieser Arbeit Schleppversuche am Prüfstand durchgeführt werden, ist diese Methode ebenfalls im Folgenden noch genauer beschrieben.

2.3.5 Auslaufversuch

Bei diesem Versuch wird der Motor zunächst gefeuert oder geschleppt bei einer konstanten Drehzahl betrieben. Sobald die vorgegebenen Randbedingungen eingestellt sind und das System eingeschwungen ist, wird der Motor samt Asynchronmaschine ausgeschaltet. Für die Berechnung der Reibleistung wird nun der Drehzahlabfall pro Zeit betrachtet. Um den Reibmitteldruck exklusive Ladungswechselverluste zu erhalten muss der Ventiltrieb abgeschaltet werden. Ferner muss die Belastungseinrichtung beim Abstellen ausgekuppelt werden, um nicht die Reibung der Prüfstandseinrichtung zum Reibmitteldruck des Aggregates anzurechnen.

2.3.6 Strip-Down Methode

Die Strip-Down Methode ist eine Sonderform des Schlepp-Versuches. Hierbei wird der Motor am Prüfstand geschleppt, nach und nach werden einzelne Baugruppen und Nebenaggregate demontiert. Anhand der Änderung des gemessenen Drehmomentes an der Belastungseinrichtung können somit die Reibmomente der einzelnen Baugruppen bestimmt werden.

3 Ölverbrauchsmessung

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Stand der Technik bei der Durchführung von Ölverbrauchsmessungen erfasst und bewertet.

Für die Versuche am Einzylinderprüfstand wird ein Genset Brennverfahren ohne AGR ausgewählt, welches bereits am Vollmotor vermessen wurde und bei welchem auf die Abgasrückführung als Störgröße bei der Versuchsdurchführung verzichtet wird. Die Versuchsdurchführung am Einzylindermotor hat folgende Vorteile: Der Einfluss des Turboladers auf den Ölverbrauch fällt aufgrund prüfstandsseitiger Konditionierung von Ladedruck und Abgasgedruck weg. Die Hochdruckpumpe wird ebenfalls extern versorgt und zudem noch kraftstoffgeschmiert – es entsteht also weder Ölverlust noch Öleintrag durch die externe HD Pumpe. Außerdem ist die Kurbelgehäuseentlüftung offen – der BlowBy-Massenstrom wird während des Versuchs mitgemessen. Somit kann der Großteil des Ölverbrauchs der Kolbengruppe zugeordnet werden. Im Abgas ist zusätzlich zum Ölverbrauch der Kolbengruppe also nur ein geringer Ölanteil aus der Schmierung der Ventile, sowie aus der Schmierung des prüfstandsseitig verbauten Ladeluft-Kompressors vorhanden. Ein weiterer Vorteil, den die Versuchsdurchführung am Einzylindermotor mit sich bringt, ist die Möglichkeit eines vergleichsweise raschen Austauschs von Laufbuchsen und Ringpaketen. Im Hinblick auf die Ölverbrauchsmessung ergibt sich jedoch der Nachteil, dass die zu erwartenden Mengen am Einzylindermotor weit unter Werten des Vollmotors liegen, was entweder den relativen Fehler oder die erforderliche Messzeit erhöht, wie später noch gezeigt wird. Außerdem unterscheiden sich die Gehäusesteifigkeiten des Einzylinders von denen des Vollmotors. Das führt zu unterschiedlichen thermischen und mechanischen Verformungen erster und zweiter Ordnung der Zylinderlaufbuchsen. Trotz gleichen Kühlmitteldurchsätzen und -temperaturen führt dies zu Unterschieden in den Tribosystemen zwischen Einzylinder und Vollmotor. Im Fokus der Betrachtungen liegen drei Lastpunkte bei 110 %, 50 % und 10 % Last. Da es sich beim Vollmotor (MTU 16V4000) um einen Genset-Motor handelt, werden die drei Lastpunkte bei einer konstanten Drehzahl von 1800 U/min (entspricht 60 Hz bei einem Generator mit Polpaarzahl 2) eingestellt (Abbildung 3-1).



Abbildung 3-1: MTU 16V4000 Genset [17]

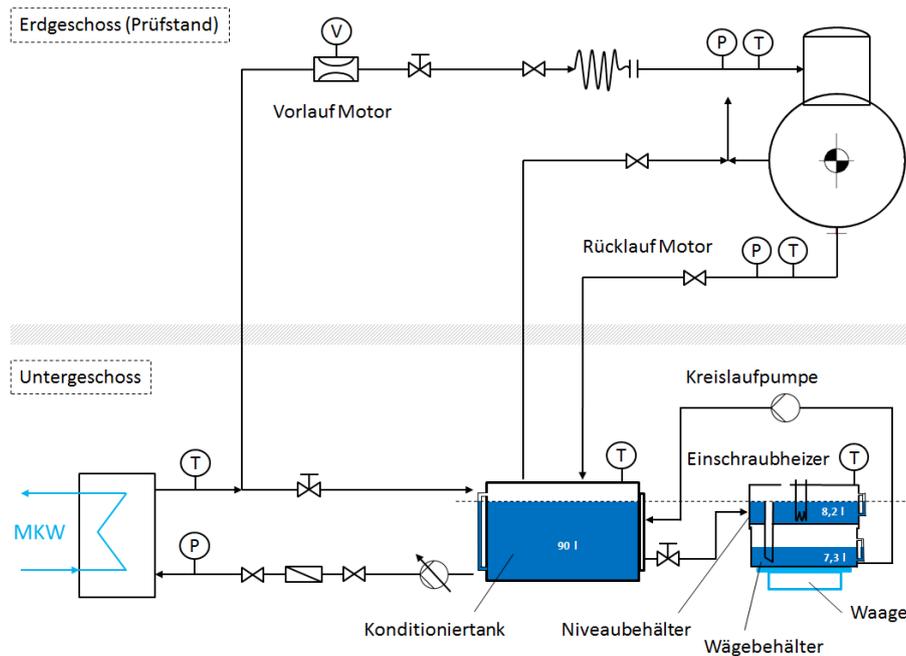


Abbildung 3-3: Ölkreislauf EZP1 MTU Magdeburg

Er besteht grundsätzlich aus einer Ölkonditioniereinrichtung und einem Wägemodul. Das Wägemodul besteht aus einem Niveaubehälter und einem Wägebühler, deren Funktion im Anschluss noch beschrieben wird. Das Messsystem umfasst zusätzlich noch eine Feinwaage und eine Umwälzpumpe. Bei den kommunizierenden Gefäßen handelt es sich um den Öltank der Konditioniereinrichtung und zum anderen um die Behälter des Wägemoduls. Durch den Ölverbrauch im Motorbetrieb würde der Ölspiegel in der Ölwanne / im Kurbelgehäuse absinken, dieser Effekt überträgt sich beim Einzylinderaggregat auf den Konditioniertank. Simultan pumpt jedoch die Umlaufpumpe Öl aus dem Ausgleichsbehälter in den Öltank, wodurch der Ölpegel im Tank konstant gehalten wird. Das aus dem Ausgleichsbehälter entnommene Öl spiegelt sich in einer Abnahme der Masse des Behälters wieder, die auf der Waage abgelesen werden kann. So erhält man den Ölverbrauch in Masse pro Zeit. Die Verwendung des Ausgleichsbehälters hat dabei den Vorteil, dass aufgrund des, im Vergleich zum Konditionierbehälter niedrigeren Gesamtgewichts, eine Waage mit einer feineren Auflösung verwendet werden kann. Der Niveaubehälter dient einerseits der Beruhigung der Schwankungen im Ölpegel, andererseits der Entkopplung der Ölzuleitung zum Messmodul von der Waage (Abbildung 3-4). Ein Einschraubheizkörper, dessen Solltemperatur durch die Temperatur im Konditioniertank vorgegeben wird, stellt sicher, dass das Öl im Ölmodul die selbe Temperatur aufweist wie im Konditioniersystem. Ein Magnetventil in der Verbindungsleitung zwischen Konditioniertank und Ölmesmodul verhindert, dass das Ölmodul nach dem Abstellen des Motors aufgrund des aus dem Kreislauf abtropfenden Öls überläuft. Die Konditioniereinrichtung samt Ölmesmodul befindet sich im Untergeschoss, während der Motor am Prüfstand im Erdgeschoss aufgebaut ist. Die Entlüftung des Konditioniertanks erfolgt zusammen mit der BlowBy-Leitung gegen Umgebungsdruck im Prüfstand, während das Ölmesmodul gegen Umgebungsdruck im Untergeschoss entlüftet wird. Dieses System wurde bei MTU in dieser Form noch nicht am Einzylindermotor getestet und bietet daher einen gewissen Neuheitsgrad.



Abbildung 3-4: Ölmesmodul

Messungen am Vollmotor haben gezeigt, dass der Ölverbrauch moderner Motoren bereits so gering ist, dass sich für eine exakte Bestimmung des Ölverbrauchs am Einzylinder entweder lange Messzeiten oder große Messunsicherheiten ergeben. Der zu erwartende Ölverbrauch am Einzylindermotor ist um einiges geringer als beim Vollmotor. Das liegt zum einen daran, dass der Ölverbrauch der Kolbengruppe beim Vollmotor entsprechend der Zylinderanzahl vervielfacht wird. Darüber hinaus ist der zu erwartende Ölverbrauch beim Einzylindermotor aufgrund des Wegfalls der Nebenaggregate (siehe oben) geringer. Exemplarisch werden die Ölverbrauchswerte in einem Bereich von 0.5 g/kWh bis 0.05 g/kWh betrachtet. Die zugehörigen Ölverbrauchswerte in g/h sind für die drei fokussierten Betriebspunkte in Tabelle 3-1 dargestellt:

Tabelle 3-1: Ölverbrauchswerte in g/h

	Zielwert 0.5 g/kWh	Zielwert 0.1 g/kWh	Zielwert 0.05 g/kWh
110 % Lastpunkt 175 kW @ 1800 U/min	85.0 g/h	17.5 g/h	8.5 g/h
75 % Lastpunkt 77 kW @ 1800 U/min	38.5 g/h	7.7 g/h	3.9 g/h
10 % Lastpunkt 15 kW @ 1800 U/min	7.5 g/h	1.5 g/h	0.8 g/h

Die Gesamtmessdauer setzt sich aus der Beruhigungszeit (Auffüllen des Ölkreislaufes, Einstellung konstanter Ölverschäumung) und der Messdauer zusammen. Die Beruhigungszeit hängt vom jeweiligen Messaufbau ab und liegt laut Erfahrungen vom Vollmotor im Bereich von ca. 60 min.

Mit der Messunsicherheit u der Waage von ± 0.2 g wird die jeweilige Messdauer t nach folgender Formel ermittelt:

$$f = \frac{u}{M_{\dot{O}l}} \cdot 100, \text{ mit } M_{\dot{O}l} = \dot{m}_{\dot{O}l} \cdot t \quad [3-1]$$

$$t = u \cdot \frac{100}{f} \cdot \frac{1}{\dot{m}_{\dot{O}l}} \dots \text{Messdauer in Stunden} \quad [3-2]$$

Darin ist $M_{\dot{O}l}$ der Ölverbrauch in g, während $\dot{m}_{\dot{O}l,abs}$ den Ölverbrauch in g/h beschreibt. Je nach erwünschtem Maximalfehler f kann man nun die hierfür erforderlichen Messzeiten berechnen. In Tabelle 3-2 ist die Messdauer für die drei Lastpunkte beispielhaft für eine tolerierbare Messunsicherheit f von ± 3 % berechnet worden.

Tabelle 3-2: Messdauer zur Gewährleistung einer Messunsicherheit f von ± 3 %

	Zielwert 0.5 g/kWh	Zielwert 0.1 g/kWh	Zielwert 0.05 g/kWh
110 % Lastpunkt 175 kW @ 1800 U/min	> 0:5 h	> 0:23 h	> 0:47 h
75 % Lastpunkt 77 kW @ 1800 U/min	> 0:10 h	> 0:52 h	> 1:44 h
10 % Lastpunkt 15 kW @ 1800 U/min	> 0:53 h	> 4:26 h	> 8:53 h

Zu beachten ist dabei, dass hier lediglich die Messunsicherheit der Waage berücksichtigt wird. Wie im Folgenden noch gezeigt wird, spielen aber auch Einflüsse wie Öltemperatur und Umgebungsdruck eine Rolle. Diese werden im Rahmen der Inbetriebnahme näher untersucht.

3.1.2 Ölverbrauchsmessung mittels Tracer-Verfahren

Grundsätzlich kann man diese Verfahren anhand des verwendeten Markierungsstoffes kategorisieren. Demnach spricht man je nach Tracer von radioaktiven Methoden ($^{82}\text{Brom}$, Tritium, etc.) und nichtradioaktiven Methoden (SO_2 , Pyren, etc.).

Im Rahmen dieses Projekts wurde die SO_2 -Methode, als Beispiel für ein nichtradioaktives Tracer-Verfahren, sowie die Tritium-Methode, beispielhaft für ein radioaktives Tracer-Verfahren näher untersucht.

3.1.2.1 Die SO_2 Methode

Ziel dieser Methode ist die Bestimmung der Schwefeldioxidkonzentration im Abgas, um so Rückschlüsse auf den Ölverbrauch ziehen zu können. Der Abgasmassenstrom setzt sich aus den Komponenten Kraftstoff, Motoröl und Luft zusammen, die allesamt Schwefel enthalten. Die Schwefelkonzentration in der Luft ist jedoch so gering, dass dieser Anteil, trotz des, im Vergleich zum Kraftstoff- und Ölmassestrom hohen Luftmassestromes vernachlässigbar klein ist. Somit kann man das Schwefeldioxid im Abgas auf zwei Quellen zurückführen, die messtechnisch nicht separat erfasst werden können: Öl als Messgröße und Kraftstoff als Störgröße. Für die Bewertung dieses Messverfahrens wird ein Messsystem der MS4 Analysetechnik GmbH betrachtet:

Der Messaufbau besteht grundsätzlich aus zwei Komponenten (Abbildung 3-5): In einem, dem Motor nachgeschalteten, Oxidationsofen werden sämtliche schwefelhaltige Verbindungen zu SO_2 oxidiert. Dies ist aufgrund der geringen Sauerstoffkonzentration im Abgas nicht trivial und fordert gegebenenfalls spezielle Oxidationsmittel, um die vielfältig auftretenden Schwefelverbindungen im Abgas vollständig zu SO_2 zu verbrennen. Die zweite Hauptkomponente des Messsystems stellt das Massenspektrometer – im konkreten Fall ein Ionen-Molekül-Reaktion Massenspektrometer (IMR-MS) – dar. Bei der Ionen-Molekül-Reaktion erfolgt die Ionisierung und Aufbereitung der Probe für das MS in zwei Schritten: im ersten Schritt wird das Edelgas Krypton ionisiert, welches im zweiten Schritt auf das Probegas trifft. Dies führt zu einer weichen Ionisierung der Probe, aufgrund des Ionenaustauschs zwischen dem Trägergas und dem Probegas. Das Funktionsprinzip des Massenspektrometers wurde bereits im Kapitel „Ölverbrauchsmessung mittels HC Messung im Abgas“ beschrieben.

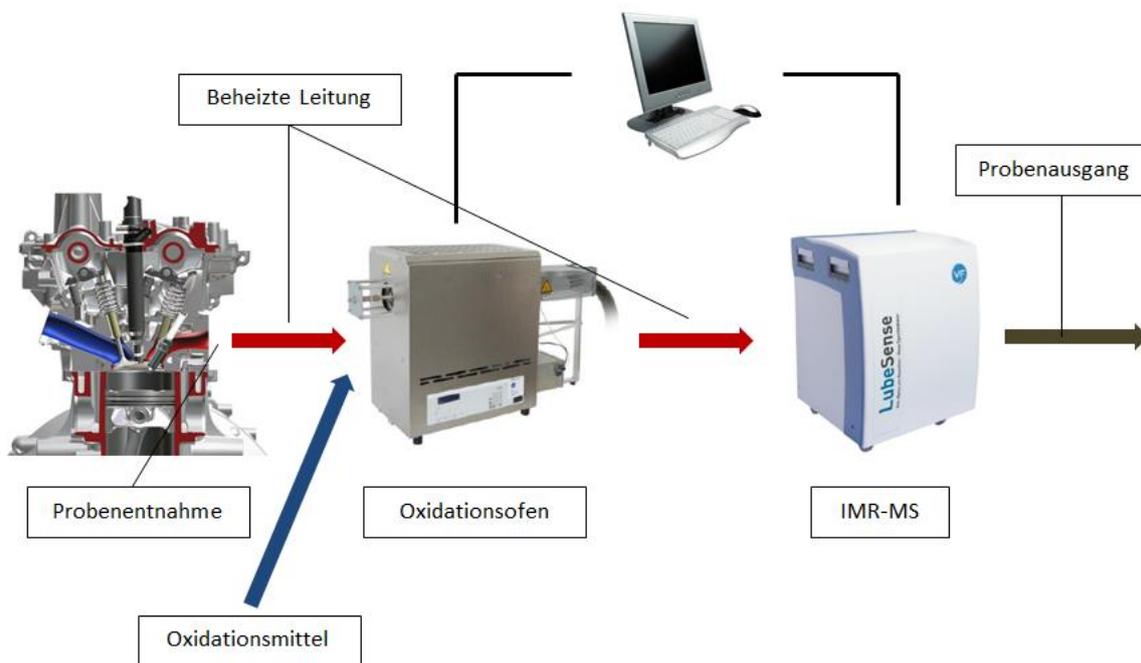


Abbildung 3-5: Schema SO_2 Methode

Mit Hilfe der so gemessenen Schwefelkonzentration im Abgas $c_{S,Abgas}$ kann der absolute Ölverbrauch $\dot{m}_{\text{öl,abs}}$ in g/h berechnet werden.

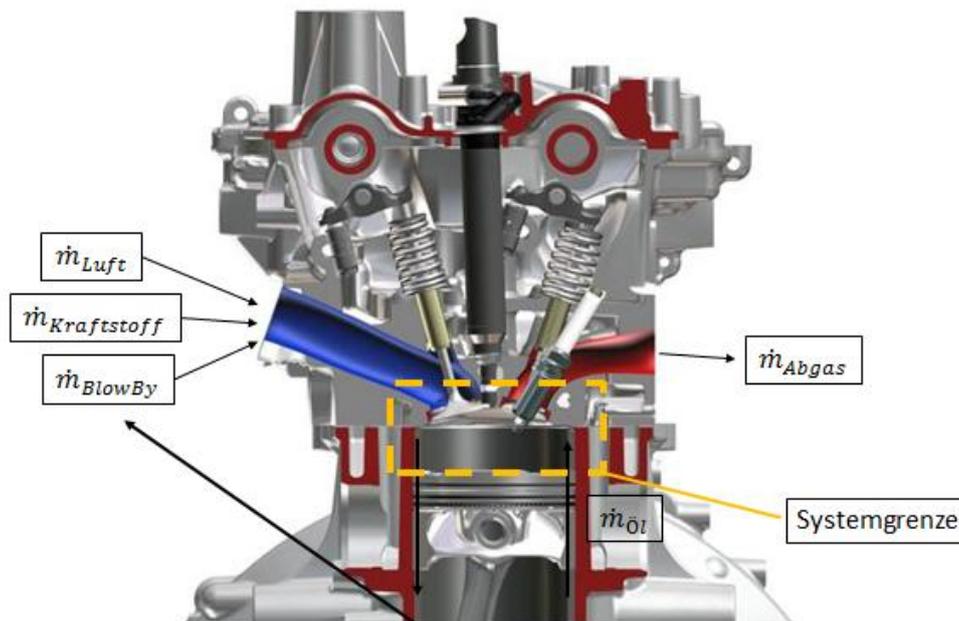


Abbildung 3-6: Massenbilanz Brennraum

Bei Betrachtung des Brennraumes (Abbildung 3-6) kann folgende Bilanz abgeleitet werden:

$$\dot{m}_L + \dot{m}_{KrSt} + \underbrace{\dot{m}_{BB}}_{=0} + \dot{m}_{\text{Öl}} - \dot{m}_{BB} = \dot{m}_{AG} \quad [3-3]$$

mit

\dot{m}_{KrSt} .. Kraftstoffmassenstrom

\dot{m}_L ... Luftmassenstrom

\dot{m}_{AG} .. Abgasmassenstrom

\dot{m}_{BB} .. BlowBy – Massenstrom

Der BlowBy-Massenstrom \dot{m}_{BlowBy} wird meist wieder dem System zugeführt und tritt somit in der Bilanz nicht in Erscheinung, sodass der Abgasmassenstrom \dot{m}_{Abgas} die Summe aus Luft-, Kraftstoff- und Ölmassestrom darstellt. Beim hier vorhandenen System wird der BlowBy Massenstrom jedoch vom System abgeführt und fällt somit in der Bilanz nicht raus. Somit setzt sich der Abgasmassenstrom aus Öl-, Luft- und Kraftstoffmassenstrom, abzüglich BlowBy-Massenstrom zusammen. Die im Abgas auftretende Schwefelkonzentration setzt sich zusammen aus den ins System eingebrachten Schwefelkonzentrationen von Luft, Kraftstoff und Öl, abzüglich der Schwefelkonzentration des BlowBy-Massenstromes.

$$\dot{m}_L \cdot c_{S,L} + \dot{m}_{KrSt} \cdot c_{S,KrSt} + \dot{m}_{\text{Öl}} \cdot c_{S,\text{Öl}} - \dot{m}_{BB} \cdot c_{S,BB} = \dot{m}_{AG} \cdot c_{S,AG} \quad [3-4]$$

Der in Formel [3-3] berechnete Abgasmassenstrom wird nun in Formel [3-4] eingesetzt und anschließend nach dem Ölvolumentrom aufgelöst.

$$\dot{m}_{\text{öl}} = \left[\frac{c_{S,AG} - c_{S,KrSt}}{c_{S,öl} - c_{S,AG}} \cdot \dot{m}_{KrSt} + \frac{c_{S,AG} - c_{S,L}}{c_{S,öl} - c_{S,AG}} \cdot \dot{m}_{Luft} + \frac{c_{S,AG} - c_{S,BB}}{c_{S,öl} - c_{S,AG}} \cdot \dot{m}_{BB} \right] \quad [3-5]$$

mit

$c_{S,AG}$... Schwefeldioxidkonzentration im Abgas

$c_{S,öl}$... Schwefelkonzentration im Öl

$c_{S,KrSt}$... Schwefelkonzentration im Kraftstoff

$c_{S,BB}$... Schwefelkonzentration im BlowBy

Um die Schwefelkonzentration im BlowBy zu ermitteln müsste diese entweder gemessen werden oder mit Hilfe der Messung des BlowBy Massenstromes berechnet werden. Dazu müssten aber die Anteile von Luft, Kraftstoff und Öl im BlowBy bekannt sein. Geht man für eine erste Abschätzung davon aus, dass sich Luft, Kraftstoff und Öl zu gleichen Anteilen im BlowBy Massenstrom befinden wie im Abgas, so entspricht die Schwefelkonzentration in der BlowBy Leitung der Schwefelkonzentration im Abgas, wodurch dieser Term aus der Berechnung des Ölmassenstromes rausfällt.

$$\dot{m}_{\text{öl}} = \left[\frac{c_{SO_2,AG} \cdot \frac{\rho_{SO_2}}{\rho_{AG}} - c_{S,KrSt}}{c_{S,öl} - c_{SO_2,AG} \cdot \frac{\rho_{SO_2}}{\rho_{AG}}} \cdot \dot{m}_{KrSt} + \frac{c_{SO_2,AG} \cdot \frac{\rho_{SO_2}}{\rho_{AG}} - c_{S,Luft}}{c_{S,öl} - c_{SO_2,AG} \cdot \frac{\rho_{SO_2}}{\rho_{AG}}} \cdot \dot{m}_{Luft} \right] \quad [3-6]$$

mit

$c_{SO_2,AG}$... Schwefeldioxidkonzentration im Abgas

ρ_{SO_2} ... Dichte von Schwefeldioxid

ρ_{AG} ... Dichte von Abgas

Formel [3-6] beinhaltet bereits die Umrechnung der SO₂ Konzentration im Abgas von Volumen-ppb (Messwert) in Massen-ppb mit Hilfe der Dichten von Schwefeldioxid und Abgas.

Zur Bewertung dieses Messverfahrens werden im Folgenden die drei Kriterien Auflösegrenze, Selektivität und Messgenauigkeit in der genannten Reihenfolge betrachtet:

Bei einem Ölverbrauch von 0.1 g/kWh kann die zu erwartende SO₂-Konzentration im Abgas durch Umformung von Formel [3-6] berechnet werden. Die Ergebnisse sind in

Tabelle 3-3 für drei Betriebspunkte unter folgenden Randbedingungen zusammengefasst:

- Schwefelkonzentration im Kraftstoff $c_{S,KrSt} = 8.5$ ppm
- Schwefelkonzentration im Öl $c_{S,öl} = 0.34$ %

Zur Berechnung wird Formel [3-6] so umgeformt, dass man die Schwefeldioxidkonzentration im Abgas $c_{SO_2,AG}$ explizit erhält:

$$c_{SO_2,AG} = \frac{\dot{m}_{\text{öl}} \cdot c_{S,öl} + \dot{m}_{KrSt} \cdot c_{S,KrSt}}{\dot{m}_{\text{öl}} + \dot{m}_{KrSt} + \dot{m}_{Luft}} \cdot \frac{\rho_{AG}}{\rho_{SO_2}} \quad [3-7]$$

Tabelle 3-3: SO₂-Konzentrationen im Abgas

Formelzeichen	Einheit	D2-1	D2-3	D2-5
c_{SO_2AG}	ppb	143.7	109.1	57.5

Die Ergebnisse aus Tabelle 3-3 besagen, dass eine Ölverbrauchsmessung mit dem MS4 Messsystem unter den zuvor genannten Randbedingungen grundsätzlich in allen Betriebspunkten möglich ist, da die Mindestauflösegrenze des Messsystems bei 50 ppb liegt. Für eine saubere Messung sollte der Abgasmassenstrom eine SO₂ Konzentration von > 80 ppb aufweisen. Außerdem liegt man unter diesen Randbedingungen im D2-5 Punkt bereits sehr nah an der Auflösegrenze, d. h. bei einem Ölverbrauch < 0.1 g/kWh kann der Ölverbrauch im 10 % Punkt von diesem Messsystem nicht mehr erfasst werden. Bei Verwendung von schwefelfreiem Kraftstoff sind im Abgas Schwefeldioxidkonzentrationen laut Tabelle 3-4 zu erwarten:

Tabelle 3-4: SO₂-Konzentrationen im Abgas bei Verwendung von schwefelfreiem Kraftstoff

Formelzeichen	Einheit	D2-1	D2-3	D2-5
c_{SO_2AG}	ppb	24.5	17.6	5.9

Dies würde zwar, wie später noch gezeigt wird, zu einer Erhöhung der Messgenauigkeit führen, führt jedoch zu SO₂ Konzentrationen im Abgas, die vom betrachteten Messsystem nicht mehr aufgelöst werden können.

Zunächst wird jedoch die Selektivität der Messmethode untersucht, um eine Abschätzung treffen zu können, wie stark der Messwert durch den Ölverbrauch und durch den Kraftstoffverbrauch als Störgröße beeinflusst wird. Dabei wird die Selektivität gemessen am Verhältnis der ölbürtigen SO₂-Masse zur gesamten SO₂ Masse im Abgas.

Abbildung 3-7 und Abbildung 3-8 zeigen den Anteil der Schwefeldioxidmasse aus Ölbestandteilen im Abgas über der Schwefeldioxidkonzentration im Abgas für verschiedene spezifische Ölverbräuche im 110 % Punkt. Der blau hinterlegte Bereich markiert einerseits die Auflösegrenze des Messapparates und andererseits den erwünschten, minimalen Anteil von Schwefeldioxid aus Ölbestandteilen im Abgas um nicht vordergründig Kraftstoffverbrauch zu messen. Die Auflösegrenze bewegt sich dabei zwischen 50 ppb und 80 ppb, der erwünschte Massenanteil an ölbürtigem SO₂ im Abgas liegt zwischen 30 % und 50 %. Dies hat folgenden Grund: Liegt der Unterschied im Ölverbrauch zweier Tribosysteme in einem Bereich von ±5 %, so spiegelt sich dies bei einer Selektivität von 30 % in einer Differenz von nur 1.5 % in der SO₂ Messung wieder. Diese Differenz liegt jedoch schon innerhalb des Toleranzbereiches des Messgerätes und ist somit nicht mehr auflösbar. Den folgenden Abbildungen kann man entnehmen, dass man sich unter den vorhandenen Bedingungen ($c_{S_Öl} = 0.34 \%$, $c_{S_KRST} = 5-10 \text{ ppm}$) außerhalb des gewünschten Bereichs bewegt, was durch relativ aufwändige Schwefel-Dotierung des verwendeten Motoröls auf ca. 1.6 – 3.0 % behoben werden kann (im Volllastpunkt).

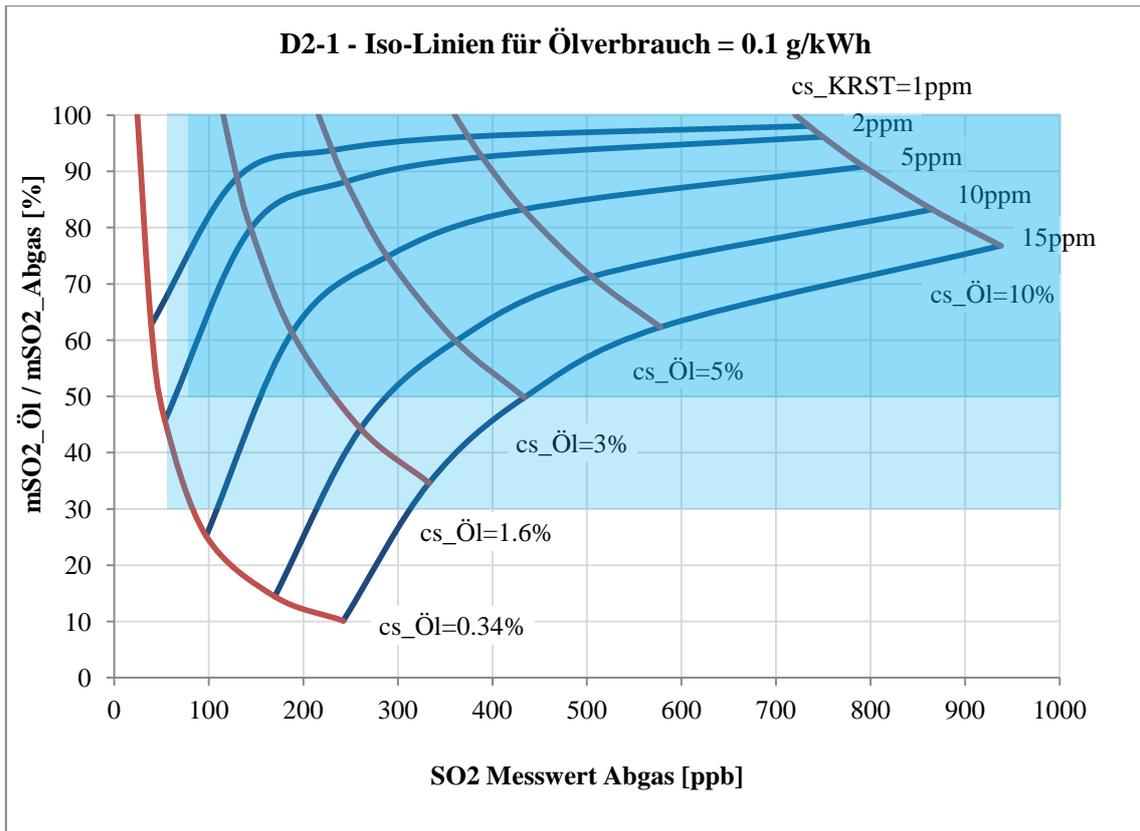


Abbildung 3-7: Selektivität der SO₂-Methode für Ölverbräuche von 0.1 g/kWh

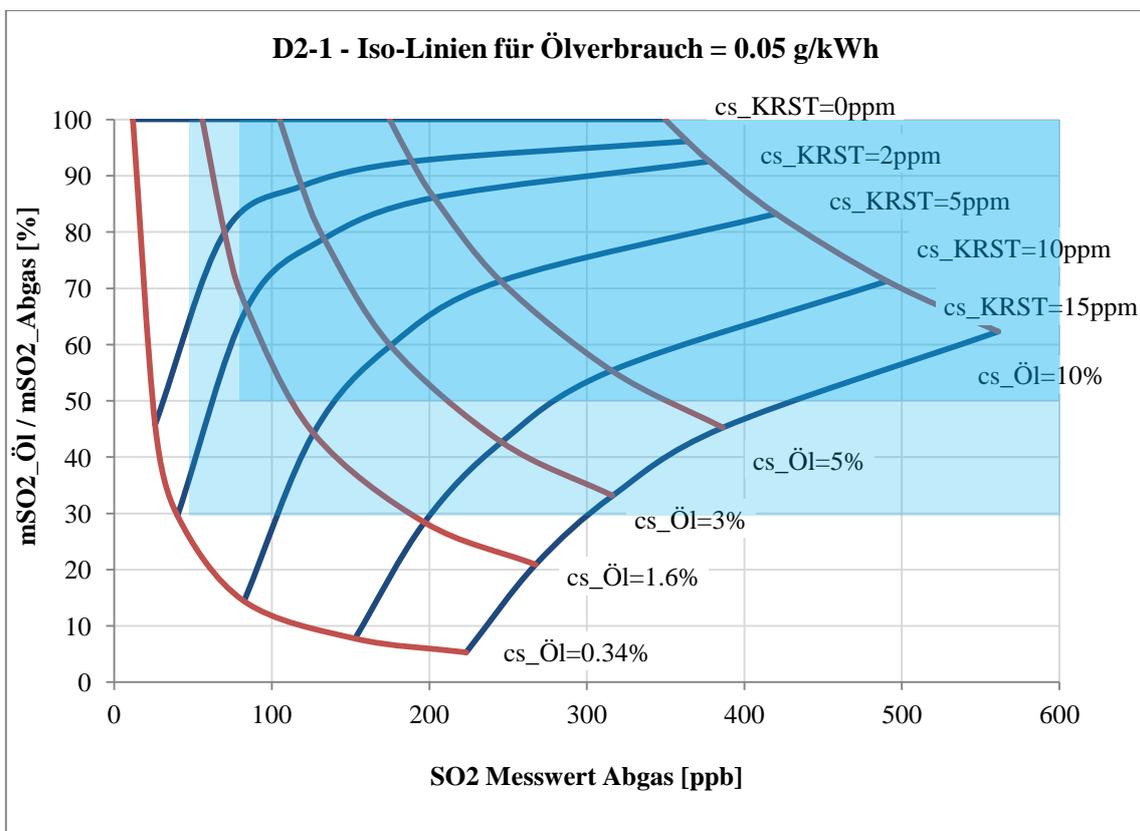


Abbildung 3-8: Selektivität der SO₂-Methode für Ölverbräuche von 0.05 g/kWh

Nun wird die Messunsicherheit für den Ölverbrauch $u_{\dot{m}_{\text{öl}}}$ nach dem Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetz wie folgt bestimmt:

$$u_{\dot{m}_{\text{öl}}} = \left\{ \left[\frac{\partial \dot{m}_{\text{öl}}}{\partial c_{\text{SO}_2, \text{AG}}} \cdot u_{c_{\text{SO}_2, \text{AG}}} \right]^2 + \left[\frac{\partial \dot{m}_{\text{öl}}}{\partial c_{\text{S}, \text{KrSt}}} \cdot u_{c_{\text{S}, \text{KrSt}}} \right]^2 + \left[\frac{\partial \dot{m}_{\text{öl}}}{\partial c_{\text{S}, \text{öl}}} \cdot u_{c_{\text{S}, \text{öl}}} \right]^2 + \left[\frac{\partial \dot{m}_{\text{öl}}}{\partial \dot{m}_{\text{KrSt}}} \cdot u_{\dot{m}_{\text{KrSt}}} \right]^2 + \left[\frac{\partial \dot{m}_{\text{öl}}}{\partial \dot{m}_{\text{Luft}}} \cdot u_{\dot{m}_{\text{Luft}}} \right]^2 + \left[\frac{\partial \dot{m}_{\text{öl}}}{\partial \rho_{\text{SO}_2}} \cdot u_{\rho_{\text{SO}_2}} \right]^2 + \left[\frac{\partial \dot{m}_{\text{öl}}}{\partial \rho_{\text{AG}}} \cdot u_{\rho_{\text{AG}}} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad [3-8]$$

Die in Tabelle 3-5 und Tabelle 3-6 angeführten Messunsicherheiten von Abgasdichte $u_{\rho_{\text{AG}}}$ und Schwefeldioxidichte $u_{\rho_{\text{SO}_2}}$ ergeben sich nach dem Gesetz für ideale Gase aus Formel[3-9], [3-10]:

$$u_{\rho} = \sqrt{\left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \cdot u_p \right)^2 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \cdot u_T \right)^2} \quad [3-9]$$

mit

p ... Druck

ρ ... Dichte

T ... Temperatur

u ... Messunsicherheit absolut

$$u_{\rho} = \sqrt{\left(\frac{1}{R \cdot T} \cdot u_p \right)^2 + \left(-\frac{p}{R \cdot T^2} \cdot u_T \right)^2} \quad [3-10]$$

Die in Tabelle 3-5 und Tabelle 3-6 angeführte Messunsicherheit des Luftmassenstromes $u_{\dot{m}_{\text{Luft}}}$ ergibt sich aus Formel [3-11], [3-12]:

$$u_{\dot{m}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial V} \cdot u_V \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial p} \cdot u_p \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial T} \cdot u_T \right)^2} \quad [3-11]$$

mit

\dot{m} ... Massenstrom

R ... Gaskonstante der Luft

V ... Volumen

$$u_{\dot{m}} = \sqrt{\left(\frac{p}{R \cdot T} \cdot u_V \right)^2 + \left(\frac{V}{R \cdot T} \cdot u_p \right)^2 + \left(-\frac{p \cdot V}{R \cdot T^2} \cdot u_T \right)^2} \quad [3-12]$$

Der Index p steht hierbei für „Druck“, Index T für „Temperatur“ und V für „Volumen“, mit R wird die Gaskonstante des jeweiligen Stoffes bezeichnet.

Die Messunsicherheiten in der Schwefeldioxidkonzentration in Abgas $u_{c_{SO_2,AG}}$, Kraftstoff $u_{c_{S,KrSt}}$ und Öl $u_{c_{S,öl}}$, sowie die des Kraftstoffmassenstromes $u_{\dot{m}_{KrSt}}$ sind den Datenblättern der verwendeten Messtechnik entnommen.

Die Ergebnisse sind in Tabelle 3-5 und Tabelle 3-6 zusammengefasst:

Tabelle 3-5: Messunsicherheiten der SO₂-Methode – best case

Formelzeichen	Einheit	D2-1	D2-3	D2-5
$u_{c_{SO_2,AG}}^2$	ppb	3.0	2.2	1.2
$u_{c_{S,KrSt}}^3$	ppm	0.9	0.9	0.9
$u_{c_{S,öl}}^4$	%	0.0036	0.0036	0.0036
$u_{\dot{m}_{KrSt}}$	kg/s	2.0E-5	9.0E-6	3.0E-6
$u_{\dot{m}_{Luft}}$	kg/s	0.0023	0.0011	0.0004
$u_{\rho_{SO_2}}$	kg/m ³	0.0336	0.0248	0.0209
$u_{\rho_{AG}}$	kg/m ³	0.0145	0.0107	0.0091
$u_{\dot{m}_{öl}}$	g/h	9.73	4.46	1.48

Tabelle 3-6: Messunsicherheiten der SO₂-Methode – worst case

Formelzeichen	Einheit	D2-1	D2-3	D2-5
$u_{c_{SO_2,AG}}$	ppb	2.7	2.1	1.1
$u_{c_{S,KrSt}}$	ppm	2.4	2.4	2.4
$u_{c_{S,öl}}$	%	0.023	0.023	0.023
$u_{\dot{m}_{KrSt}}$	kg/s	2.0E-5	9.0E-6	3.0E-6
$u_{\dot{m}_{Luft}}$	kg/s	0.0023	0.0011	0.0004
$u_{\rho_{SO_2}}$	kg/m ³	0.0336	0.0248	0.0209
$u_{\rho_{AG}}$	kg/m ³	0.0145	0.0107	0.0091
$u_{\dot{m}_{öl}}$	g/h	25.04	11.49	3.83

² lt. MS4 Lubrisense Datenblatt 2 % vom Messwert

³ lt. MTU Laborergebnis ±0.9 ppm (best case), lt. Ringversuch ±2.4 ppm (worst case)

⁴ lt. MTU Laborergebnis ±0.0036 % (best case), lt. Ringversuch ±0.023 %

Vergleicht man diese Messunsicherheiten in der Ölverbrauchsmessung mit den in Tabelle 3-1 beschriebenen Erwartungswerten bedeutet dies einen Fehler zwischen 55 % (best case mit 0.1 g/kWh) und 510 % (worst case mit 0.05 g/kWh).

Dieser relativ große Messfehler entsteht hauptsächlich durch die Messunsicherheit der Schwefelkonzentration im Kraftstoff, da der Massenanteil des Kraftstoffs im Abgas wesentlich höher ist als der Massenanteil des Schmieröls. Daher wird im nächsten Schritt diskutiert, synthetischen Kraftstoff mit einem Schwefelgehalt von 0 % zu verwenden, um diesen negativen Einfluss auf das Messergebnis zu eliminieren. Dadurch ließe sich die Messunsicherheit in der Ölverbrauchsmessung auf 2-3 % reduzieren. Dies lässt sich jedoch mit der Auflösungsgrenze des Messapparates von 50 ppb SO₂ im Abgas nicht vereinbaren.

3.1.2.1.1 Fazit

3.1.2.1.1.1 Zuverlässigkeit / Genauigkeit / Reproduzierbarkeit

Ein Vorteil dieser Messmethode ist die Erfassung von verbrannten und unverbrannten Ölbestandteilen im Abgas. Obwohl die Genauigkeit bzw. Reproduzierbarkeit der SO₂-Erfassung im Abgas an sich ist mit ± 3 % bzw. ± 2 % relativ hoch ist, ist die Gesamtgenauigkeit mit ± 55 % im best case nicht ausreichend.

3.1.2.1.1.2 Prüfstandskosten / Aufwand

Da bei diesem Verfahren eine Onlinemessung des Ölverbrauches möglich ist, hat der Betrieb des Motors an sich keinen großen Anteil an den Gesamtkosten des Messsystems. Aufgrund des natürlich vorhandenen Tracers ist der Aufwand im Vorfeld der Versuche nicht so hoch wie bei anderen Tracer-Methoden. Der Anschaffungspreis der Messeinrichtung ist, verglichen mit der Messeinheit für die gravimetrische Messung hoch (ca. 1 Größenordnung höher). Der Hauptanteil an den Kosten fällt jedoch auf die Betreuung, Überwachung und Wartung des Systems. Verglichen mit der gravimetrischen Ölverbrauchsmessung ist diese Variante also relativ kostenintensiv.

3.1.2.1.1.3 Auflösung geringer Ölverbräuche

Die Auflösungsgrenze von SO₂ Konzentrationen >50 ppb im Abgas ist für die Messung geringer Ölverbräuche bei den gegebenen Bedingungen grundsätzlich schon ausreichend, jedoch stammt dabei ein großer Anteil der SO₂ Konzentration im Abgas aus dem Schwefel im Kraftstoff. Bei Verwendung von synthetischem, schwefelfreiem Kraftstoff zur Steigerung der Genauigkeit und Verbesserung der Selektivität bzgl. Ölverbrauch liegen die erwarteten SO₂ Konzentrationen im Abgas jedoch für alle Betriebspunkte deutlich unter der Auflösungsgrenze.

Um die Auflösungsgrenze in allen betrachteten Betriebspunkten bei synthetischem Kraftstoff zu erreichen, wäre ein Schwefelgehalt im Motoröl von > 3 % bei einem Ölverbrauch von 0.1 g/kWh nötig.

Voraussetzung für diese Messmethode ist also die Verwendung eines Motoröls mit einem definierten, möglichst hohen Schwefelgehalt. Des Weiteren ist die genaue Kenntnis der Schwefelkonzentration im Kraftstoff erforderlich. Hierbei ist folgender Trade-off zu berücksichtigen: Messungenauigkeiten in der Bestimmung des Schwefelgehalts im Kraftstoff führen zu einem relativ großen Fehler in der Ölverbrauchsmessung. Die Verwendung von synthetischem (schwefelfreiem) Kraftstoff ist jedoch in Bezug auf die Auflösungsgrenze des Messsystems problematisch.

3.1.2.2 Die Tritium Methode

Dieses Messprinzip beruht auf der Markierung des Motoröls mit Tritium, einem radioaktiven Tracer. Ein großer Vorteil des Tritiums besteht darin, dass hierbei lediglich Protiumatome durch Tritiumatome ersetzt werden, wodurch sich die Eigenschaften des Motoröls kaum ändern. Außerdem beträgt die Halbwertszeit von Tritium 12,32 Jahre, das heißt, auch bei Dauerlaufmessungen, die sich über mehrere Tage erstrecken bleibt die Aktivität des Motoröls de facto unverändert. Bei dieser Messmethode wird während des Motorbetriebs Abgas entnommen und auskondensiert. Die im Abgaskondensat vorhandene und im Labor nachgewiesene Aktivität ist ein Maß für das vom Motor verbrauchte Öl im betrachteten Zeitraum (eine Online-Messung ist bei dieser Methode nicht möglich). Das Probenahmesystem beinhaltet zusätzlich einen Ofen, in dem eine Nachverbrennung von eventuell vorhandenen unverbrannten Ölbestandteilen erfolgt, sodass diese Mengen im ermittelten Ölverbrauch mitberücksichtigt werden.

Im konkreten Fall wird zur Beurteilung dieser Messmethode das RNT (**R**adio-**n**uklear-**T**echnologie) System der MBtech Group herangezogen. Dieses System besitzt eine Messuntergrenze von 1 g/h für PKW-Motoren bzw. 5 g/h bei NFZ-Motoren; die Messunsicherheit beträgt $\pm 15\%$ (Herstellerangabe). Ein Vorteil dieses Messsystems ist die vergleichsweise gute Messgenauigkeit bei einer kurzen Messdauer, wie Abbildung 3-9 zeigt.

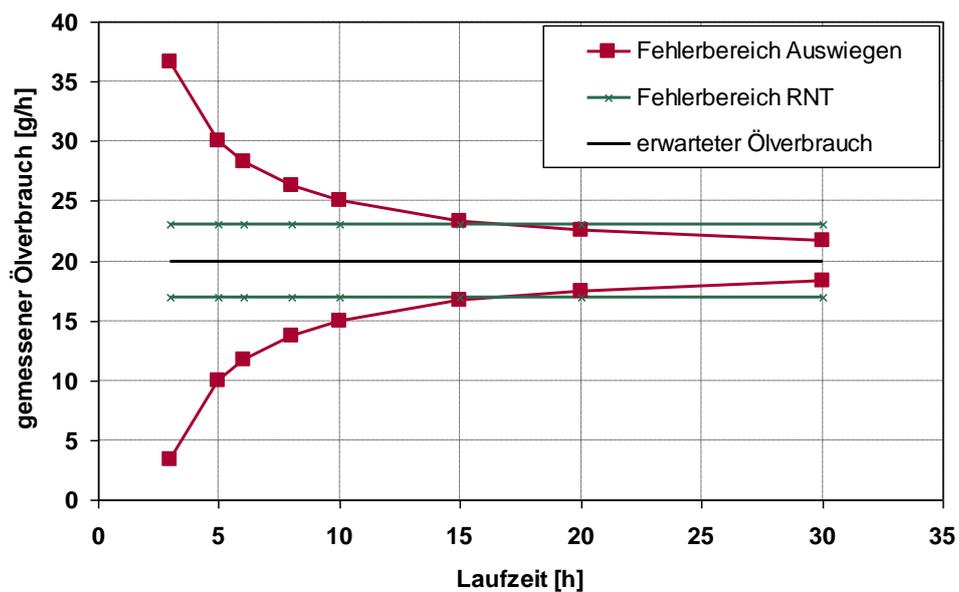


Abbildung 3-9: Streubreitenvergleich RNT vs. gravimetrische Messmethode (Folie MBtech)

Bei dieser Darstellung wird von einem Ölverbrauch von 20 g/h und einem absoluten Messfehler von ± 50 g zwischen Ausgangs- und Eingangsmessung ausgegangen. Diese Annahme in der Messunsicherheit gilt jedoch nur für gravimetrisch intermittierende Messungen (Abtropfmethode). Unter diesen Voraussetzungen nimmt das Fehlerband bei der gravimetrischen Messung über die Laufzeit ab und unterschreitet ab einer Laufzeit von ca. 16 Stunden den Fehlerbereich der RNT Messung, das mit $\pm 15\%$ konstant bleibt.

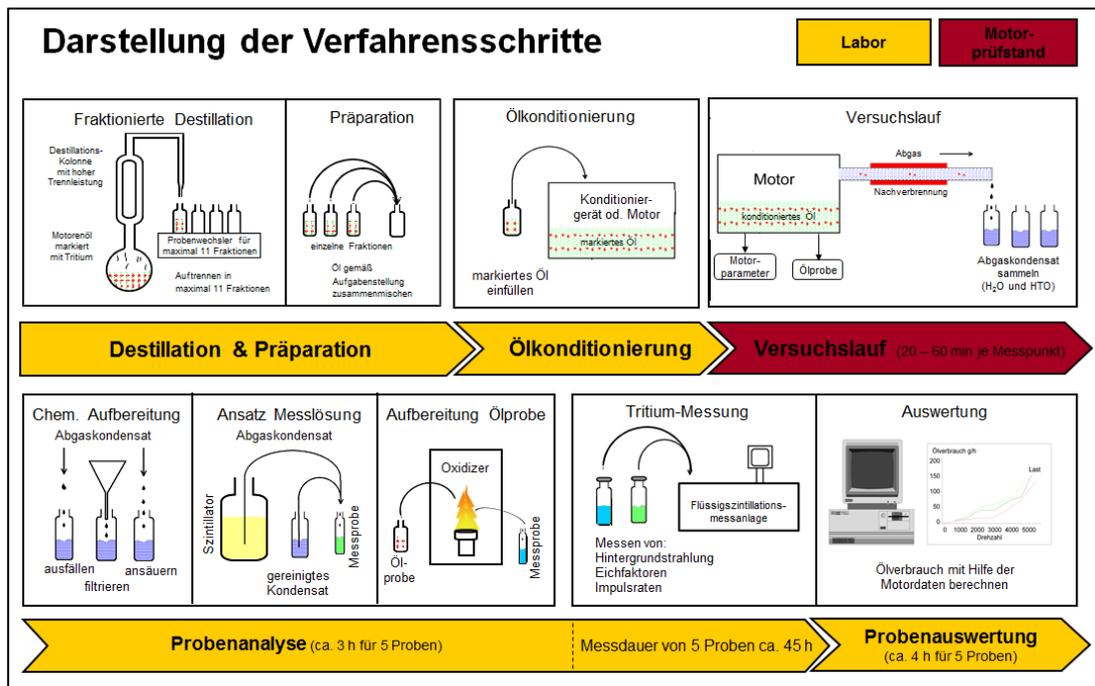


Abbildung 3-10: Verfahrensschritte RNT Messung, (Folie MBtech)

Abbildung 3-10 zeigt die einzelnen Schritte des RNT Verfahrens und den Aufbau des Probenahmesystems. Demnach läuft nur ein relativ kleiner Anteil der Messkette direkt am Prüfstand ab. Dem gehen die Schritte „Destillation & Präparation“, sowie „Ölkonditionierung“ voraus. Der erste Schritt beschreibt die Markierung des Motoröls mit Tritium. Dabei werden bis zu 11 unterschiedliche Fraktionen mit Tritium markiert und durch Destillation ins Grundöl eingebracht, um eine Gleichverteilung des Tritiums auf alle Fraktionen des Grundöls sicherzustellen. Im nächsten Schritt erfolgt eine einmalige Vorkonditionierung des Motoröls für den Versuchsbetrieb. Dazu muss der Motor 70 Stunden bei mittlerer Last betrieben werden, um Einlaufeffekte des Motoröls, wie zum Beispiel durch Ausdampfen, vorwegzunehmen. Danach kann laut MBtech über die restliche Messdauer hinweg von stabilen Verhältnissen ausgegangen werden. Das Verhalten des Motoröls über Laufzeit muss aber durch regelmäßige Ölanalysen kontrolliert werden. Anschließend folgt der Versuchsbetrieb, wobei pro Messpunkt eine Messzeit von 20-60 min einkalkuliert werden muss. Das während eines Versuchslaufs gesammelte Abgaskondensat wird in weiterer Folge zur Probenanalyse ins Labor geschickt. Die Analyse und abschließende Auswertung der Proben nimmt dann den Großteil der Zeit in Anspruch (pro Probe muss insgesamt mit 52 Stunden gerechnet werden). Für eine detaillierte Beschreibung des Messprinzips sowie der Öldotierung sei an dieser Stelle an [6] verwiesen.

Da es sich bei Tritium um einen radioaktiven Stoff handelt, ist die Frage nach der Strahlenbelastung für den menschlichen Organismus, sowie nach etwaigen Strahlenschutzvorkehrungen naheliegend. Anders als bei anderen Messverfahren, die radioaktive Tracer verwenden, handelt es sich hierbei um ein intermittierendes Verfahren. Somit muss das Motoröl keine so starke Radioaktivität aufweisen wie bei gängigen Online-Messverfahren mit radioaktiven Markierstoffen. Seitens MBtech werden hierzu folgende Zahlen genannt: Bei Einatmung des gesamten Abgases aus Versuchen mit aktivem Öl über 1000 Stunden hinweg beträgt die Strahlenbelastung 0.2 mSv. Bei direktem Hautkontakt mit tritiiertem Öl beträgt die Strahlendosis 0.1 mSv in 100 Stunden. Im Vergleich dazu beträgt die mittlere Strahlenbelastung in Deutschland laut dem Bundesamt für Strahlenschutz rund 2.1 mSv im Jahr und während eines Fluges von Frankfurt nach San Francisco rund 0.1 mSv. Die Strahlenbelastung einer Röntgenaufnahme beträgt zwischen 0.01 und 0.7 mSv, bei einer

CT Untersuchung zwischen 1.7 und 16.4 mSv (Quelle: Bundesamt für Strahlenschutz). Diese Zahlen machen deutlich, wieso dieses „Low-Level“ Messverfahren von MBtech als weitgehend unschädlich eingestuft wird. Da die Aktivität nachweislich unterhalb der gesetzlichen Freigrenze liegt, gelten das markierte Motoröl und somit auch das Kondensat juristisch nicht als radioaktiv. Somit sind aus arbeitsrechtlicher Sicht keine Strahlenschutzvorkehrungen zu treffen.

3.1.3 Ölverbrauchsmessung mittels HC Messung im Abgas – Heiß FID

Im Rahmen dieser Arbeit soll nun ein neuartiger FID zur Messung der Kohlenwasserstoffemissionen zum Einsatz kommen. Das Messprinzip beim Heiß-FID ist das selbe wie bei gängigen Flammenionisationsdetektoren (Abbildung 3-11) und wurde im allgemeinen Teil schon im Detail beschrieben.

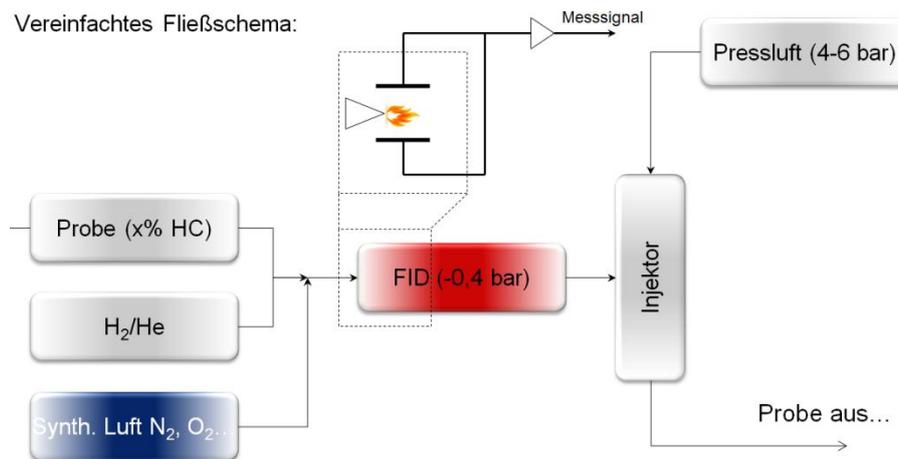


Abbildung 3-11: Fließschema Heiß-FID, vereinfachte Darstellung

Der Unterschied zu herkömmlichen FID besteht in der Temperatur des Mediums bei der Messung. Während diese bei bisher bei MTU verwendeten FID auf 190°C beschränkt war, ist mit dem FID-1230 IH der Firma Testa eine Messtemperatur von 400°C möglich.

Der Vorteil der darin besteht, lässt sich am besten anhand der Thermogravimetrie-Kurve (TG-Kurve) des verwendeten Motoröls darstellen (Abbildung 3-12).

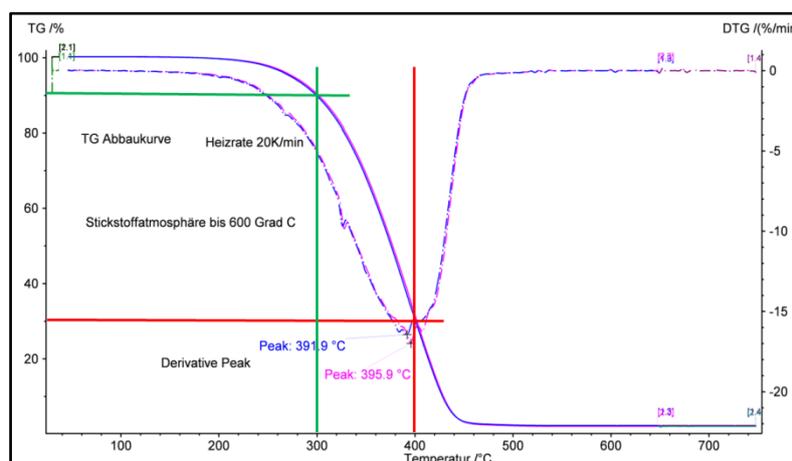


Abbildung 3-12: Siedekurve Shell Rimula R6M

Da mit dem FID nur gasförmig vorliegende Stoffe erfasst werden können, ist es entscheidend, in welchem Aggregatzustand sich die zu messenden Ölbestandteile im Abgas befinden. Der TG-Kurve kann man nun entnehmen, dass selbst bei einer Temperatur von 300°C nur 10 % der ölbürtigen Kohlenwasserstoffe im Abgas gasförmig sind, d. h. 90 % davon würden vom FID nicht erfasst. Erhöht man nun die Temperatur im FID auf 400°C, sind 70 % der

Kohlenwasserstoffketten in der gasförmigen Phase, was die Aussagekraft der FID-Messung erheblich steigert. Das heißt aber auch, dass 30 % der unverbrannten Kohlenwasserstoffe dennoch nicht berücksichtigt werden. Auch hier ist, wie beim Massenspektrometer, eine gänzliche Auftrennung zwischen öl- und kraftstoffbürtigen Kohlenwasserstoffen aufgrund der Überlappung der Siedekurven beider Stoffe nicht möglich. Abbildung 3-13 zeigt aber, dass eine Messung bei höherer Temperatur durchaus sinnvoll ist, da bei einer Temperatur von 190°C im Standard-FID vorwiegend kraftstoffbürtige HC gemessen werden (der Schwerpunkt des Siedebereichs von Öl liegt deutlich höher). Mit Hilfe einer Differenzmessung zweier FID, bei 190°C und bei 400°C erhält man ein Messergebnis, welches vorwiegend ölbürtige Kohlenwasserstoffe berücksichtigt (markierter Bereich).

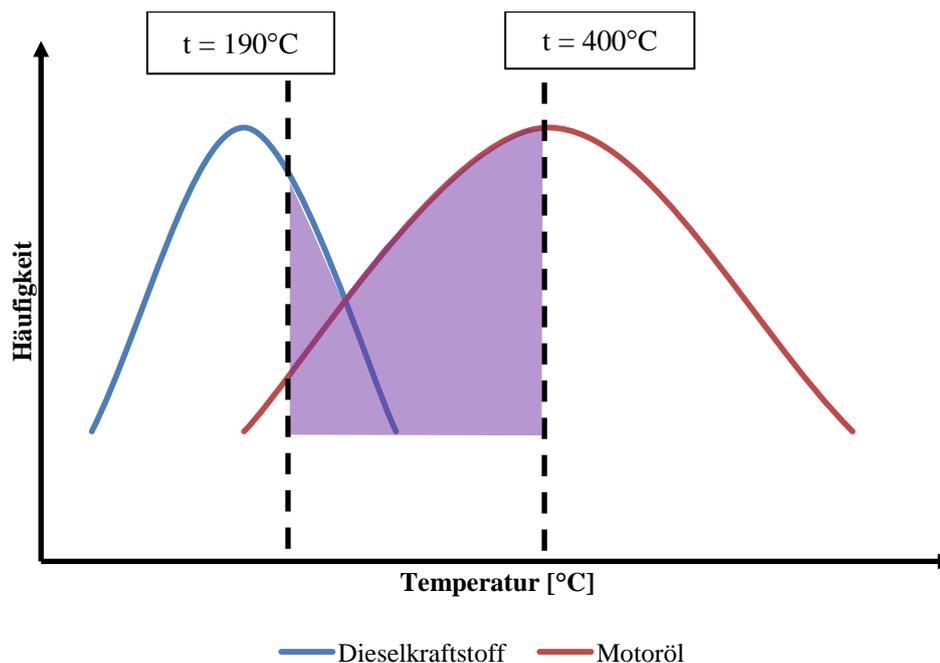


Abbildung 3-13: Überlappung der Siedebereiche von Öl und Dieselkraftstoff

Außerdem muss man sich vor Augen führen, dass hier, ähnlich wie beim Massenspektrometer, nur unverbrannte Kohlenwasserstoffe erfasst werden. Ölbestandteile, die an der Verbrennung teilgenommen haben, gehen nicht in das Messergebnis ein. Somit eignet sich auch diese Messmethode nur für einen Relativvergleich unterschiedlicher Systeme. Rückschlüsse auf den Ölverbrauch in g/h sind nicht ohne Weiteres zulässig.

Mit Hilfe der FID Messungen sollen im Rahmen dieses Projekts zwei Ziele verfolgt werden:

- Relativvergleich der einzelnen Tribosysteme anhand der HC-Konzentrationen im Abgas
- Herstellung eines Zusammenhangs zwischen HC-Konzentrationen und absolutem Ölverbrauch in g/h mit Hilfe der RNT- bzw. der gravimetrischen Messungen.

3.2 Versuchsdurchführung und Ergebnisse

Die folgenden Messverfahren werden am Prüfstand eingesetzt und anhand von Messergebnissen bezüglich Genauigkeit und Reproduzierbarkeit verglichen:

- gravimetrisch intermittierende Ölverbrauchsmessung
- gravimetrisch kontinuierliche Ölverbrauchsmessung
- RNT-Messungen
- HFID Messungen

3.2.1 Gravimetrisch intermittierende Ölverbrauchsmessung

Für die gravimetrisch intermittierende Ölverbrauchsmessung ist ein reproduzierbares Abtropfverhalten des Motoröls aus dem Kreislauf entscheidend. Um dies zu überprüfen, wird ein Abtropfversuch wie folgt durchgeführt:

1. Startbedingung für Abtropfversuch: Ölkreislauf ist kalt und abgetropft (über längeren Zeitraum)
2. Start des Messmoduls (Kreislaufpumpe ein, Magnetventil auf, Abbildung 3-14)

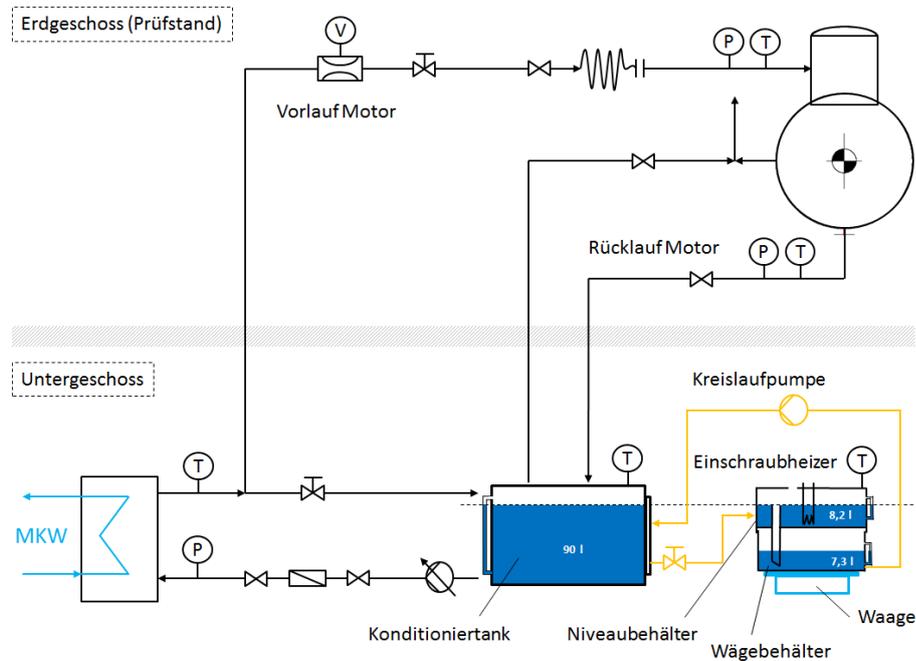


Abbildung 3-14: Messmodul EIN

3. Messung, bis das Wägesignal über mehrere Minuten stabil ist
4. Start der Ölkonditionierung, während das Ölmesmodul unverändert weiterläuft → Aufzeichnung des Aufheizvorganges (Zielwert: 60°C in Konditioniertank und Niveaubehälter). Der Vorheizkreis muss während Ausgangs- / Eingangsmessung stationär durchflossen werden, um die Temperatur konstant zu halten (Abbildung 3-15).

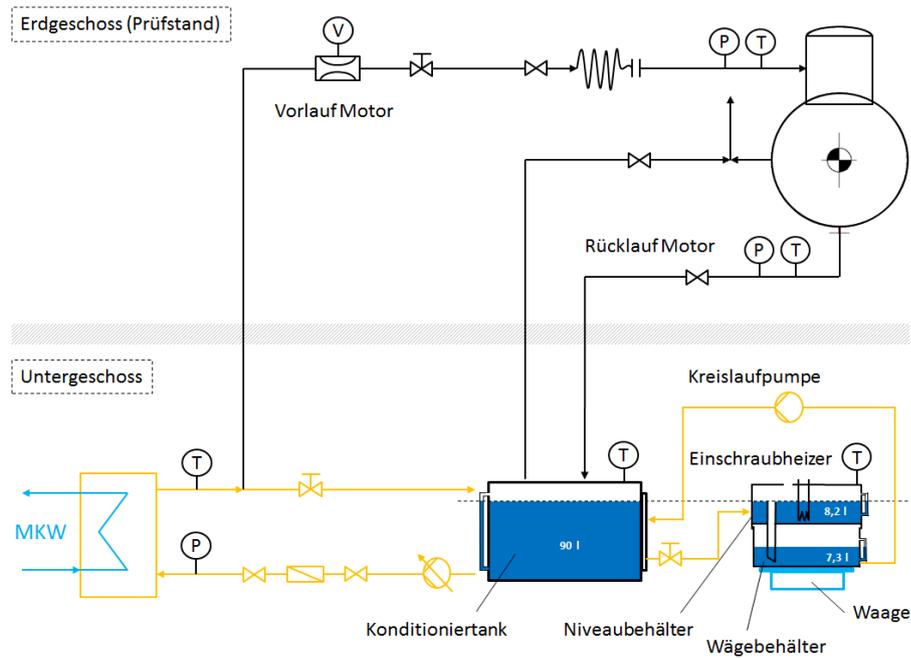


Abbildung 3-15: Konditioniereinrichtung EIN

5. Ölversorgung Prüfstand einschalten (Abbildung 3-16), Öltemperatur und –durchsatz bei stehendem Motor analog zum zu untersuchenden 110 % Punkt einstellen und Zustand 30 bis 60 min bei stehendem Motor beibehalten.

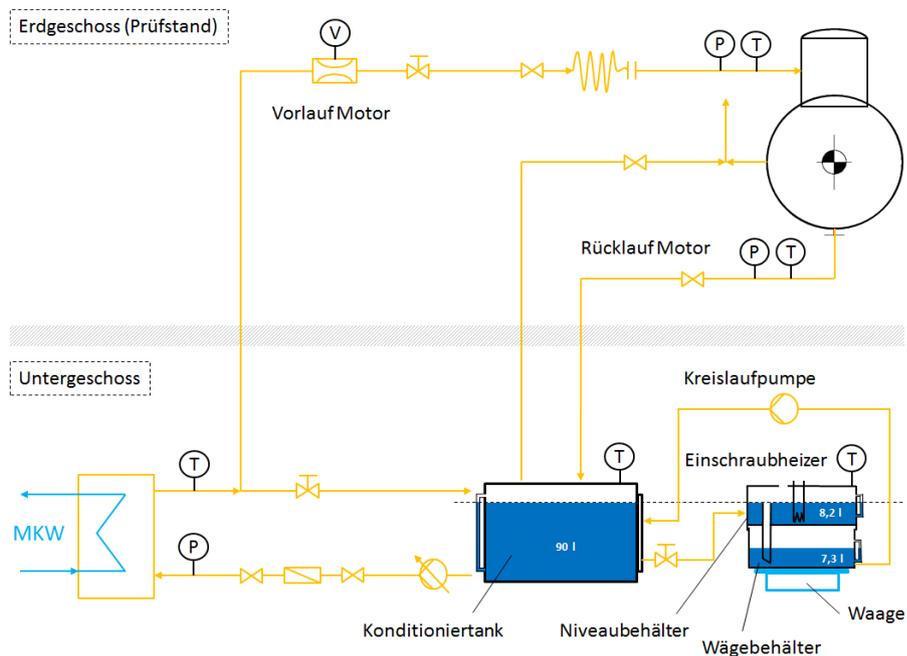


Abbildung 3-16: Prüfstandsversorgung EIN

6. Ölversorgung Prüfstand ausschalten und Abtropfverhalten des Motoröls aus dem Kreislauf aufzeichnen (Abbildung 3-17)

Es zeigt sich, dass diese Art der Ölverbrauchsmessung vor allem am Einzylinderaggregat schwer durchführbar ist, da der Ölkreislauf des Einzylinderaggregates wesentlich größer ist als am Vollmotor und auch leistungsspezifisch mehr Ölvolumen führt. Aufgrund der externen Motoröl-Konditionierung im Untergeschoss und der damit verbundenen Leitungslängen ist das Abtropfverhalten nicht hinreichend genau reproduzierbar. Nach ca. 2 Stunden wird das

Signal der Ölwaage annähernd waagrecht, d. h. der Abtropfvorgang ist zu diesem Zeitpunkt weitgehend abgeschlossen. Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit des Abtropfverhaltens, welche die Grundlage dieses Verfahrens darstellt, wird dieser Versuch mehrmals hintereinander durchgeführt. In Abbildung 3-17 wird die Abtropfcharakteristik beispielhaft für zwei Versuchsläufe dargestellt.

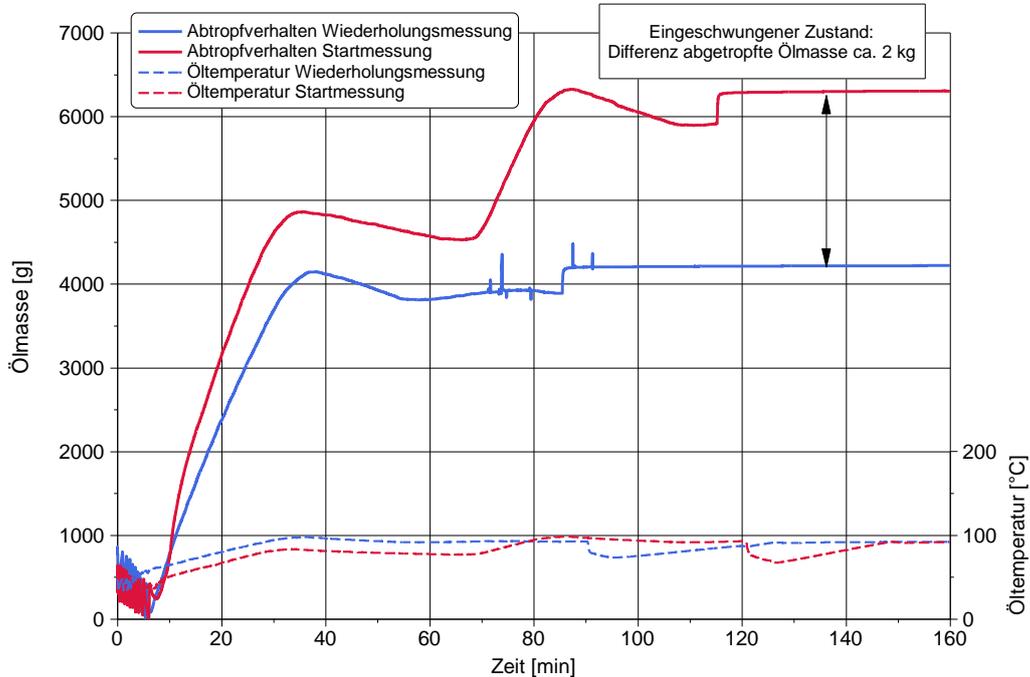


Abbildung 3-17: Abtropfverhalten Ölkreislauf (Motor und Konditioniereinrichtung)

Dabei ergibt sich zwischen den beiden Abtropfversuchen eine Differenz von ca. 2 kg auf der Wägeeinrichtung. Aufgrund dieser Charakteristik kann dieses Verfahren zur Ölverbrauchsmessung nicht weiter in Betracht gezogen werden.

3.2.2 Gravimetrisch kontinuierliche Ölverbrauchsmessung

Für die gravimetrisch kontinuierliche Ölverbrauchsmessung wird der selbe Messaufbau wie bei der eben beschriebenen gravimetrisch-intermittierenden Ölverbrauchsmessung verwendet (Abbildung 3-18).

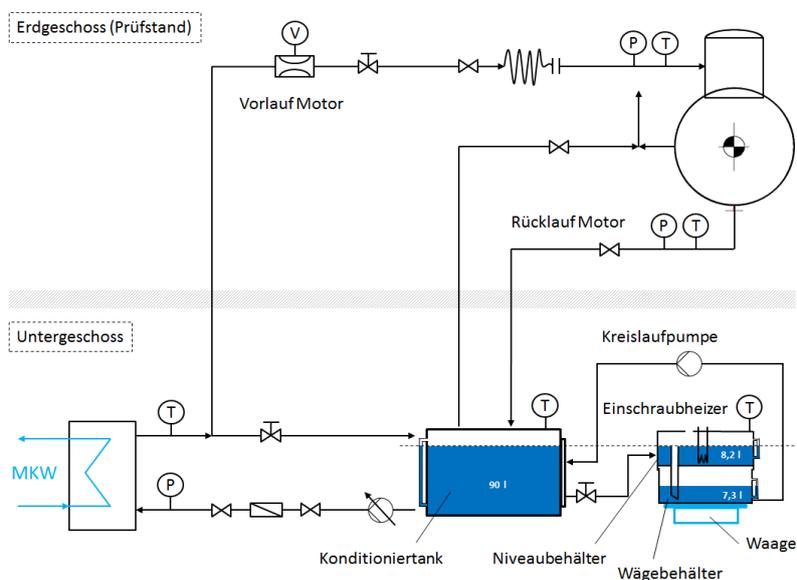


Abbildung 3-18: Messaufbau für gravimetrisch kontinuierliche Ölverbrauchsmessung

Bei der Inbetriebnahme des Ölmesmoduls für die kontinuierliche Ölverbrauchsmessung sind zunächst folgende Probleme aufgetreten (Abbildung 3-19):

1. Steigender Wägewert (Temperatureinfluss)
2. Das Signal unterliegt großen Schwankungen (max. Amplitude ± 400 g)
3. Einfluss von Druckdifferenzen auf den Wägewert

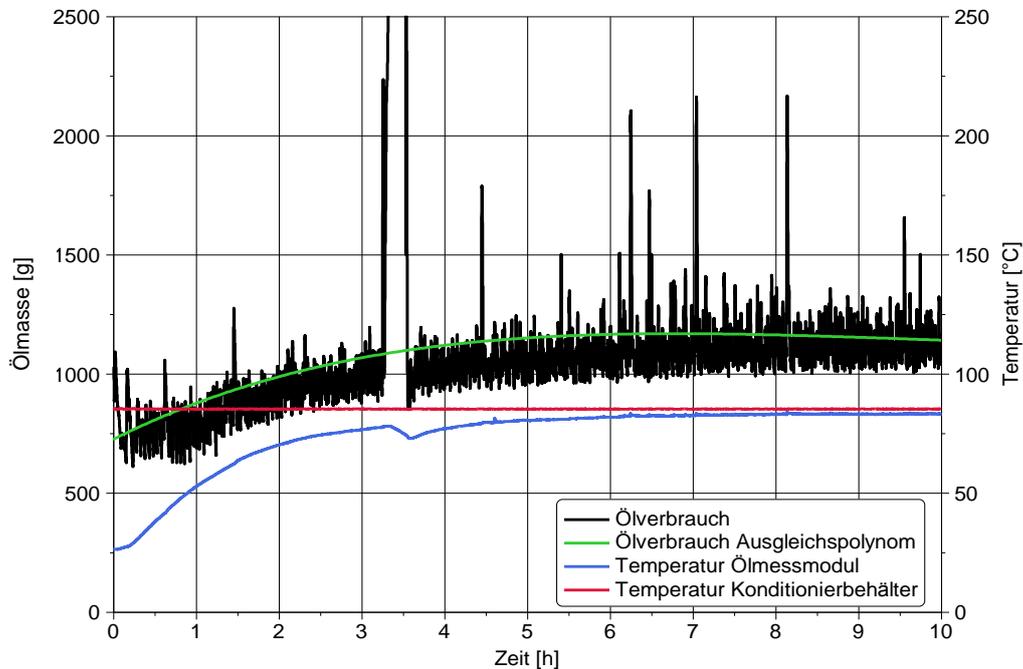


Abbildung 3-19: Wägesignal bei Inbetriebnahme des Ölmesmoduls

3.2.2.1 Temperatureinfluss auf das Wägesignal

Eine Fehlersuche bezüglich der Massenzunahme im Wägesignal ergibt, dass der Grund für diese Charakteristik Temperaturdifferenzen zwischen dem Konditioniertank und dem Ölmesmodul zu Beginn der Messung sind. Bei Start der Messung beträgt die Temperatur im Konditioniertank 90°C , wohingegen die Temperatur im Niveaubehälter noch Raumtemperatur (ca. 25°C) beträgt (Abbildung 3-20).

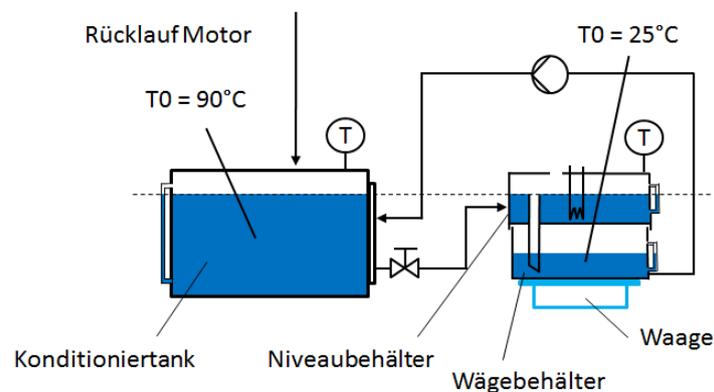


Abbildung 3-20: Temperaturen im Ölkreislauf bei Start der Messung

Während des Versuchslaufs mischt sich warmes Öl aus der Konditioniereinrichtung mit kaltem Öl aus dem Wägemodul. Durch diesen Mischvorgang und den Wärmeeintrag aus dem Aggregat nimmt die Temperatur im Wägemodul stetig zu, wodurch die Dichte des Öls gemäß Formel [3-13] abnimmt.

$$\rho(T) = \rho_{15} - a \cdot (T - 15) \quad [3-13]$$

mit

$\rho(T)$... Dichte in Abhängigkeit der Temperatur

$\rho_{15} = 867 \text{ kg/m}^3$... Dichte bei 15°C

$a = 0.7 \text{ K}^{-1}$... Ausdehnungskoeffizient Motoröl

T ... Öltemperatur

Aufgrund dieser Ausdehnung läuft bei konstantem Ölspiegel in Konditioniertank und Niveaubehälter mehr Öl in den Wägebehälter. Dies führt zu einer Zunahme der gemessenen Ölmasse. Diese Zunahme kann bei bekanntem Temperaturverlauf im Ölmesmodul rechnerisch kompensiert werden. Dies ist jedoch mit großen Unsicherheiten verbunden, da nicht von einer homogenen Temperaturverteilung ausgegangen werden kann. Außerdem wird dabei die Annahme einer linearen Ausdehnung mit dem Ausdehnungskoeffizienten von $a = 0.7 \text{ K}^{-1}$ getroffen, was eher für grobe Abschätzungen gilt.

Um diese Problematik zu vermeiden wird der Niveaubehälter des Wägemoduls mit einem Einschraubheizer ausgestattet, mit dem Ziel, die Temperatur im Niveaubehälter an die Temperatur im Konditionierbehälter anzugleichen. Die Solltemperatur bezieht das Heizelement von einer Temperaturmessstelle im Konditioniertank. Außerdem werden sämtliche Behälter und ölführende Leitungen mit einer Isolierung versehen. Nun kann die Temperatur in der Wägeeinrichtung schon vor Messbeginn korrekt eingestellt werden, was die Vorlaufzeit stark verkürzt.

Abbildung 3-21 zeigt die Abhängigkeit des Wägesignals von der Öltemperatur im Niveaubehälter. Da der Motor für diesen Versuch geschleppt betrieben wird (Ölverbrauch ≈ 0) stellt sich nach Abschluss des Aufheizvorganges ein annähernd konstantes Wägesignal ein. Das Signal der Ölverbrauchsmessung wurde in dieser Abbildung zur besseren Darstellung des Gesamtverlaufes stark geglättet.

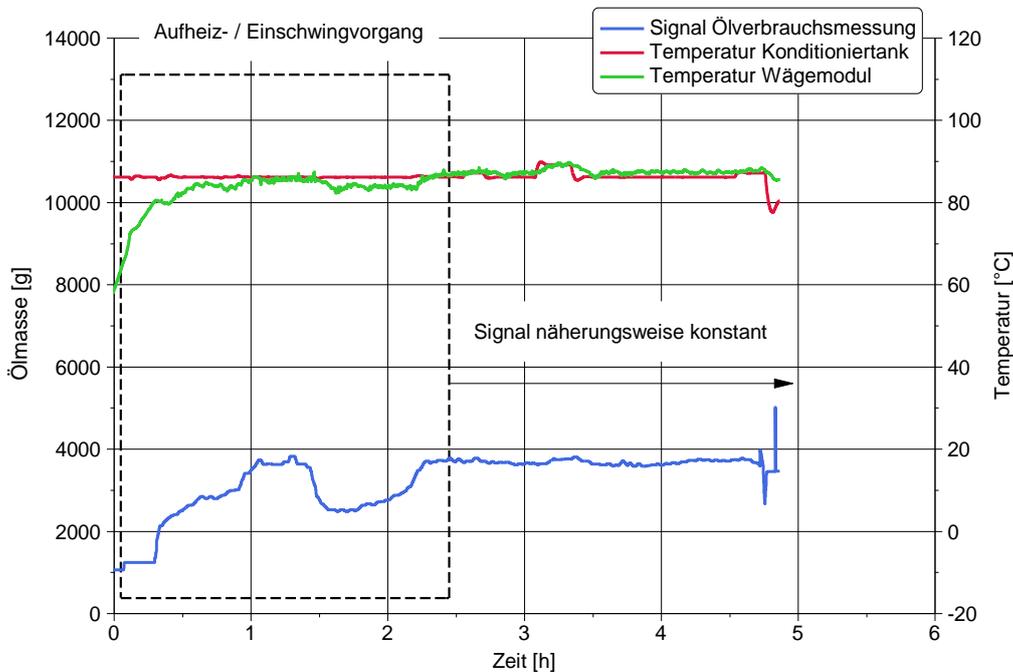


Abbildung 3-21: Zusammenhang des Wägesignals mit der Öltemperatur

3.2.2.2 Schwankungen im Wägesignal

Abbildung 3-22 zeigt fünf Wiederholungsmessungen im 110 % Punkt, die durchgeführt wurden, um die Reproduzierbarkeit der gravimetrischen Ölverbrauchsmessung überprüfen zu können. Da die im Wägebehälter befindliche Ölmasse für die Bestimmung des Ölverbrauches keine Rolle spielt, werden die Messkurven zur besseren Darstellung mittels Offset in vertikaler Richtung verschoben. Dies wird auch für die folgenden Diagramme so gehandhabt. Auch wenn die Signalverläufe einander qualitativ durchaus ähnlich sind, so ist bei Quantifizierung der gemessenen Ölverbräuche mit Hilfe von Regressionsgeraden ersichtlich, dass die Signalqualität zur Erreichung einer guten Reproduzierbarkeit nicht ausreicht.

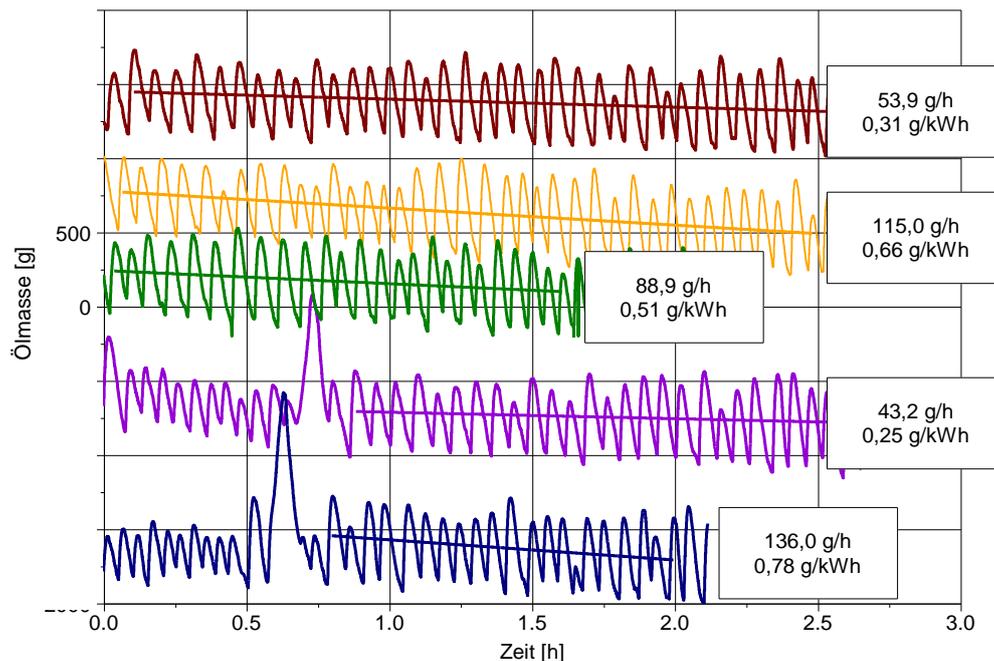


Abbildung 3-22: Ölverbrauchsmessungen im 110 % Lastpunkt

Der Mittelwert der Messungen beträgt $0,5 \text{ g/kWh}$, bei einer Standardabweichung von $\pm 20 \text{ g/kWh}$ (das entspricht $\pm 40 \%$). Somit muss die Signalqualität erhöht werden, bevor mit der gravimetrischen Messung begonnen werden kann.

Da die Füllstandsänderung im Wägebehälter mit der Massenänderung korreliert, können äußere Einflüsse, sowie Fehler in der Messtechnik ausgeschlossen werden. Deshalb wird zur Analyse der Schwankungen im Wägesignal zunächst die Massenbilanz des Konditionierbehälters betrachtet (Abbildung 3-23):

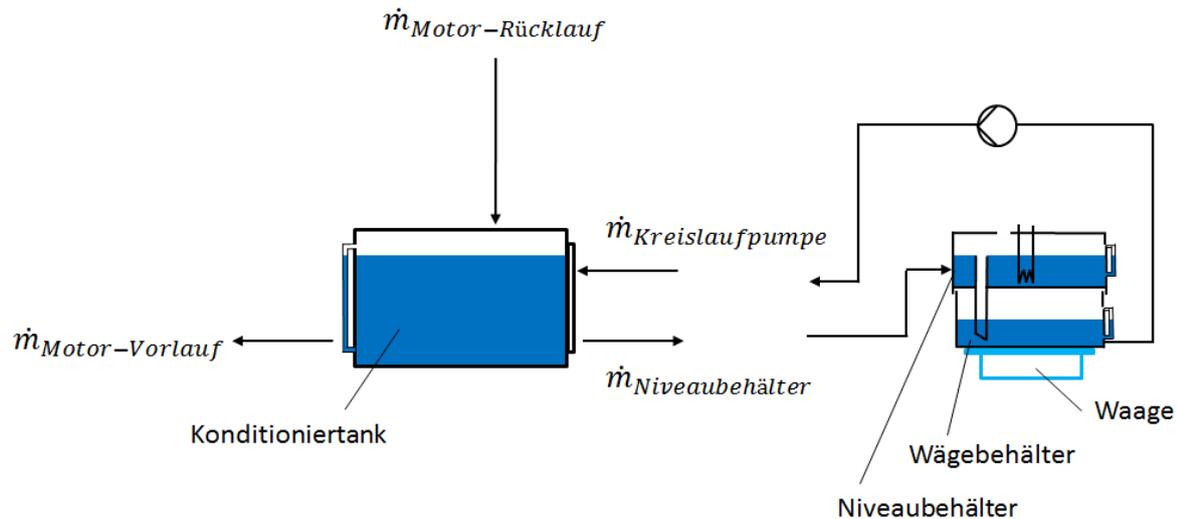


Abbildung 3-23: Massenbilanz Ölverbrauchsmessung

$$\dot{m}_{Niveaubehälter} + \dot{m}_{Kreislaufpumpe} + \dot{m}_{Motor-Vorlauf} + \dot{m}_{Motorrücklauf} + \underbrace{\dot{m}_{Verbrauch}}_{\approx 0} = 0 \quad [3-14]$$

mit

- $\dot{m}_{Niveaubehälter}$... Massenstrom von Konditioniertank zum Wägemodul
- $\dot{m}_{Kreislaufpumpe}$... Massenstrom vom Wägebehälter zum Konditioniertank
- $\dot{m}_{Verbrauch}$... Ölverbrauch des Motors
- $\dot{m}_{Motor-Vorlauf}$... Massenstrom von Konditioniertank zum Motor
- $\dot{m}_{Motor-Rücklauf}$... Massenstrom vom Motor zum Konditioniertank

Aus Formel [3-14] ist ersichtlich, dass Schwankungen im Wägesignal durch Schwankungen der vier Massenströme aus bzw. in den Konditioniertank induziert werden können. Die Massenabnahme im System aufgrund des Ölverbrauchs kann in dieser Betrachtung vernachlässigt werden. Das heißt, um die Ursache für die Schwankungen im Wägesignal zu finden, müssen sämtliche Massenströme untersucht werden.

Zunächst wird der Volumenstrom der Kreislaufpumpe, die Öl aus dem Wägebehälter absaugt und in den Konditionierbehälter fördert, untersucht (Abbildung 3-24).

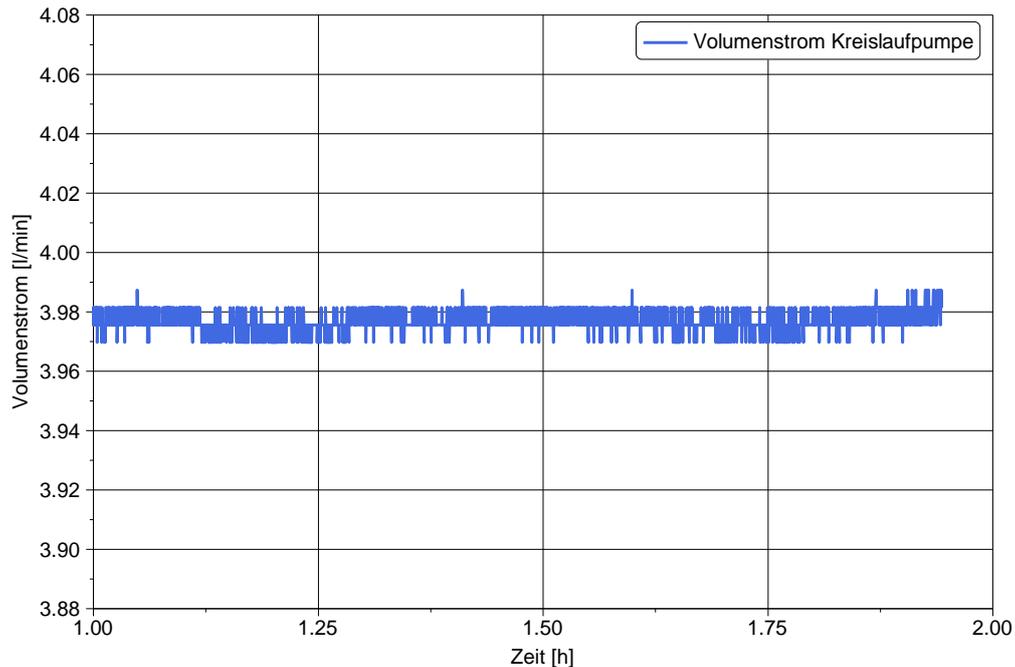


Abbildung 3-24: Volumenstromsignal der Kreislaufpumpe

Das Signal der Kreislaufpumpe schwankt zwischen 3.980 l/min und 3.970 l/min (das entspricht einer Differenz von ca. 8.6 g/min), mit einer Frequenz von > 10 Hz. Somit kann ein Zusammenhang mit den Schwankungen in der Ölverbrauchsmessung ausgeschlossen werden.

Um den Einfluss der Vorlaufleitung auf das Wägesignal zu überprüfen, wird ein Volumenstrommessgerät in die Vorlaufleitung eingebaut (Abbildung 3-25).

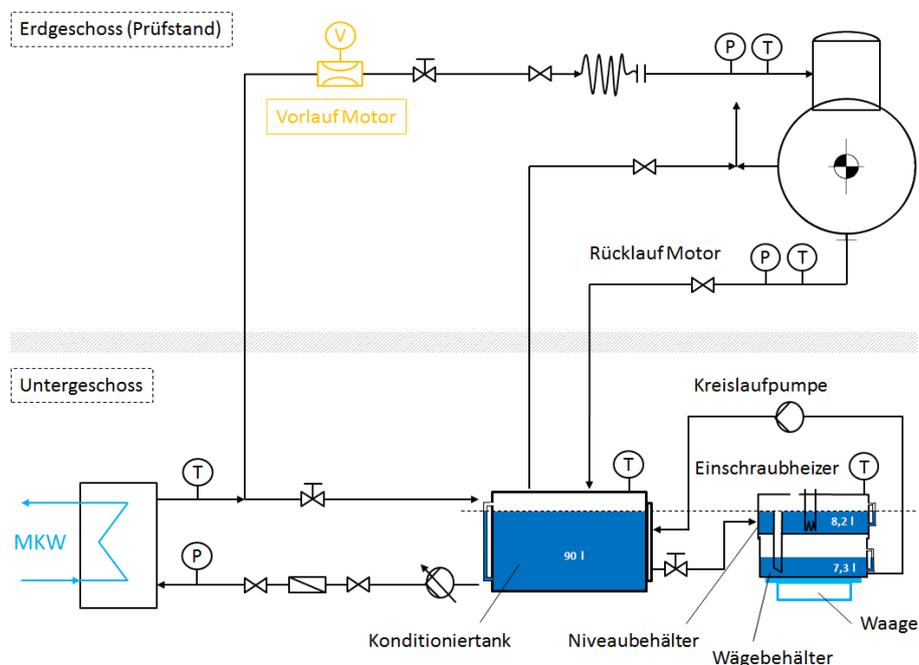


Abbildung 3-25: Position des Volumenstrommessgerätes in der Vorlaufleitung

Zudem wird noch die Drehzahl der Vorlaufpumpe während der Ölverbrauchsmessung aufgezeichnet.

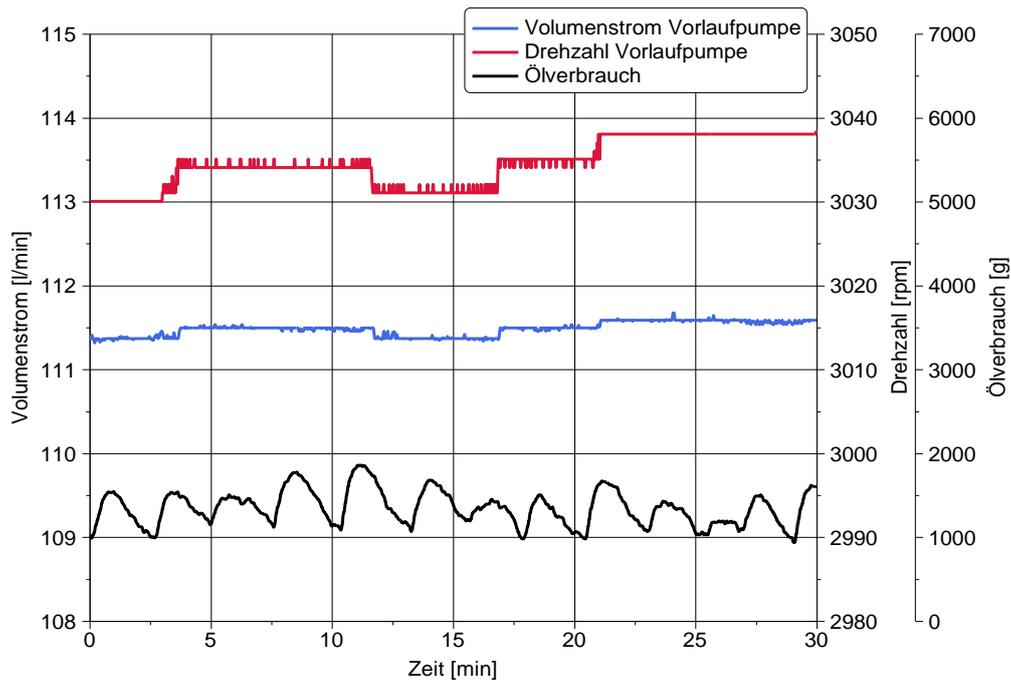


Abbildung 3-26: Einfluss der Vorlaufleitung auf die Ölverbrauchsmessung

Abbildung 3-26 zeigt, dass die Drehzahl der Vorlaufpumpe nicht konstant ist, wodurch auch der Vorlaufvolumenstrom gewissen Schwankungen unterliegt. Diese werden durch Reglereingriffe hervorgerufen, um den Motor mit einem konstanten Öldruck zu versorgen. Sie stehen aber vor allem in ihrer Periodendauer in keinem Zusammenhang zum Signal der Ölverbrauchsmessung und können somit nicht als alleiniger Verursacher für die Amplituden im Wägesignal identifiziert werden.

Zusätzlich wird noch ein weiterer Versuch zur Überprüfung des Einflusses der Vorlaufleitung auf die Ölverbrauchsmessung gestartet. Dabei wird die Ölversorgung des Prüfstands deaktiviert und Öl wird lediglich über die Konditioniereinrichtung und das Messmodul umgewälzt (Abbildung 3-27).

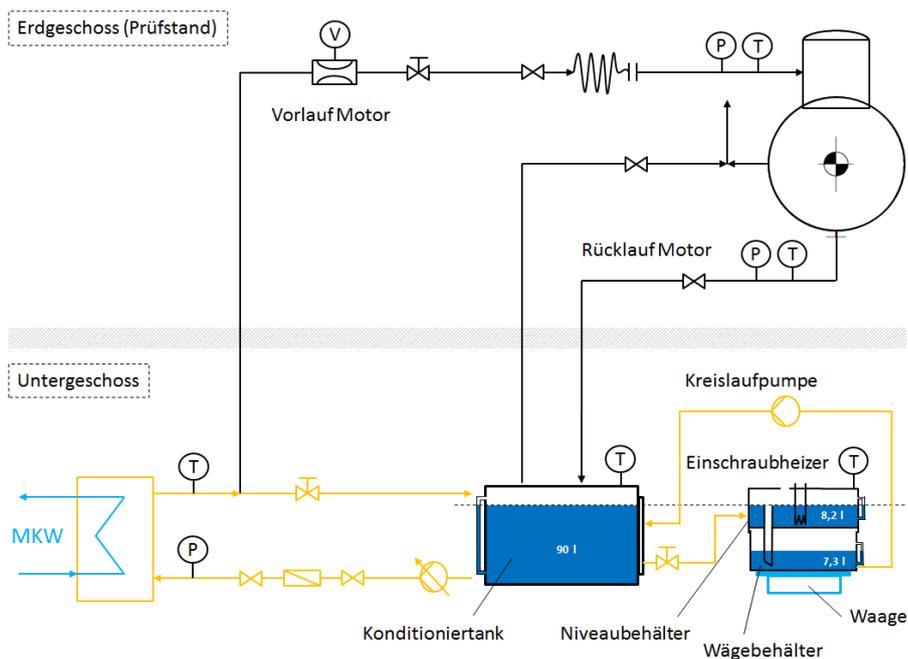


Abbildung 3-27: Ölversorgung des Prüfstands deaktiviert, Konditionierkreis aktiv

Das Ergebnis dieses Versuches ist in Abbildung 3-28 dargestellt. Dabei ist deutlich zu erkennen, dass das Signal weitgehend stabil ist. Die leichte Abnahme der Ölmasse kommt daher, dass die Öltemperaturen in den Behältern während der Messung sinken. Durch die zunehmende Dichte kann mehr Öl bei gleichbleibendem Flüssigkeitsspiegel in Konditionier- und Niveaubehälter gespeichert werden. Weil die Kreislaufpumpe stetig Öl fördert, verringert sich dabei die Masse im Wägebehälter.

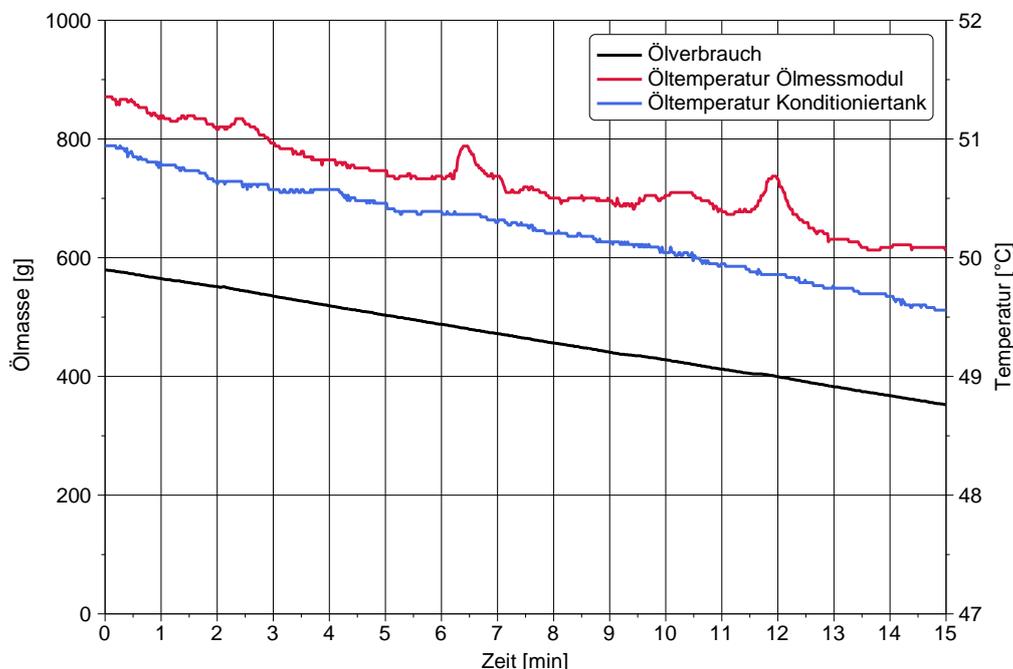


Abbildung 3-28: Wägesignal bei Betrieb des Konditionierkreises

Somit liegt nahe, dass die Rücklaufleitung aus dem Motor den größten Einfluss auf die Schwankungen im Messsignal der Ölverbrauchsmessung haben muss.

Um den negativen Einfluss der Rücklaufleitung auf das Messsignal der Ölverbrauchsmessung zu korrigieren, werden verschiedene Ausführungsvarianten miteinander verglichen.

Bei Betrachtung der Rücklaufleitung wird vermutet, dass der freie Ablauf bei einem Leitungsquerschnitt von 4 Zoll aufgrund von Lufteinschlüssen keine gleichmäßige Strömung ermöglicht. Daher wird für weitere Versuche eine Pumpe in der Rücklaufleitung verbaut (Abbildung 3-29). Der Nenndurchmesser der Leitung beträgt dabei 2 Zoll (DN 50). Um einen stationären Ölfüllstand im Kurbelgehäuse gewährleisten zu können, wird zusätzlich eine drucklose Überlaufleitung (ebenfalls DN 50) installiert. Zur Einstellung des Volumenstroms der Pumpe wird saugseitig eine Drossel verbaut.

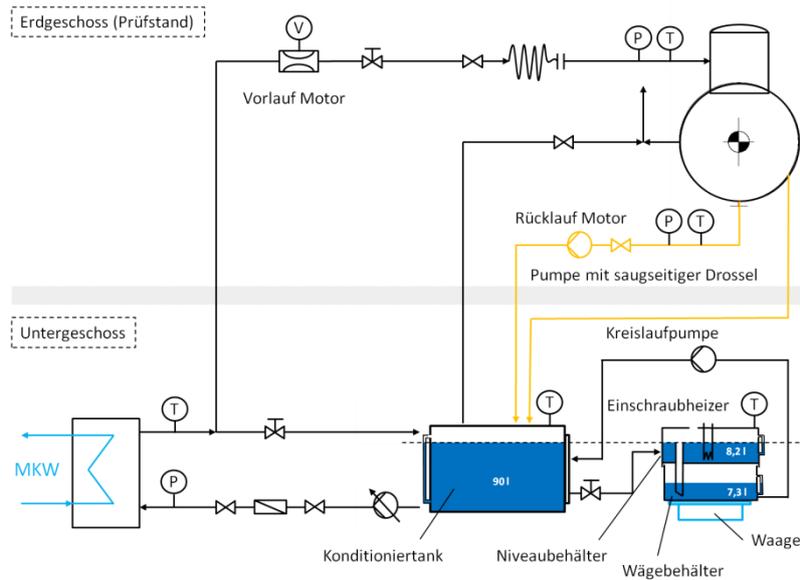


Abbildung 3-29: Positionierung der Absaugpumpe im Rücklauf

Bei einem Volumenstrom in der Absaugleitung von 78 l/min und 32 l/min in der Überlaufleitung wird die Signalqualität zunächst deutlich verbessert (Amplituden ± 50 g). Dieses Verhalten lässt sich jedoch nur im Schleppbetrieb reproduzieren und ist nicht langzeitstabil (Abbildung 3-30).

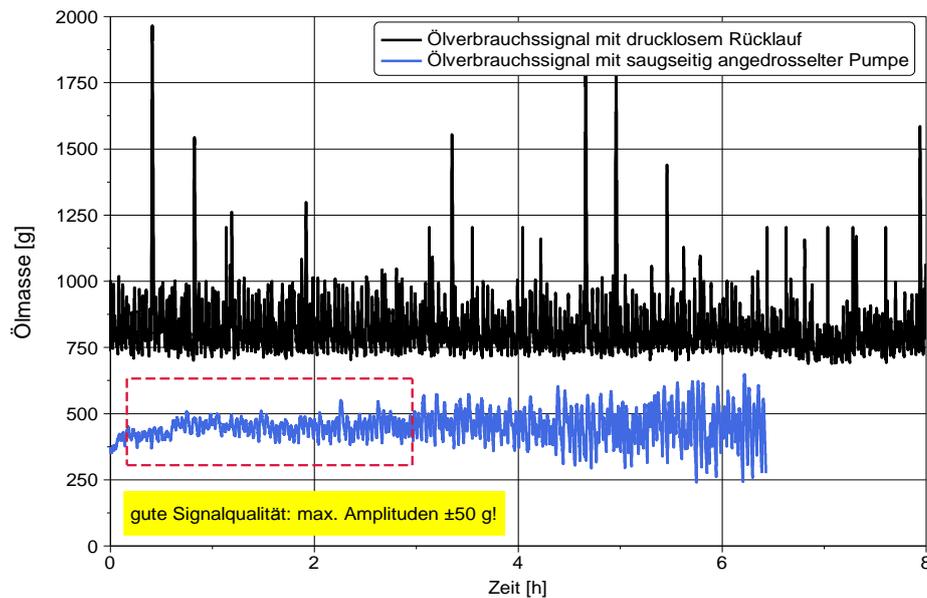


Abbildung 3-30: Ölverbrauchssignal bei Pumpe mit saugseitiger Drossel in Rücklaufleitung

Aufgrund des geringen Leitungsquerschnittes bei der Absaugpumpe wird vermutet, dass Turbulenzen in der Rücklaufleitung diese Störungen im Rücklauf verursachen könnten. Um dies quantifizieren zu können, werden die Reynoldszahlen einzelner Varianten gemäß Formel [3-15] berechnet.

$$Re = \frac{U_{\infty} \cdot d_i}{\nu} \quad [3-15]$$

mit

$$\nu = 13.6 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \dots \text{kinematische Viskosität des Öls bei } 100^{\circ}\text{C}$$

U_{∞} ... Strömungsgeschwindigkeit des Öls in der Leitung

d_i ... Innendurchmesser der Leitung

Betrachtet man das Ergebnis dieser Berechnungen (Tabelle 3-7) wird klar, dass bei erzwungenem Rücklauf durch die Absaugpumpe überkritische Verhältnisse vorherrschen, ein Umschlag in die turbulente Strömung ist somit absehbar (kritische Reynoldszahl $Re_{\text{krit}} \approx 2040 \pm 10$). Um eine laminare Strömung in der Rücklaufleitung zu erzielen und um den Kurbelgehäusedruck, sowie den BlowBy-Massenstrom nicht durch eine Absaugpumpe zu beeinflussen, wird der Leitungsquerschnitt auf DN 125 (5 Zoll) vergrößert, die Absaugpumpe wird wieder entfernt. Außerdem wird der Öldruck vor Motor von 6.5 bar auf 5.5 bar reduziert, um einen Volumenstrom von 94 l/min zu erzielen. Damit ergibt sich eine Reynoldszahl von $1128.2 < 2040$ (unterkritisch). Der im Vergleich zum Ausgangszustand größere Leitungsquerschnitt soll außerdem dafür sorgen, dass sich Lufteinschlüsse nicht so stark auf das Rücklaufverhalten auswirken. Außerdem kann im Ausgangszustand nicht sichergestellt werden, ob sich der Volumenstrom von 110 l/min im Ausgangszustand im Verhältnis 1:1 auf die beiden Leitungen verteilt, sodass lokal durchaus auch höhere Reynoldszahlen auftreten können.

Tabelle 3-7: Reynoldszahlen verschiedener Rücklaufvarianten

minimal auftretender Innendurchmesser d_i		maximal auftretender Volumenstrom V	Reynoldszahl Re	Bemerkung
[DN]	[mm]	[l/min]	[-]	
50	53.0	55	1619.2	freier Rücklauf, 2x2 Zoll
50	53.0	78	2296.4	erzwungene Strömung, 2 Zoll mit Drossel
125	130.0	94	1128.2	freier Rücklauf, 5 Zoll

Das Ergebnis der Umbaumaßnahmen ist in Abbildung 3-31 dargestellt.

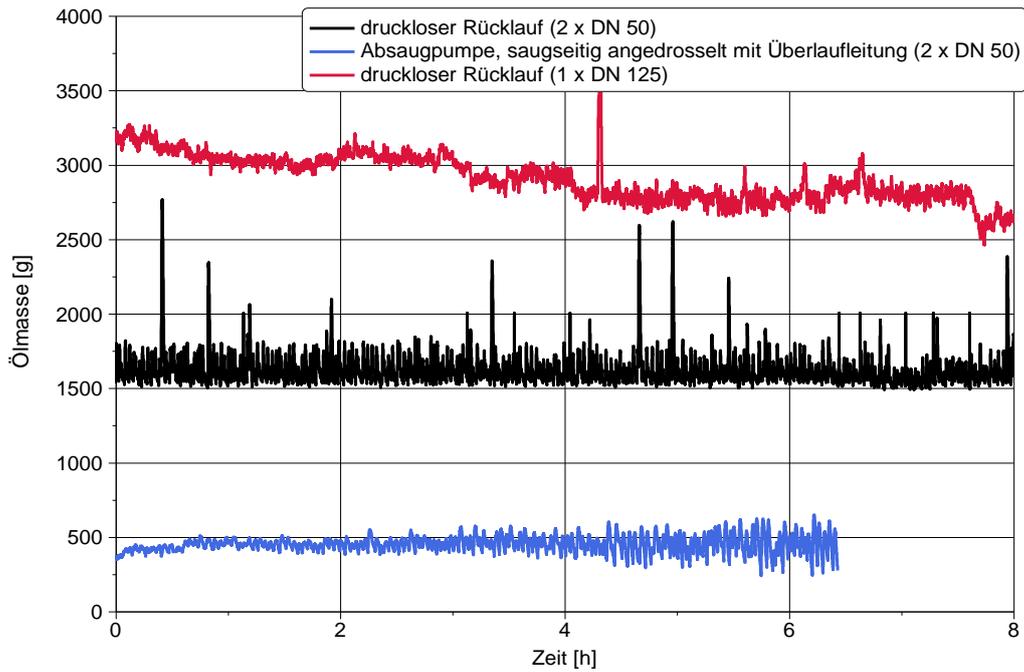


Abbildung 3-31: Verbesserung der Signalqualität mit drucklosem Rücklauf (DN 125)

3.2.2.3 Einfluss von Druckdifferenzen auf den Wägewert

Unabhängig von den Signalschwankungen ist ein weiterer Quereinfluss bemerkbar, der das Ergebnis der Ölverbrauchsmessung verfälschen kann. Abbildung 3-32 zeigt eine tendenziell steigende Ölmasse im Wägebehälter.

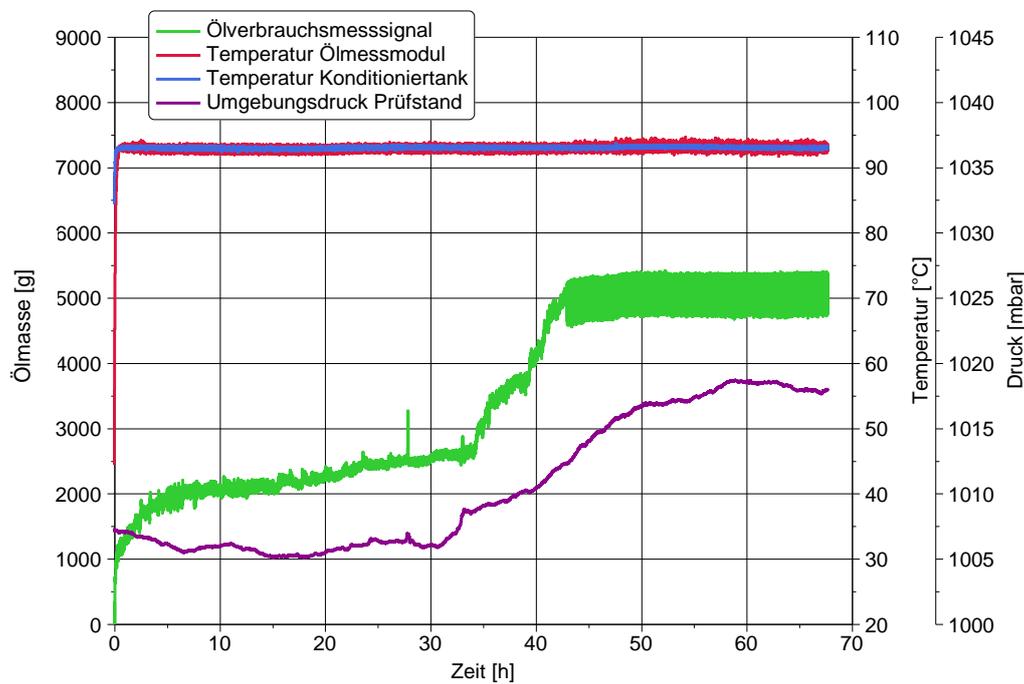


Abbildung 3-32: Einfluss Umgebungsdruck auf Messsignal

Dies ist hier jedoch nicht auf Temperaturdifferenzen zurückzuführen, sondern auf den Einfluss des Umgebungsdruckes auf das Wägesignal. Wie beim Messaufbau bereits beschrieben ist, wird der Konditioniertank zusammen mit der BlowBy Leitung des Kurbelgehäuses im Prüfstand entlüftet, um auch den Druck im Kurbelgehäuse und die Druckdifferenz der Blowbystrecke möglichst gering zu halten (4-10 mbar Relativdruck). Der Niveaubehälter hingegen hat seine Entlüftung im Untergeschoss. Steigt nun der Druck im

Prüfstand an (oder fällt der Druck im Untergeschoss ab), so wird der Ölspiegel im Konditioniermodul nach unten gedrückt, wodurch Öl in den Niveaubehälter und weiter in den Wägebehälter läuft. Gegen Ende der Messung (ca. 42 h) erreicht der Füllstand im Wägebehälter den Maximalwert, sodass das Messsystem zu Takten beginnt. Dabei wird das Magnetventil zwischen Konditioniertank und Messmodul geschlossen, während die Kreislaufpumpe weiter läuft. Dadurch wird Öl zurück in den Konditioniertank gepumpt, der Wägebehälter wird entleert, bis der Füllstand wieder unterhalb des Maximalniveaus ist. Somit wird ein Überlaufen des Messmoduls verhindert. Anschließend wird das Magnetventil wieder geöffnet, in diesem Fall wird jedoch aufgrund des wachfreien Betriebes kein Öl aus dem Kreislauf entnommen, wodurch der Füllstand sofort wieder auf den Maximalpegel ansteigt und sich die Prozedur wiederholt.

Die Betrachtung der Gleichung nach Bernoulli [3-16], [3-17] zeigt, wie empfindlich das vorhandene System auf Druckdifferenzen reagiert.

$$\begin{aligned}
 p_{Kondi} + \rho_{\text{Öl}} \cdot g \cdot z_{Kondi} + \underbrace{\rho \frac{v_{Kondi}^2}{2}}_{=0} \\
 = p_{Niveau} + \rho_{\text{Öl}} \cdot g \cdot z_{Niveau} + \underbrace{\rho \frac{v_{Niveau}^2}{2}}_{=0}
 \end{aligned}
 \quad [3-16]$$

mit

- p_{Kondi} ... statischer Druck am Konditionierbehälter
- $\rho_{\text{Öl}}$... Dichte Öl
- g ... Erdbeschleunigung
- z_{Kondi} ... Füllstandshöhe Konditionierbehälter
- v_{Kondi} ... Strömungsgeschwindigkeit im Konditionierbehälter
- p_{Niveau} ... statischer Druck am Niveaubehälter
- z_{Niveau} ... Füllstandshöhe Niveaubehälter
- v_{Niveau} ... Strömungsgeschwindigkeit im Niveaubehälter

Aufgrund der vergleichsweise niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten in den Behältern kann jeweils der dynamische Druck vernachlässigt werden.

$$\frac{\Delta p}{\rho_{\text{Öl}} \cdot g} = \Delta z \quad [3-17]$$

Daraus geht hervor, dass bei gleichem Druck an Konditioniertank und Niveaubehälter unter Vernachlässigung von Druckverlusten in den Leitungen von gleicher Füllstandshöhe ausgegangen werden kann (Abbildung 3-33).

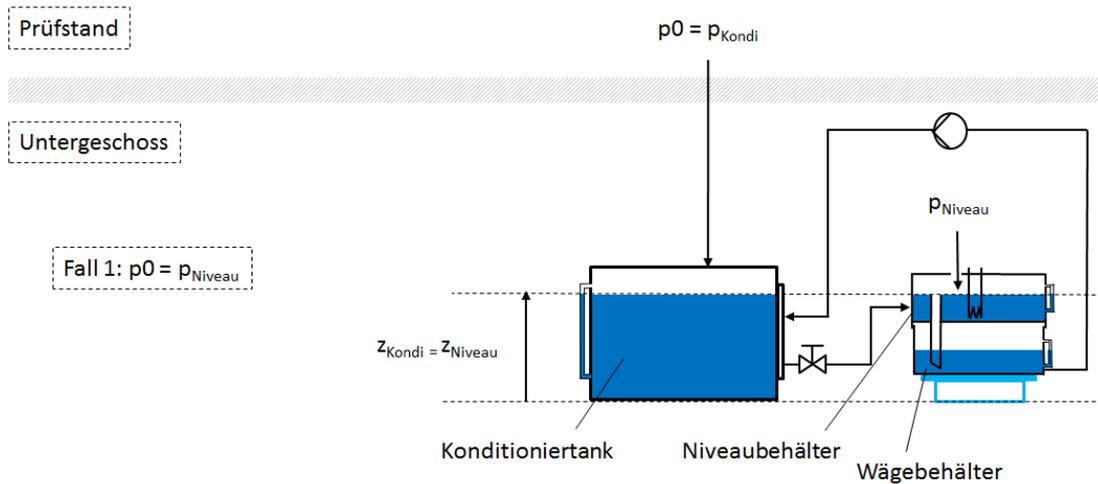


Abbildung 3-33: Füllstandshöhen bei vollständigem Druckausgleich

Steigt der statische Druck am Prüfstand und somit auch der auf den Ölspiegel im Konditioniertank wirkende Druck, während der statische Druck am Niveaubehälter konstant bleibt, so entsteht eine Füllstandsdifferenz zwischen den beiden Gefäßen. In diesem Fall sinkt der Füllstand im Konditioniertank ab, ein Teil des Öls wird dabei in den Niveaubehälter gedrückt und fließt weiter in den Wägebehälter. Das Ergebnis ist also eine Zunahme der Ölmasse (Abbildung 3-34).

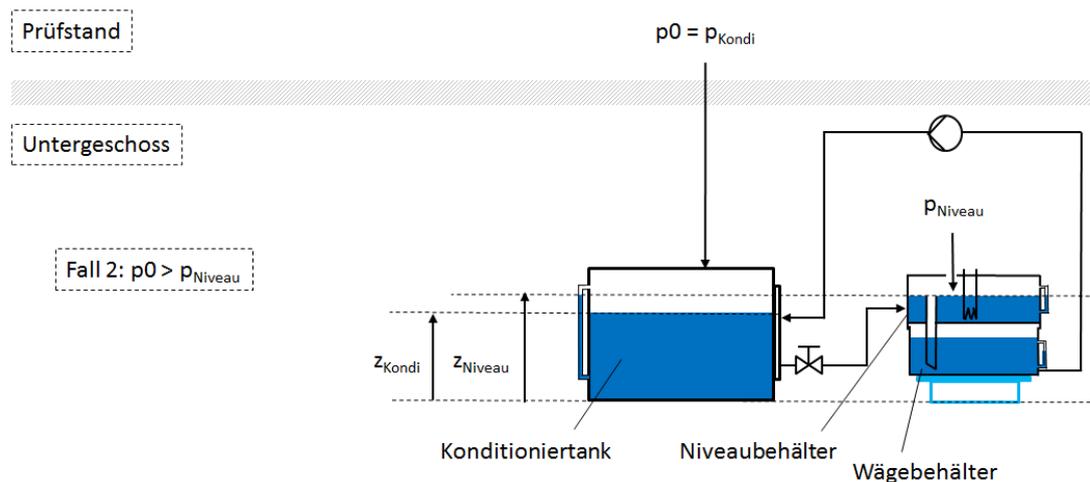


Abbildung 3-34: Füllstandshöhen bei Druckdifferenz

Sofern die Druckdifferenz zwischen Konditioniertank und Niveaubehälter über die gesamte Messdauer hinweg konstant ist, hat dies keinen Einfluss auf die Ölverbrauchsmessung. Nach Bernoulli führt jedoch eine Druckdifferenz Δp von nur 1 mbar zwischen dem Konditioniertank und dem Niveaubehälter bereits zu einer Füllstandsdifferenz Δz von 12.5 mm.

$$\frac{100 \text{ pa}}{815 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.0125 \text{ m} \quad [3-18]$$

Aufgrund der Geometrie des Konditioniertanks entspricht dies bereits einer Volumenänderung ΔV von 3.1 Liter, was bei einer Öldichte $\rho_{\text{Öl}}$ von 815 kg/m^3 bei 90°C einer Massenänderung von 2.5 kg Öl entspricht.

$$\Delta V = \Delta z \cdot A \quad [3-19]$$

Dies zeigt, wie sensibel dieses Messsystem auf äußere Einflüsse ist, wodurch sich die Frage ergibt, inwieweit die gravimetrische Ölverbrauchsmessung überhaupt für den Einsatz am Einzylindermotor geeignet ist. Um dieses Verhalten zu verbessern müsste der Konditioniertank umkonstruiert werden. Bei einer kleineren Grundfläche würden Füllstandsschwankungen zu geringeren Masseänderungen führen, als beim aktuellen Aufbau. Im Idealfall sind sämtliche Gefäße mit Kurbelgehäusedruck beaufschlagt. Dies führt jedoch zu einem großen konstruktiven Aufwand. Außerdem treten auch im Kurbelgehäuse Druckstöße auf, die zusammen mit Druckverlusten in den Leitungen ebenfalls zu Schwankungen im Messsignal führen können. Aufgrund dieser Erfahrung werden alle Behälter mit Absolutdrucksensoren ausgerüstet, um Druckunterschiede erfassen zu können. Des Weiteren werden alle Behälter abgedichtet, um die Möglichkeit eines Druckausgleichs gegen Kurbelgehäusedruck zu schaffen.

3.2.2.4 Ergebnisauswertung

Die Auswertung der Ergebnisse erfolgt nach folgendem Schema. Zur Ermittlung des Ölverbrauches wird eine Regressionsgerade in das Ölverbrauchssignal gelegt. Die Steigung der Geraden entspricht dann dem Ölverlust aus dem System in g/d. Dieser Wert kann nicht ohne weiteres in g/h und g/kWh umgerechnet werden, da während des Dauerlaufes Ölproben entnommen werden, um Ölanalysen durchführen zu können. Um also den absoluten Ölverbrauch zu erhalten, muss dieser Wert zuerst auf den betrachteten Zeitraum umgerechnet werden. Anschließend muss die für die Ölproben entnommene Masse abgezogen werden.

Danach kann man wieder auf das Ergebnis in g/h und weiter in g/kWh zurückrechnen. Dieses Vorgehen wird nun anhand von Abbildung 3-35 beispielhaft erklärt.

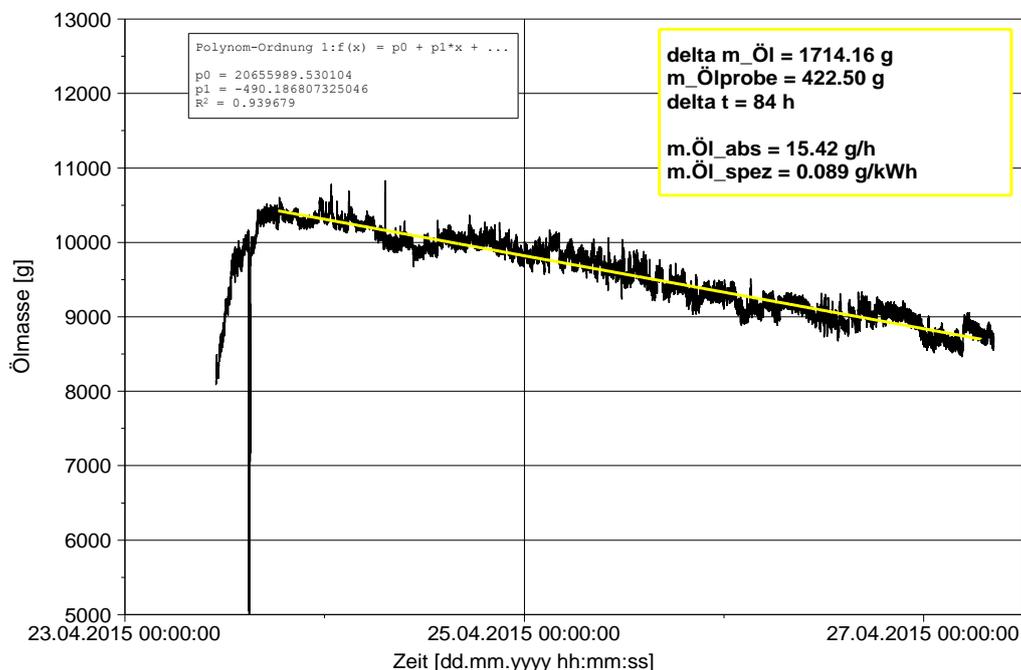


Abbildung 3-35: Auswertung des Ölverbrauchsmesssignals über 84 Stunden

Die Steigung der Regressionsgeraden beträgt -490.19 g/d. Dies wird nun gemäß Formel [3-20] auf den betrachteten Zeitraum von hier 84 Stunden hochgerechnet.

$$m_{\text{öl_ges}} = \frac{-490.19}{24} \cdot 84 \cdot (-1) = 1715.67 \text{ [g]} \quad [3-20]$$

$m_{\dot{öl}_{ges}}$ entspricht dabei der Ölmasse, die im Messzeitraum aus dem System ausgeschieden ist – also die Summe aus Leckage, Ölverbrauch und Ölproben (wobei Leckageverluste zu vernachlässigen sind). Der Ölverbrauch $\dot{m}_{\dot{öl}_{abs}}$ in g/h ist also die Differenz aus dem Gesamtölverlust $\Delta m_{\dot{öl}_{ges}}$ abzüglich der Ölprobenmasse $m_{\dot{öl}_{probe}}$ von 422.5 g, bezogen auf die Messdauer (Formel [3-21]).

$$\dot{m}_{\dot{öl}_{abs}} = \frac{m_{\dot{öl}_{ges}} - m_{\dot{öl}_{probe}}}{84} = \frac{1715.67 - 422.5}{84} = 15.39 \left[\frac{g}{h} \right] \quad [3-21]$$

Durch Division durch die, über den Dauerlauf hinweg konstante Leistung P von 174 kW, erhält man den spezifischen Ölverbrauch $\dot{m}_{\dot{öl}_{spez}}$ in g/kWh (Formel [3-22]).

$$\dot{m}_{\dot{öl}_{spez}} = \frac{\dot{m}_{\dot{öl}_{abs}}}{P} = \frac{15.39}{174} = 0.089 \left[\frac{g}{kWh} \right] \quad [3-22]$$

Für die statistische Betrachtung wird nun der selbe Signalverlauf schrittweise in immer kleinere Zeitintervalle unterteilt und der Ölverbrauch für jedes Teilintervall gesondert ermittelt. Dieses Vorgehen ist beispielhaft in Abbildung 3-36 für drei Teilintervalle von je $84/3 = 28$ h dargestellt.

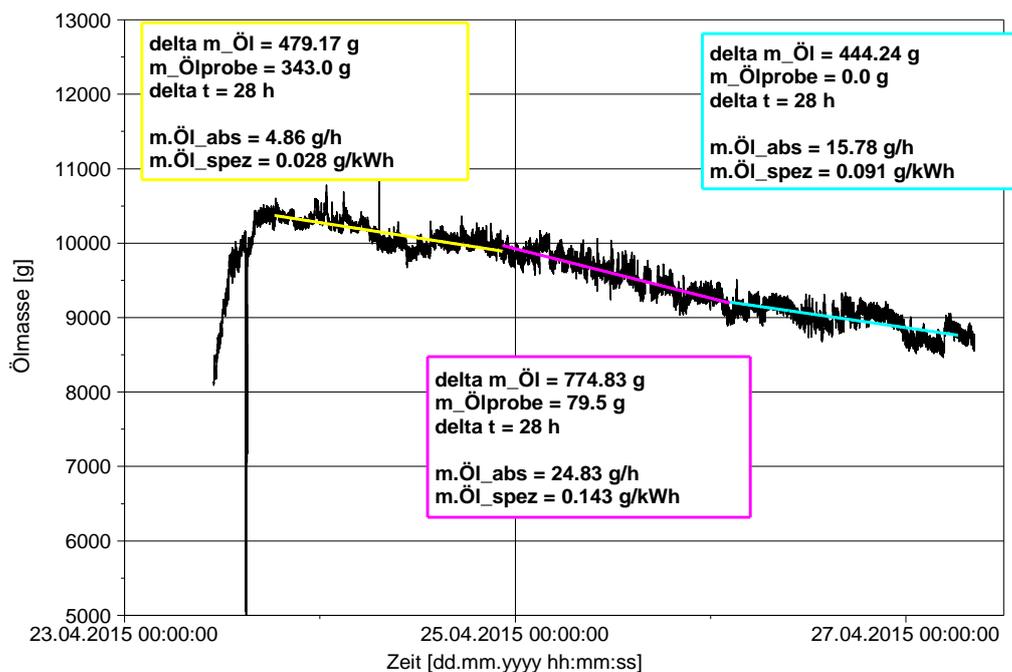


Abbildung 3-36: Auswertung des Ölverbrauchsmesssignals über 3 mal 28 Stunden

Die Mittelwerte (MW) und Standardabweichungen (σ) der absoluten und spezifischen Ölverbräuche sind für bis zu 10 Intervalle in Tabelle 3-8 festgehalten.

Tabelle 3-8: statistische Auswertung der Ölverbrauchsmessung über 84 Stunden

Inter- valle = Anzahl Mess- punkte	-	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Zeit	h	84	42	28	21	16.8	14	12	10.5	9.33	8.4
MW $\dot{m}_{\text{öl}_{abs}}$	g/h	15.9	12.8	15.2	16.9	16.9	14.9	14.6	15.7	10.9	15.3
σ $\dot{m}_{\text{öl}_{abs}}$	g/h	-	3.9	8.2	2.6	10.4	16.0	15.5	13.7	17.5	23.1
MW $\dot{m}_{\text{öl}_{spez}}$	g/kWh	0.09	0.07	0.09	0.10	0.10	0.09	0.08	0.09	0.06	0.09
σ $\dot{m}_{\text{öl}_{spez}}$	g/kWh	-	0.02	0.05	0.01	0.06	0.09	0.09	0.08	0.10	0.13

Man erkennt, dass sich bei einer Messdauer < 15 h bereits Standardabweichungen in der Größenordnung von $\pm 100\%$ einstellen. Bei einer Messdauer von 21 Stunden beträgt die Standardabweichung 0.01 g/kWh (10 %). Die Standardabweichung 0.05 g/kWh (55.56 %) bei einer Messdauer von 28 Stunden kann auf den einen „Ausreißer“ im ersten Intervall zurückgeführt werden.

3.2.2.5 Zwischenfazit

Aufgrund der starken Schwankungen im Messsignal der Ölverbrauchsmessung ist eine hinreichende Genauigkeit und Reproduzierbarkeit für die erwünschte Messdauer (wenige Stunden) mit dem aktuellen Aufbau nicht gegeben. Lediglich bei Messzeiten >20 Stunden ist von einer akzeptablen Genauigkeit auszugehen.

Die Auflösung geringer Ölverbräuche wäre von Seiten der Messeinrichtung (Feinwaage, ± 0.2 g) zwar durchaus möglich, kann aber aufgrund der Signalqualität bei akzeptablen Messzeiten nicht gewährleistet werden. Außerdem ist fraglich, inwieweit die Problematik der Druckdifferenzen mit dieser Messeinrichtung überhaupt gelöst werden kann, da bereits zeitlich veränderliche Druckdifferenzen < 1 mbar zu einem inakzeptablen Fehler führen.

3.2.3 RNT-Messungen

Aufgrund von Verzögerungen bei der Inbetriebnahme der gravimetrischen Messung wird die Ölverbrauchsmessung mit RNT (radio-nuklear-Technologie als Alternativmesstechnik qualifiziert. Die Inbetriebnahme der Messeinrichtung gestaltet sich dabei, verglichen mit der gravimetrischen Messung unkompliziert, wodurch sehr rasch mit dem Versuchsprogramm begonnen werden kann.

Abbildung 3-37 stellt den geplanten Ablauf für die RNT Versuche am Einzylindermotor grafisch dar.

Programm		EL	OEK	DL	Nach DL
BP		D2-1			D2-1 D2-3 (D2-5)
LZ [h]		0 – 3	3 – 27	27 – 127	> 127
OEVM	Abs	-	RNT-Messung, KP bei 3, 27, 51, 75, 99 h		KP bei 127 h
OEA	-	OP bei 0 h	OEP bei 3, 15, 27, 39, 51, 63, 75, 87, 99, 111, 123 h		OEP bei 127 h

Abbildung 3-37: Ablauf der RNT Messungen

In diesem Versuchsblock kommen eine ungebrauchte Laufbuchse mit Serienhonung und ein neuwertiges Serien-Ringpaket zum Einsatz. Auch das Schmieröl ist frisch, um Ölalterungseffekte mittels Ölanalyse (OEA) dokumentieren zu können. Die Ölverbrauchsmessung (OEVM) erfolgt nach folgendem Konzept. Nach dem Einlaufprogramm (EL) wird das Öl im Ölkreislauf mit markiertem Öl-Konzentrat versetzt. Anschließend wird der Motor 24 Stunden betrieben, um das Konzentrat mit dem Grundöl zu mischen (OEK). Danach wird ein Dauerlauf (DL) im 110 % Lastpunkt gestartet (70 bis 100 Stunden) um das Öl, wie oben beschrieben zu Konditionieren. Über die gesamte Messdauer hinweg Öl- und Kondensatproben (OEP, KP) gemäß Abbildung 3-37 entnommen. Nach einer Laufzeit (LZ) von ca. 127 Stunden ist der Dauerlauf beendet. Zum Abschluss werden nun Ölverbrauchsmessungen in Form von Kondensatproben in den Betriebspunkten (BP) D2-1 und D2-3 durchgeführt.

Die Genauigkeit dieses Verfahrens ist mit den von MBtech angegebenen $\pm 15\%$ im Rahmen der tolerierbaren Messunsicherheit, vor allem im Vergleich mit den bisher betrachteten Messverfahren. Mit diesem Messverfahren sind laut Aussage von MBtech die Auflösung von Ölverbräuchen bis zu 10 g/h bei PKW Motoren bzw. 5 g/h bei NFZ Motoren möglich. Damit befindet man sich im 10 % Lastpunkt (ca. 0.5-1.5 g/kWh) wiederum unterhalb der Auflösungsgrenze. Da die Auswertung der Proben sehr viel Zeit in Anspruch nimmt, können im Rahmen dieser Arbeit noch keine Ergebnisse zur RNT Messung abgebildet werden.

3.2.4 Heiß-FID-Messungen

Wie bereits in Kapitel 3.1.3 beschrieben, soll über das Heiß-FID, zusammen mit einem Standard FID eine Korrelation zu Gesamtölverbrauchsmessungen hergestellt werden. Aufgrund von Verzögerungen bei der Inbetriebnahme der Ölverbrauchsmesstechnik kann dies jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr geklärt werden.

Abbildung 3-38 zeigt das Ergebnis der erfolgreichen Inbetriebnahme des Heiß FID (Messtemperatur 400°C) im Vergleich zu einem Standard FID (Messtemperatur 190°C).

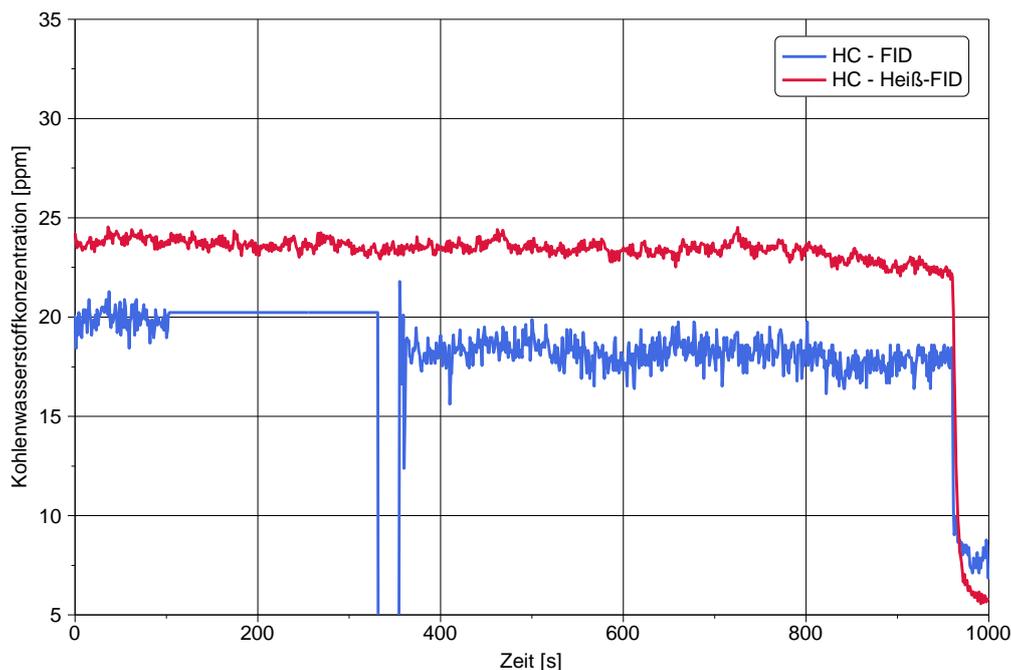


Abbildung 3-38: Vergleich der HC-Messungen von Heiß-FID und Standard-FID

Wie zu erwarten, liegt der Wert des Heiß-FID über dem Messwert des FID mit Messtemperatur 190°C. Abbildung 3-39 zeigt, dass dieses Verhalten auch während des Dauerlaufes reproduziert werden kann, wobei hier anzumerken ist, dass die Signalverläufe für die bessere Darstellung stark geglättet sind.

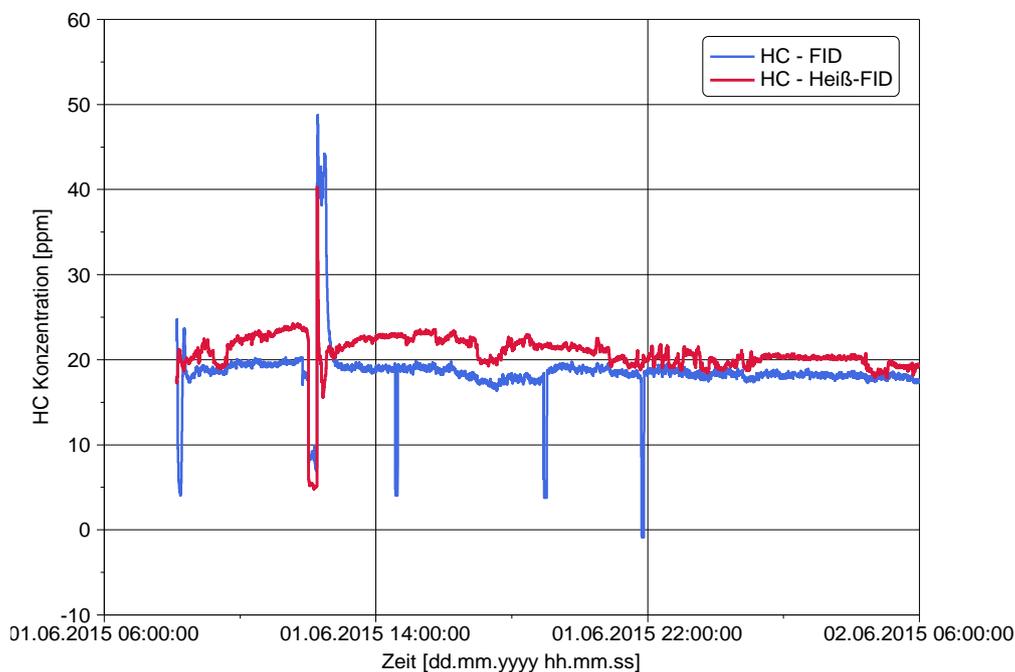


Abbildung 3-39: Verhalten der HC – Emissionen über Dauerlauf

Ähnlich wie bei der HC-Messung mithilfe eines Massenspektrometers ist auch hier die Unterscheidung zwischen öl- und kraftstoffbürtigen Kohlenwasserstoffen problematisch. Auch die Vernachlässigung von verbrannten Ölbestandteilen, sowie der Einfluss von Ölalterungseffekten stellen eine große Messunsicherheit dar.

Im Gegensatz zu einem Massenspektrometer ist bei einem FID nur die Beschaffung mit großen Kosten verbunden, der Betrieb und die Betreuung sind weitgehend kostenneutral.

Zur Bewertung eines absoluten Ölverbrauches in g/h ist dieses Messsystem an sich nicht geeignet. Mit Hilfe eines geeigneten Messverfahrens zur Ölverbrauchsmessung und einer ausreichenden Datenbasis kann jedoch die HC-Konzentration im Abgas mit einem absoluten Ölverbrauch in g/h verknüpft werden. Diese Korrelation gilt streng genommen nur für das untersuchte Brennverfahren (annähernd konstantes Verhältnis von verbrannten zu unverbrannten Kohlenwasserstoffen). Wie man dabei mit Ölalterungseffekten umgehen wird, ist noch zu klären.

Die Auflösungsgrenze eines FID liegt bei wenigen ppm, die vorhandene HC-Konzentration im Abgas liegt bei den betrachteten Betriebspunkten deutlich über 20 ppm.

4 Reibleistungsmessung

Wie für die Ölverbrauchsmessung, werden auch die Versuche zur Reibleistungsmessung am oben beschriebenen Einzylinderprüfstand durchgeführt.

Dabei fällt der Einfluss des Turboladers auf die Reibleistung aufgrund prüfstandsseitiger Konditionierung von Ladedruck und Abgasgegendruck weg. Durch den Wegfall sämtlicher Nebenaggregate werden deren Quereinflüsse auf die Reibleistungsmessung vermieden und dadurch die Selektivität in Bezug auf die Kolbengruppe erhöht.

4.1 Versuchsvorbereitung

Neben der Ölverbrauchsmessung soll im Rahmen dieser Arbeit Methodenentwicklung in der Reibleistungsmessung betrieben werden. Dazu werden in der Versuchsplanung folgende Vorüberlegungen für die unterschiedlichen Messmethoden getroffen.

4.1.1 Zylinderdruckindizierung

Wie im allgemeinen Teil bereits beschrieben, spielt hier die Messung des Zylinderdrucks über Grad Kurbelwinkel eine entscheidende Rolle. Um eine Aussage zur Genauigkeit bzw. Reproduzierbarkeit der Messergebnisse der Zylinderdruckindizierung treffen zu können, wird der Druckverlauf mit zwei piezoelektrischen Druckquarzen gemessen. Anschließend wird daraus der indizierte Mitteldruck (p_{mi}) errechnet. Der effektive Mitteldruck (p_{me}) wird über einen Drehmomentmessflansch am Prüfstand ermittelt. Der Reibmitteldruck (p_{mr}) ergibt sich aus der Differenz zwischen dem indizierten und dem effektiven Mitteldruck. Da die beiden Drücke p_{mi} und p_{me} im Verhältnis zum Reibmitteldruck p_{mr} sehr groß sind (um eine Größenordnung größer), wirken sich bereits kleine Messunsicherheiten sehr stark auf das Ergebnis aus. Daher sollte man vor allem bei der Ermittlung von p_{mi} danach trachten die einzelnen Messunsicherheiten so gering wie möglich zu halten, da sich ansonsten aufgrund der Fehlerfortpflanzung nicht tolerierbare Fehlergrenzen für p_{mr} einstellen (p_{me} kann im Vergleich dazu sehr genau bestimmt werden). Im schlimmsten Fall sind die Unterschiede zwischen den im weiteren Projektablauf untersuchten Kolbenring- / Laufbuchsenpaarungen geringer als die Fehlergrenzen des p_{mr} , sodass keine Klassifizierung der Tribosysteme erfolgen kann.

Die Hauptfehlerquellen bei der Zylinderdruckindizierung sind die OT-Bestimmung, die Linearitätsabweichung und das Hystereseverhalten der Druckquarze, die Messabweichung der Drucksensoren aufgrund von Thermoschock, sowie die Leistungsmessung der Belastungseinrichtung (p_{me}). Auch die Art und Weise der thermodynamischen Nullpunktkorrektur hat einen Einfluss auf die gemessenen Drücke im Zylinder, jedoch keine Auswirkungen auf den indizierten Mitteldruck, wie später noch gezeigt wird.

4.1.1.1 Druckmessung

Die für die Druckmessung verwendeten Sensoren nutzen den piezoelektrischen Effekt als Messprinzip. Sie bestehen aus künstlich gerichteten Quarzkristallen, die bei Beaufschlagung

mit Druck elektrische Ladung emittieren. Bei der Druckbeaufschlagung verschieben sich die Ladungsschwerpunkte im Gitter, wodurch Dipole entstehen und somit elektrische Spannung erzeugt wird. Dieser Effekt kann durch serielle Anordnung und parallele Schaltung von mehreren Quarzschichten noch vergrößert werden. Das entstehende Spannungssignal wird noch verstärkt und kann anschließend gemessen werden. Die gemessene Spannung ist somit ein direktes Maß für den Druck am Sensor.

4.1.1.2 Thermodynamische Nullpunktkorrektur

Da mit Hilfe des piezoelektrischen Prinzips immer nur Relativdrücke gemessen werden können, bedarf es noch der thermodynamischen Nullpunktkorrektur oder Nulllinienfindung. Hierfür benötigt man den Absolutdruck an einem Referenzpunkt während des Arbeitsspiels des Verbrennungsmotors. Um diesen Referenzdruck zu ermitteln, gibt es mehrere verschiedene Verfahren.

- Man nimmt an, dass der Zylinderdruck im unteren Totpunkt beim Ladungswechsel dem Saugrohrdruck (bzw. Ladedruck) entspricht. Diese Näherung ist nur für kleine Drehzahlen zulässig (< 2000 rpm).
- Summenbrennverlaufskriterium: Dieses Verfahren basiert nach [19] auf der iterativen Lösung des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik und anschließender Anpassung des Druckniveaus zu jedem Zeitpunkt t vor ZOT. Vor Zünd-OT wird noch keine Wärme freigesetzt, das heißt, der kumulierte Brennverlauf sollte in diesem Bereich gleich null sein. Die Druckkorrektur wird also so gewählt, dass der Summenbrennverlauf in der Kompressionsphase – meist wird der Bereich zwischen 100°KW und 65°KW vor OT betrachtet – gleich null ist. Abbildung 4-1 zeigt, wie sich der Brennverlauf verschiebt, wenn die Druckkorrektur variiert wird.

$$dQ + dA = dU + dE_a \quad [4-1]$$

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} dQ d\varphi = 0 \quad [4-2]$$

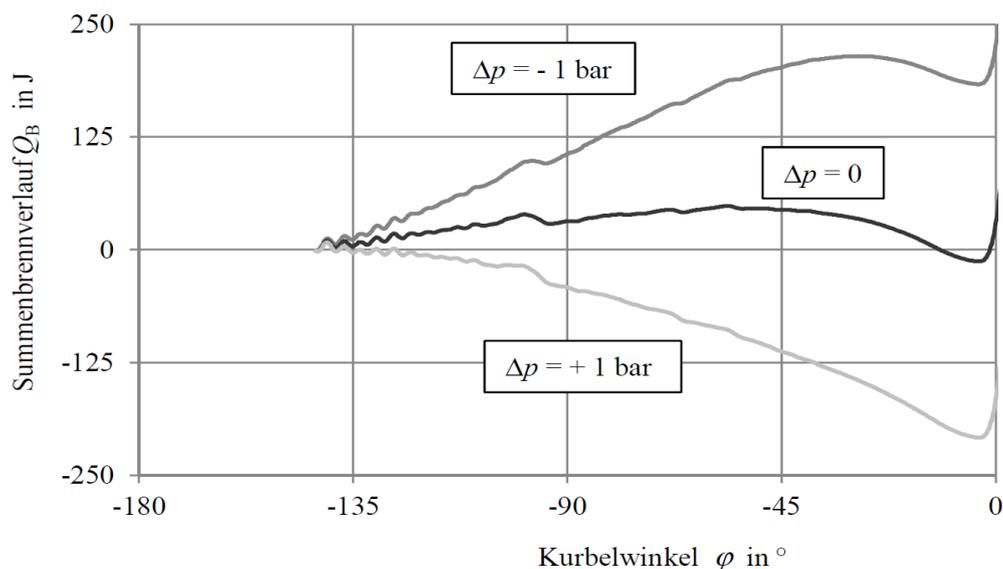


Abbildung 4-1: Einfluss der Druckkorrektur auf den Summenbrennverlauf [19]

- Nullpunktkorrektur mittels Polytropenmethode: dieses Verfahren wird auch bei dieser Arbeit zur Ermittlung der Druckkorrektur Δp_{Korr} angewandt und funktioniert wie folgt. Zunächst wird die Annahme einer polytropen Zustandsänderung mit konstantem Polytropenexponenten getroffen. Dieser ist abhängig vom Wärmeübergang an der Zylinderwand, der Gastemperatur, sowie der Gaszusammensetzung. Es gilt:

$$p * V^n = \text{const.} \quad [4-3]$$

$$p(\varphi_1) * V(\varphi_1)^n = p(\varphi_2) * V(\varphi_2)^n \quad [4-4]$$

$$p(\varphi_1) * V(\varphi_1)^n - p(\varphi_1) * V(\varphi_2)^n = p(\varphi_2) * V(\varphi_2)^n - p(\varphi_1) * V(\varphi_2)^n \quad [4-5]$$

$$p(\varphi_1) = \frac{[p(\varphi_2) - p(\varphi_1)] * V(\varphi_2)^n}{V(\varphi_1)^n - V(\varphi_2)^n} \quad [4-6]$$

mit
p ... Zylinderdruck
V ... Brennraumvolumen
n ... Polytropenexponent
φ ... Kurbelwinkel

Es gilt:

$$p(\varphi_2) - p(\varphi_1) = [p(\varphi_2)_{\text{mess}} + \Delta p_{\text{Korr}}] - [p(\varphi_1)_{\text{mess}} + \Delta p_{\text{Korr}}] \quad [4-7]$$

mit
p_{mess} ... gemessener Zylinderdruck
p_{Korr} ... Druckkorrektur

Der Nullpunktfehler geht also nicht in die Messung einer Druckdifferenz ein:

$$p(\varphi_2) - p(\varphi_1) = p(\varphi_2)_{\text{mess}} - p(\varphi_1)_{\text{mess}} \quad [4-8]$$

$$\Delta p_{\text{Korr}} = p(\varphi_1) - p(\varphi_1)_{\text{mess}} \quad [4-9]$$

Mit Gleichung [4-6] und Gleichung [4-8]:

$$\Delta p_{\text{Korr}} = \frac{[p(\varphi_2)_{\text{mess}} - p(\varphi_1)_{\text{mess}}]}{\left[\frac{V(\varphi_1)}{V(\varphi_2)}\right]^n - 1} - p(\varphi_1)_{\text{mess}} \quad [4-10]$$

Für die Berechnung der Nullpunktkorrektur genügt somit die Messung einer Druckdifferenz bei zwei Kurbelwinkelpositionen (meist 100°KW vor ZOT und 65°KW vor ZOT) mit bekannten Kompressionsvolumina, sowie ein guter Näherungswert für den

Polytropenexponenten. Bei Annahme einer adiabaten, reversiblen Kompression (isentropen Zustandsänderung) kann $n = \kappa$ gesetzt werden.

Aufgrund der hohen Anforderungen an die Genauigkeit wird auch hier untersucht, inwieweit sich ein Fehler bei der thermodynamischen Nullpunktkorrektur auf die Berechnung des indizierten Mitteldruckes auswirkt. Eine iterative Berechnung des Zylinderdruckes, der Zylindertemperatur und des Isentropenexponenten ergibt, dass sich ein Isentropenexponent von $\kappa = 1.39$ für dieses Aggregat unter den vorhandenen Bedingungen eignen würde. Es folgt eine Fehlerabschätzung, inwieweit sich eine Abweichung des Isentropenexponenten auf den berechneten indizierten Mitteldruck, und somit auf den Reibmitteldruck auswirkt. Hierzu werden zunächst die Druckverläufe aus den Indizierdaten von bereits durchgeführten Messungen mit dem selben Aggregat auf Werte ohne Nullpunktkorrektur zurückgerechnet, anschließend werden die Zylinderdrücke mit einer modifizierten Nullpunktkorrektur ($\kappa=1.37$ und $\kappa=1.39$ zwischen 100°KW und 65°KW) beaufschlagt. Bei der Wahl der optimalen Kurbelwinkelpositionen ergibt sich jedoch folgender Trade-off: einerseits wäre eine Durchführung der Nullpunktkorrektur zwischen zwei möglichst eng beieinanderliegenden Kurbelwinkelpositionen von Vorteil, da man dann eher von einem konstanten Isentropenexponenten ausgehen kann. Im Gegenzug dazu wirken sich aber die Messunsicherheiten bei der Messung von Zylinderdruck und Kurbelwinkelposition bei geringen Differenzen der beiden Messpunkte vergleichsweise stark auf das Ergebnis aus.

Abbildung 4-2 zeigt, dass eine Änderung bei der Nullpunktkorrektur einen vertikalen Versatz des Zylinderdruckverlaufes über dem Kurbelwinkel ergibt.

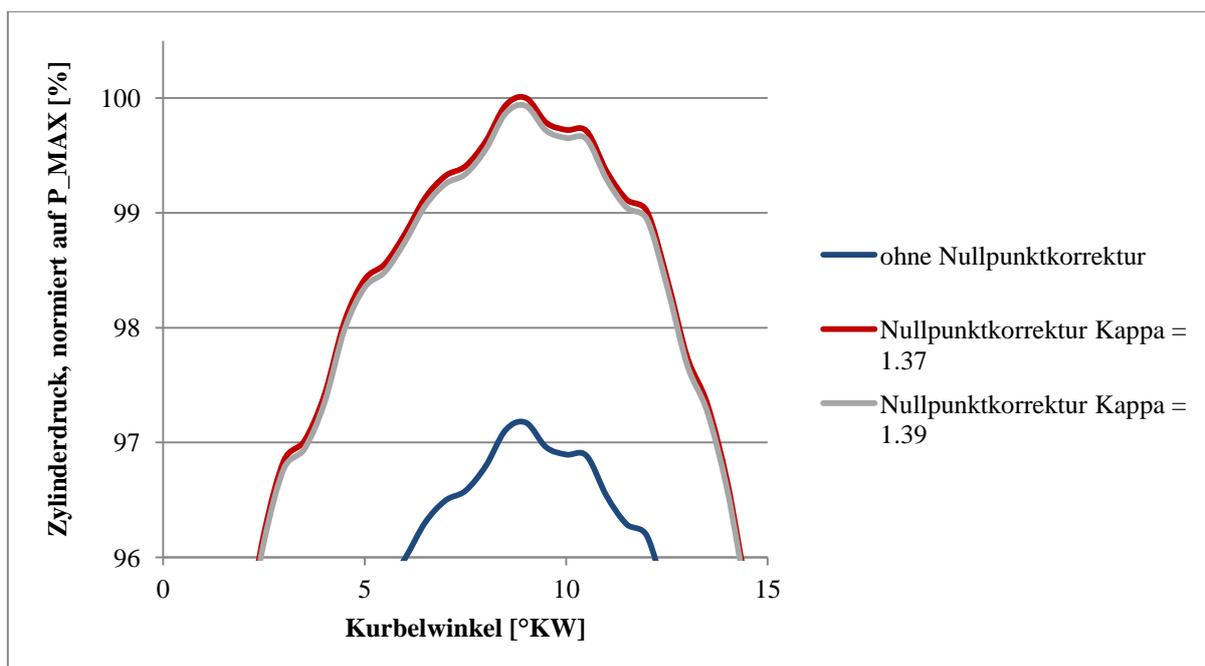


Abbildung 4-2: Zylinderdruckverlauf mit unterschiedlichen Nullpunktkorrekturen

Nun liegt die Vermutung nahe, dass dieser konstante Versatz der Druckverläufe Auswirkungen auf die Berechnung des p_{mi} hat. Hierzu soll noch einmal die Definition des indizierten Mitteldruckes betrachtet werden Vgl. [12]:

$$p_{mi} = \frac{w_i}{V_H} \quad [4-11]$$

$$w_i = w_{i_{HD}} + w_{i_{ND}} \quad [4-12]$$

$$w_i = \int_{V_{0^\circ KW}}^{V_{719^\circ KW}} p dV \quad [4-13]$$

$$w_{i_{HD}} = \int_{V_{180^\circ KW}}^{V_{540^\circ KW}} p dV \quad [4-14]$$

$$w_{i_{ND}} = \int_{V_{540^\circ KW}}^{V_{180^\circ KW}} p dV \quad [4-15]$$

mit

p_{mi} ... indizierter Mitteldruck

V_H ... Hubvolumen

w_i ... indizierte Arbeit

$w_{i_{HD}}$... indizierte Arbeit der Hochdruckschleife

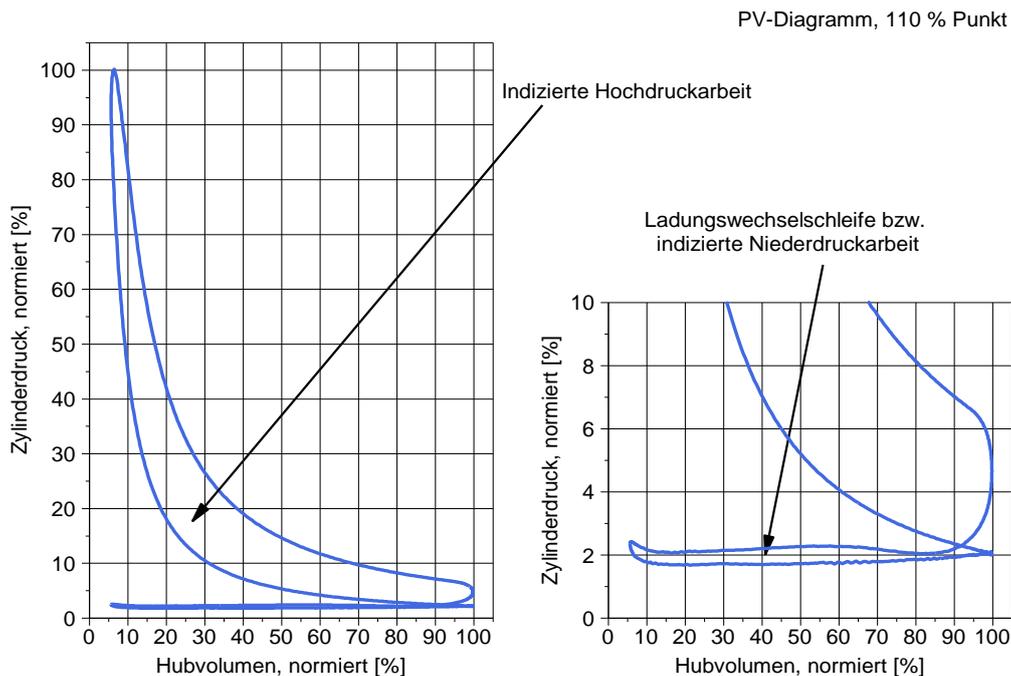
$w_{i_{ND}}$... indizierte Arbeit der Niederdruckschleife

p ... Zylinderdruck

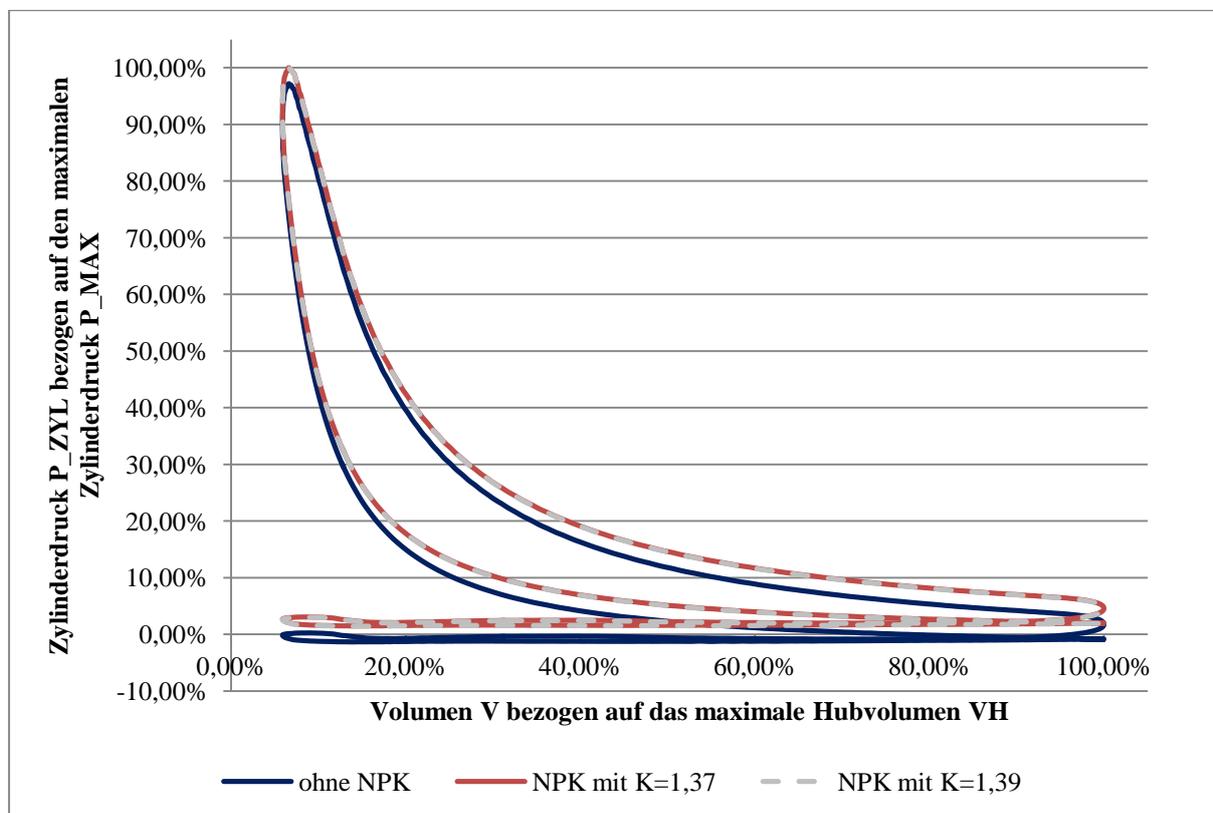
V ... Brennraumvolumen

Diese Definition verwendet für die Berechnung Arbeit der Niederdruckschleife (siehe Abbildung 4-3) nach [12] die Daten aus zwei aufeinanderfolgenden Zyklen. Daher ist eine Aufteilung der Ladungswechsel-Arbeit sinnvoller Vgl. [12]:

$$p_{mi_{i_{ND}}} = \frac{1}{V_H} \cdot \left[\int_{V_{0^\circ KW}}^{V_{180^\circ KW}} p dV + \int_{V_{540^\circ KW}}^{V_{719^\circ KW}} p dV \right] \quad [4-16]$$



Aufgrund dieser Definition des indizierten Mitteldruckes wird klar, dass eine konstante Verschiebung des Zylinderdruckverlaufes nur eine vertikale Verschiebung der Kurve im p,V-Diagramm zur Folge hat (Abbildung 4-4). Die eingeschlossene Fläche bleibt jedoch gleich groß, d. h. die Arbeit und somit auch p_{mi} (und in weiterer Folge auch p_{mr}) sind unabhängig von der Art der Nullpunktkorrektur, was auch anhand einer Druckverlaufsanalyse verifiziert werden kann.



4.1.1.3 OT-Bestimmung

Die Bestimmung des oberen Totpunkts der Kolbenbewegung (OT) ist für die Berechnung des indizierten Mitteldrucks von größter Bedeutung. Bei einem idealen, adiabaten Motor liegt das Zylinderdruckmaximum im Schlepptrieb genau bei 0°KW , also im oberen Totpunkt. Der Wärmeübergang einer realen Kolbenmaschine nimmt jedoch kurz vor OT einen Maximalwert ein. Aufgrund der Kurbeltriebkinematik macht der Kolben in diesem Bereich jedoch keine nennenswerte Axialbewegung. Deswegen und bedingt durch Leckageverluste liegt das Zylinderdruckmaximum bei der realen Maschine im geschleppten Betrieb kurz vor OT. Die Abweichung in Bezug auf den Kurbelwinkel nennt man thermodynamischen Verlustwinkel (Abbildung 4-5). Dieser verhält sich indirekt proportional zur Drehzahl, da bei zunehmender Kolbengeschwindigkeit weniger Zeit für den Wärmeübergang zur Verfügung steht. Eine zu späte Lage des OT kommt einer Verschiebung des Zylinderdrucks nach links gleich. Das ergibt einen zu hohen Zylinderdruck beim aufwärtsgehenden Kolben, respektive einen zu niedrigen Druck beim abwärtsgehenden Kolben. Das Ergebnis ist dann ein verringerter indizierter Mitteldruck (verringertes Energieumsatz), was in weiterer Folge einen verringerten Reibmitteldruck liefert. Bei einer zu frühen OT-Einpassung sind die eben beschriebenen Verhältnisse vice versa. Eine OT-Verschiebung von $\pm 0.5^\circ\text{KW}$ bewirkt bereits eine Änderung des pmi (und somit auch p_{mr}) im Bereich von ± 1 bar!

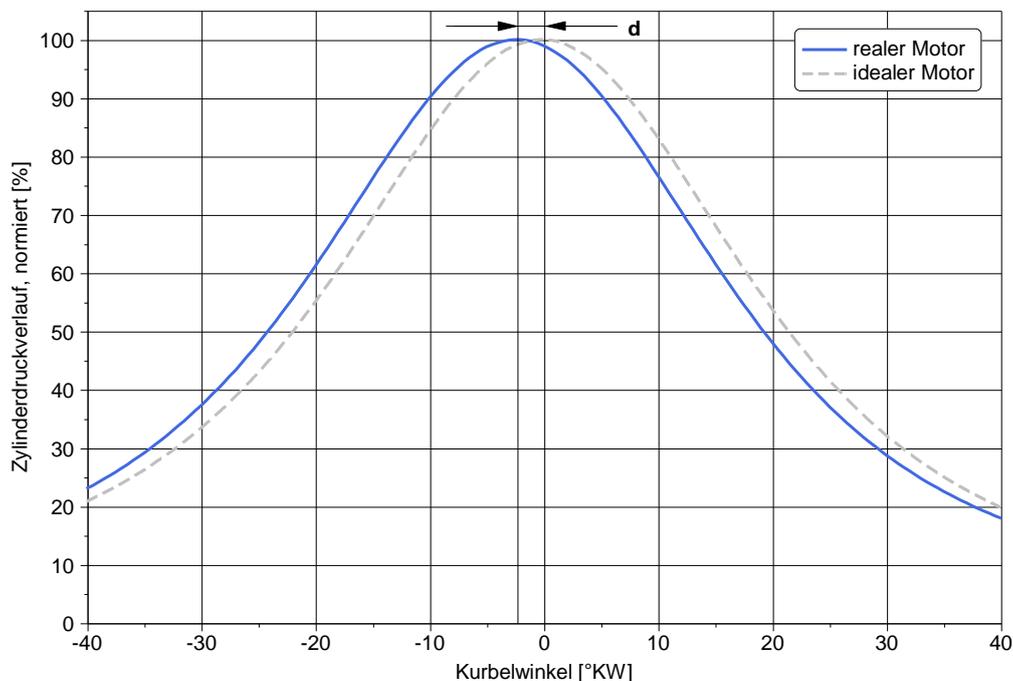


Abbildung 4-5: Thermodynamischer Verlustwinkel

Für die Einpassung des oberen Totpunkts stehen mehrere Methoden zur Verfügung:

- Statische Methode: bei dieser vergleichsweise einfachen Vorgehensweise wird der obere Totpunkt bei abgestelltem Motor mittels Mikrometerstift in Relation zum Kurbelwinkel gebracht. Die statische Methode ist jedoch nicht sehr genau, da sich die Bauteile des Kurbeltriebs im Betrieb nicht wie ideal starre Körper verhalten.
- Einpassung des OT mittels thermodynamischem Verlustwinkel: bei dieser Variante wird der Motor bei konstanter Drehzahl geschleppt, während der Zylinderdruck mitgemessen wird. Anschließend wird das Druckmaximum entsprechend dem thermodynamischen Verlustwinkel verschoben.
- Thermodynamische Einpassung: Bei diesem Verfahren werden der gemessene und der berechnete Druckverlauf über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Anschließend wird der

obere Totpunkt so gewählt, dass die Differenz der Flächen unter den Kurven ein Minimum annimmt.

- Kapazitive OT-Einpassung: Mit Hilfe des kapazitiven Messprinzips wird die Wegänderung zwischen Kolben und Messkopf gemessen und so der obere Totpunkt bestimmt. Die Kapazität ändert sich gemäß folgender Formel:

$$C = \varepsilon_0 * \varepsilon_r * \frac{A}{l} \quad [4-17]$$

mit
A ... wirksame Fläche
l ... Plattenabstand
 ε_0 ... elektrische Feldkonstante
 ε_r ... Dielektrizitätszahl

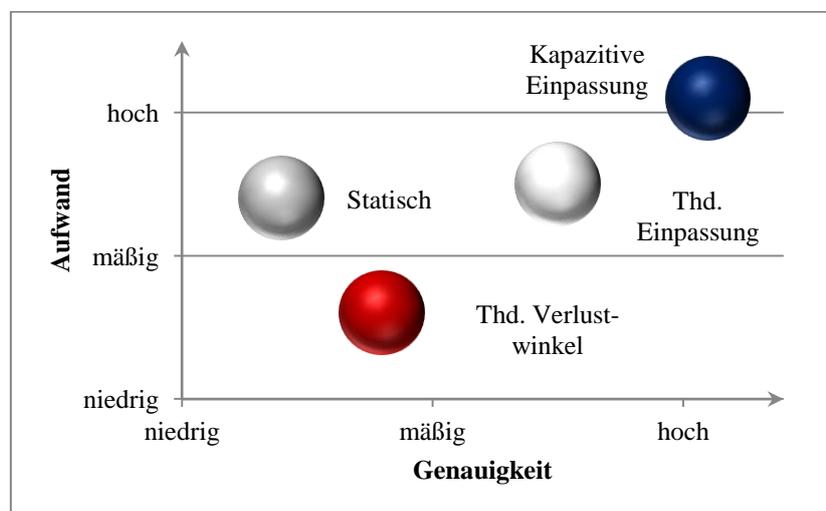


Abbildung 4-6: Vergleich verschiedener Verfahren zur OT-Bestimmung [14]

Aus Abbildung 4-6 geht hervor, dass die kapazitive Methode zwar die aufwändigste, aber auch die genaueste ist. Somit wäre die kapazitive OT-Einpassung eine Möglichkeit, um die Messunsicherheit bei der OT-Bestimmung und somit den Fehler bei der Ermittlung von p_{mi} , respektive p_{mr} , zu verringern.

4.1.1.4 Hysterese

Nach [4] sind die Kristalle der Piezokeramik der Drucksensoren sind unterhalb der Curie-Temperatur deformiert und asymmetrisch. Die einzelnen Zellen weisen in diesem Bereich spontane Polarisation auf, das heißt, sie sind piezoelektrisch. Da das Material einen Zustand minimalen Potentials anstrebt, richten sich manche benachbarte Kristalle aufgrund der ferroelektrischen Eigenschaften des Materials zueinander aus. Diese Bereiche gleicher Polarisierung nennt man Domänen. Makroskopisch betrachtet tritt jedoch noch kein piezoelektrischer Effekt auf, da die einzelnen Domänen zueinander noch unterschiedlich angeordnet sind – sie heben sich sozusagen in der Gesamtheit statistisch auf. Durch Anlegen einer relativ großen elektrischen Spannung können diese Domänen zur Polarisation gezwungen werden. Diese Polung bleibt erhalten, auch wenn das elektrische Feld wieder weggenommen wird. Je nachdem, ob der Piezokristallverbund nun be- oder entlastet wird, müssen sich die Domänen neu orientieren. Dieser Effekt bewirkt das Hystereseverhalten der Druckquarze. Während einer Belastung entsteht somit bei gleichem Druck eine betragsmäßig andere Spannung als während einer Entlastung (Abbildung 4-7).

Der Hysteresefehler wird nach [4] wie folgt definiert:

$$F_H = \frac{U \uparrow - U \downarrow}{P_{max} - p_0} * 100 \% \quad [4-18]$$

mit
 F_H ... Hysteresefehler
 $U \uparrow$... Spannung bei Belastung
 $U \downarrow$... Spannung bei Entlastung
 P_{max} ... Maximaldruck
 p_0 ... Umgebungsdruck

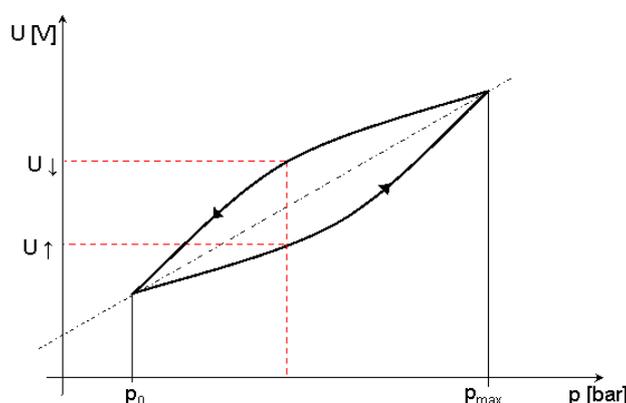


Abbildung 4-7: Hystereseschleife[4]

4.1.1.5 Nichtlinearität

Wie man bereits an der Hysteresekurve erkennen kann, verhält sich die Spannung in Realität nicht linear zum Druck. Diese Abweichung wird vom Lieferanten meist mittels Toleranzband angegeben (Abbildung 4-8).

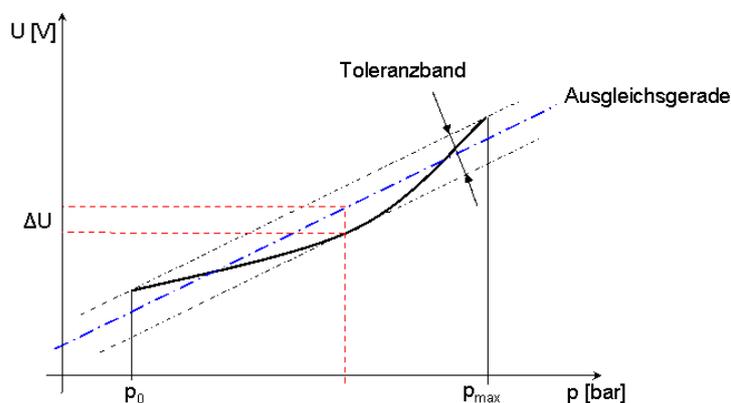


Abbildung 4-8: Nichtlinearität [4]

4.1.1.6 Thermoschock

Aufgrund der starken Temperaturunterschiede während des gefeuerten Betriebes kommt es am Drucksensor zu Verspannungen, die ebenfalls zu einer Verfälschung des Messergebnisses führen (Abbildung 4-9). Dieser Effekt wird als Thermoschock bezeichnet. Somit tritt der

Fehler durch Thermoschock bei jedem Arbeitstakt aufgrund der hohen Verbrennungstemperaturen auf. Da die Zeitspanne innerhalb derer dieser Effekt auftritt sehr kurz ist, spricht man hier von Kurzzeitdrift. Eine teilweise Kompensation des Thermoschocks erreicht man durch die Verwendung wassergekühlter Drucksensoren. Weitere Möglichkeiten diese Fehlerquelle auszuschalten sind Flammenschutz oder eine zurückgezogene Bohrung für den Sensor, wobei hier zu beachten ist, dass die Bohrung keinesfalls tiefer sein sollte als der Durchmesser, da ansonsten Druckwellen das Messergebnis ebenfalls verfälschen können.

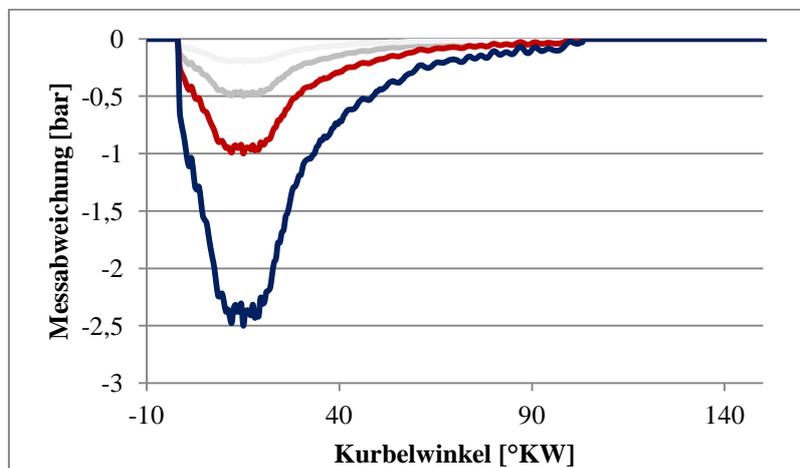


Abbildung 4-9: Thermoschockfehler im 110 % - Punkt

Für die Zylinderdruckindizierung wird unter Berücksichtigung der eben beschriebenen Fehlerarten eine Fehlerbetrachtung durchgeführt (Tabelle 4-1). „Worst case“ bezieht sich dabei auf die Herstellerangaben der verwendeten Sensoren im Datenblatt. „Best case“ berücksichtigt die reale Betriebserfahrung anhand von Kalibrierprotokollen vom Prüfstand.

Tabelle 4-1: Einflüsse und Messunsicherheiten der Zylinderdruckindizierung

Fehlerart	worst case Sensortoleranz (lt. Datenblatt)	best case Sensortoleranz (Betriebserfahrung MTU)
OT-Versatz ⁵	$\pm 0.2 \text{ }^\circ\text{KW}$	$\pm 0.1 \text{ }^\circ\text{KW}$
Linearisierung + Hysterese ⁶	$\pm 0.5 \text{ \% FSO (250 bar)}$	$\pm 0.2 \text{ \% FSO (250 bar)}$
Thermoschock ⁷	- 1.0 bar	- 0.5 bar
Leistungsmessung ⁸	< 0.3 % vom Messwert	< 0.1 % vom Messwert

⁵ OT-Einstellung: thermodynamischer Verlustwinkel 0.6°KW bei 600 U/min

⁶ Kistler 6061 gekühlt

⁷ Kistler 6061 gekühlt

⁸ Drehmomentmessflansch mit HBM T40 2 kNm

Damit ergeben sich in den betrachteten Betriebspunkten für den indizierten Mitteldruck, den effektiven Mitteldruck und den Reibmitteldruck nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate im gefeuerten Betrieb mit Zylinderdruckindizierung folgende Absolut- und Relativfehler (Tabelle 4-2).

Tabelle 4-2: Fehlergrenzen bei Ermittlung der Mitteldrücke durch Zylinderdruckindizierung

		pmi [%]	pme [%]	pmr [%]
D2-1	worst case	± 1.81 %	± 0.30 %	± 20.83 %
	best case	± 0.91 %	± 0.10 %	± 9.97 %
D2-3	worst case	± 2.19 %	± 0.30 %	± 14.13 %
	best case	± 1.07 %	± 0.10 %	± 6.68 %
D2-5	worst case	± 3.50 %	± 0.30 %	± 7.94 %
	best case	± 1.77 %	± 0.10 %	± 3.96 %

Eine Fehlerabschätzung für drei verschiedene Lastfälle (110 %, 50 % und 10 % Nennleistung) ergibt, dass die Genauigkeit der Berechnung des Reibmitteldrucks im besten Fall ±4–10 % beträgt. Im schlechtesten Fall jedoch kann die Messabweichung bis zu ±20 % betragen. Eine große Rolle spielt hierbei die Genauigkeit der OT-Bestimmung. Dies wird verdeutlicht, indem man diese bei der Fehlerfortpflanzungsrechnung nicht berücksichtigt. So verbessern sich die Abweichungen des Reibmitteldrucks auf einen Bereich von ±2-5 % im best case bzw. ±4-10 % im worst case.

4.1.2 Schleppversuch

Aufgrund der zuvor beschriebenen Messunsicherheit bei der Zylinderdruckindizierung wird ein Verfahren gesucht, mit dem man die Ergebnisse aus den gefeuerten Versuchen plausibilisieren kann.

Mit der Einschränkung, dass die Schleppversuche nur als Relativvergleich einzelner Hardwarevarianten vorgesehen werden, ohne dabei den Reibmitteldruck bestimmen zu wollen, kann die Messgenauigkeit gegenüber der Indiziermethode von ± 4-10% auf ± 0.1 % verbessert werden. Dies entspricht der Messunsicherheit der Drehmomentmessung am Prüfstand. Als Vergleichsgröße dient dabei nicht der Reibmitteldruck, sondern der effektive Mitteldruck pme, der je nach Versuchsführung auch Ladungswechselverluste beinhaltet. Bedingung für den Vergleich unterschiedlicher Tribosysteme ist hierbei, dass Arbeitsschleife und Ladungswechsel immer gleich eingestellt und konstant gehalten werden.

Hauptnachteil beim Schleppversuch sind Abweichungen zu den realen Betriebsbedingungen eines Verbrennungsmotors. Aus diesem Grund wird im Rahmen dieser Arbeit versucht, die Schleppmessungen an den realen Motorbetrieb anzunähern.

Diese können, für jeden Betriebspunkt entweder mit der gleichen Luftmasse, oder mit dem gleichen Spitzendruck wie im gefeuerten Betrieb durchgeführt werden. Bei gleicher Füllung erhält man die gleiche Kompressionslinie wie im gefeuerten Betrieb (Abbildung 4-10).

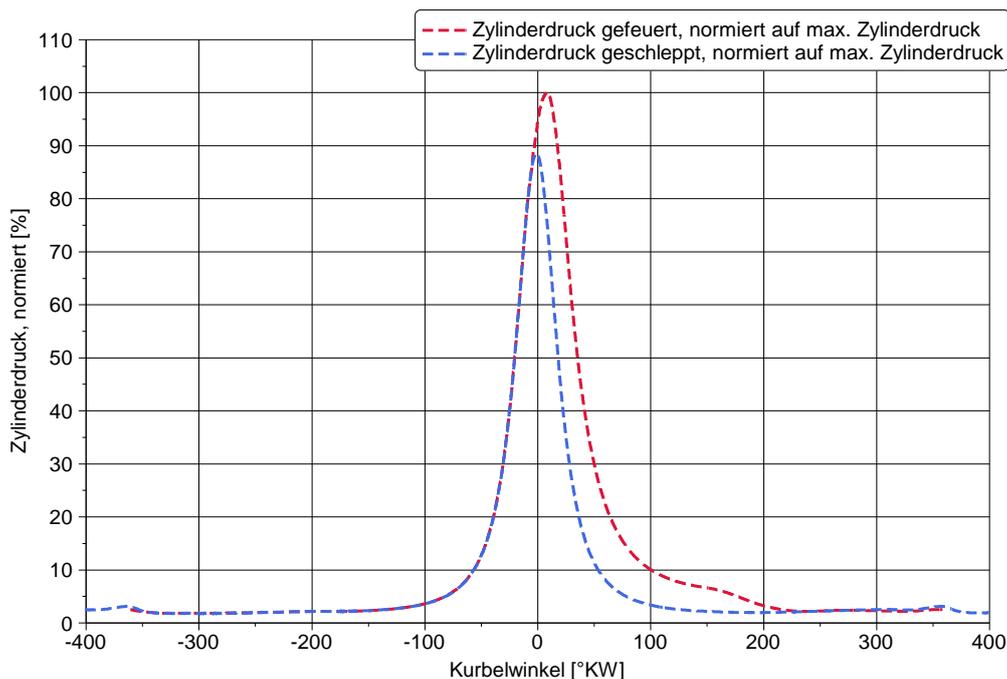


Abbildung 4-10: Zylinderdruckverlauf gefeuert - geschleppt gleiche Füllung

Bei gleichem Spitzendruck (siehe Tabelle 4-3, „gleicher P_MAX“) stellt sich hingegen zwar eine andere Kompressionslinie, jedoch annähernd die gleiche Anpresskraft zwischen Kolbenringen und Laufbuchse wie im gefeuerten Betrieb ein. Das Druckmaximum verschiebt sich jedoch dennoch nach „früh“ (Abbildung 4-11).

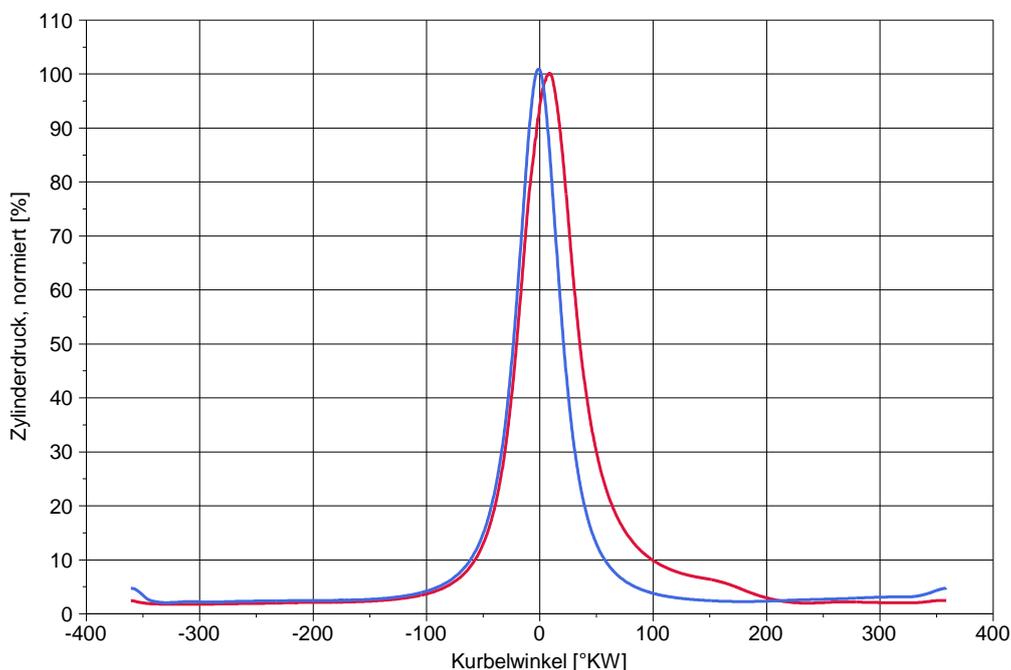


Abbildung 4-11: Zylinderdruckverlauf gefeuert - geschleppt gleicher Spitzendruck

Tabelle 4-3 zeigt verschiedene Varianten, die für die Schleppmessungen betrachtet werden. Als Vergleichsbasis dient dabei der gefeuerte Motorbetrieb. Zusätzlich zu den oben beschriebenen Varianten „gleiche Füllung“ und „gleicher P_MAX“ (Abbildung 4-12) können Schleppmessungen in „geschleppt kalt“ und „geschleppt heiß“ unterteilt werden. Meist wird der Motor im Schleppbetrieb „kalt“ betrieben, das heißt, man stellt den gewünschten Betriebspunkt und die zugehörigen Randbedingungen ein, während das Aggregat geschleppt

wird. Sobald das System eingeschwungen ist, wird mit der Messung begonnen. Dann entsprechen die Bauteil- und Schmierfilmtemperaturen jedoch nicht den Temperaturen wie sie im realen Motorbetrieb aufträten.

Bei der Variante „geschleppt heiß“ wird der Motor zuerst gefeuert betrieben, damit sich Bauteil- und Schmierfilmtemperaturen, sowie Verformungen wie im realen Motorbetrieb einstellen. Nach dem Einschwingen des Systems wird die Zündung abgeschaltet, direkt im Anschluss werden die Schleppmessungen durchgeführt. Dadurch liegen während der Messungen ähnliche Schmierfilmtemperaturen und Bauteilverformungen vor, wie im gefeuerten Betrieb. Nachteil ist dabei jedoch, dass die Temperaturen und Verformungen während der Schleppversuche somit nicht stationär sind.

Tabelle 4-3: Varianten des Schleppversuchs

	gefeuert	geschleppt kalt		geschleppt heiß	
		gleiche Füllung	gleicher P_MAX	gleiche Füllung	gleicher P_MAX
Anpresskraft der Kolbenringe	Basis	kleiner	≈ gleich	kleiner	≈ gleich
Temperaturen	Basis	kleiner	kleiner	≈ gleich	≈ gleich

Zu beachten ist dabei, dass die Einstellung des gleichen Spitzendrucks ebenfalls über die Luftmasse vorgenommen wird, um den Einfluss der Zylinderdrucksensoren bei dieser Variante auszuschließen.

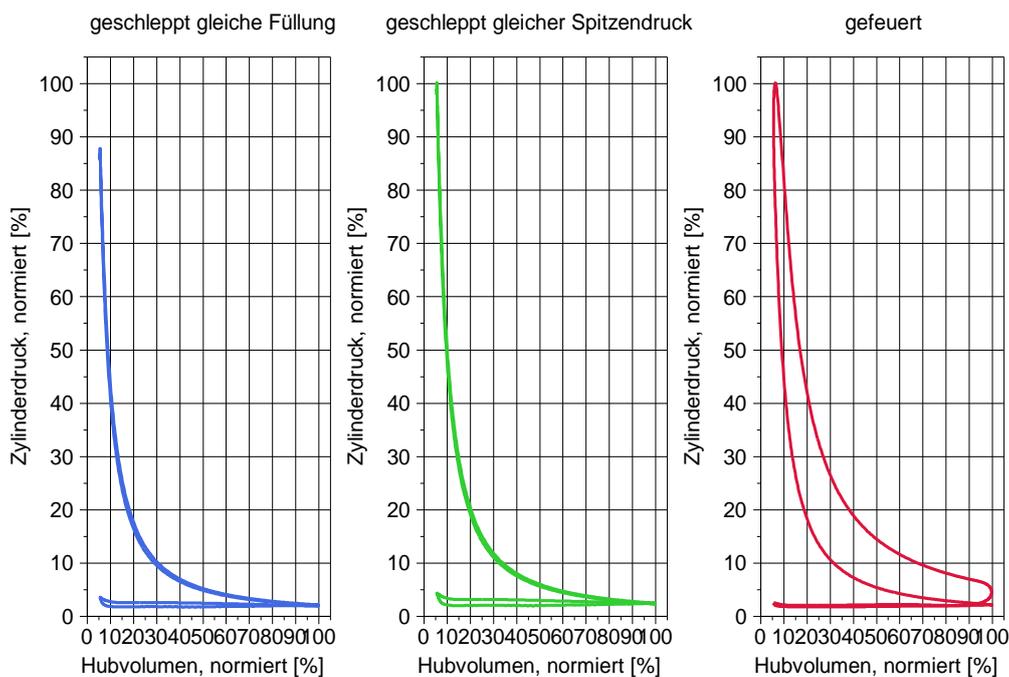


Abbildung 4-12: Varianten des Schleppversuchs

4.1.3 Auslaufversuch

Auch diese Methode zur Reibleistungsmessung wird im ersten Versuchsblock getestet. Wie bereits beschrieben, dient hier der Drehzahlabfall pro Zeit nach dem Ausschalten der Zündung als Messgröße. Ein Vorteil dieser Methode gegenüber den anderen Messmethoden am Prüfstand wäre, dass die Möglichkeit bestünde, die Reibungsverluste der Asynchronmaschine nicht in das Ergebnis einfließen zu lassen. Dazu müsste man aber den Antriebsstrang des Prüfstandes beim Abschalten mechanisch vom Prüfling entkoppeln. Des Weiteren hätte man die Möglichkeit, Ladungswechselverluste durch Deaktivierung des Ventiltriebes von der Reibleistungsmessung auszugrenzen. Auf diese Möglichkeiten wird jedoch im Rahmen dieser Arbeit aus Zeitgründen nicht zurückgegriffen. Außerdem hat man mit der Schleppe Methode bereits eine weniger aufwändige Alternative zur Zylinderdruckindizierung zur Auswahl. Ähnlich wie bei der Schleppe Methode kann man auch beim Auslaufversuch auf den Reibmitteldruck schließen. Bei Deaktivierung des Ventiltriebes und Entkoppelung der Asynchronmaschine vom Prüfling kann man mit Hilfe des Drehzahlgradienten unter Anwendung des Drehimpuls-Satzes auf das Reibmoment rückrechnen:

$$J\ddot{\phi} = -M_R \quad [4-19]$$

$$J \cdot \frac{d\dot{\phi}}{dt} = -M_R \quad [4-20]$$

Nach [8] ist es für konventionelle Berechnungen zulässig, von einem konstanten, mittleren Massenträgheitsmoment auszugehen. Die vom Kurbelwinkel abhängige Veränderung wird dabei vernachlässigt. „Stattdessen wird der konstante Anteil des Kurbel-Massenträgheitsmomentes um den zeitlichen Mittelwert des veränderlichen Anteils vergrößert.“ [8] Somit kann man den Reibmitteldruck p_{mr} wie folgt berechnen:

$$J \cdot \int d\dot{\phi} = -M_R \int dt \quad [4-21]$$

$$J \cdot (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) = -M_R \cdot (t_2 - t_1) \quad [4-22]$$

$$M_R = -\frac{J \cdot \Delta\dot{\phi}}{\Delta t} = -\frac{J \cdot \Delta\omega}{\Delta t} \quad [4-23]$$

$$M_R = -\frac{J \cdot \Delta\omega}{\Delta t} \quad [4-24]$$

$$\text{mit } \omega = \frac{n\pi}{30} \quad [4-25]$$

$$M_R = -\frac{J \cdot \Delta n \cdot \pi}{30 \cdot \Delta t} \text{ [Nm]} \quad [4-26]$$

$$p_{mr} = \frac{M_R}{V_H} \cdot 10^{-5} \text{ [bar]} \quad [4-27]$$

4.2 Versuchsdurchführung und Ergebnisse

Die folgenden Messverfahren werden am Prüfstand eingesetzt und anhand von Vorüberlegungen und Messergebnissen bezüglich Zuverlässigkeit, Genauigkeit, Reproduzierbarkeit und Nähe zum realen Motorbetrieb analysiert:

- Zylinderdruckindizierung
- Schleppmessung
- Auslaufversuch

4.2.1 Zylinderdruckindizierung

Zur Bewertung dieser Messmethode werden die bereits beschriebenen drei Betriebspunkte D2-1, D2-3 und D2-5 am Prüfstand untersucht. Die Zylinderdruckindizierung wird als Vergleichsbasis für die Reibleistungsmessungen herangezogen. Die Indiziermethode ist im geplanten Versuchsprogramm die einzige Methode zur Ermittlung des Reibmitteldruckes p_{mr} . Zur Beurteilung der Messergebnisse kommen bei diesen Versuchen zwei Indizierquarze zum Einsatz. Zur Auswertung der gefeuerten Messungen werden Druckverlaufsanalysen (DVA) durchgeführt, um die Qualität der Indizierung über den Analyse-Wirkungsgrad zu bewerten. Der Analyse-Wirkungsgrad setzt den aus der DVA gewonnenen Summenbrennverlauf mit der chemisch gespeicherten Energie des Kraftstoffes ins Verhältnis. Der Reibmitteldruck p_{mr} über ein Arbeitsspiel wird dabei nach folgender Formel ermittelt:

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me} \quad [4-28]$$

Abbildung 4-13 zeigt die Unterschiede zwischen dem effektivem Mitteldruck p_{me} und den indizierten Mitteldrücken p_{mi} der beiden Indizierquarze bei Reproduktionsmessungen nach dem Einlaufprogramm für Wiederholungsmessungen im D2-1 Punkt.

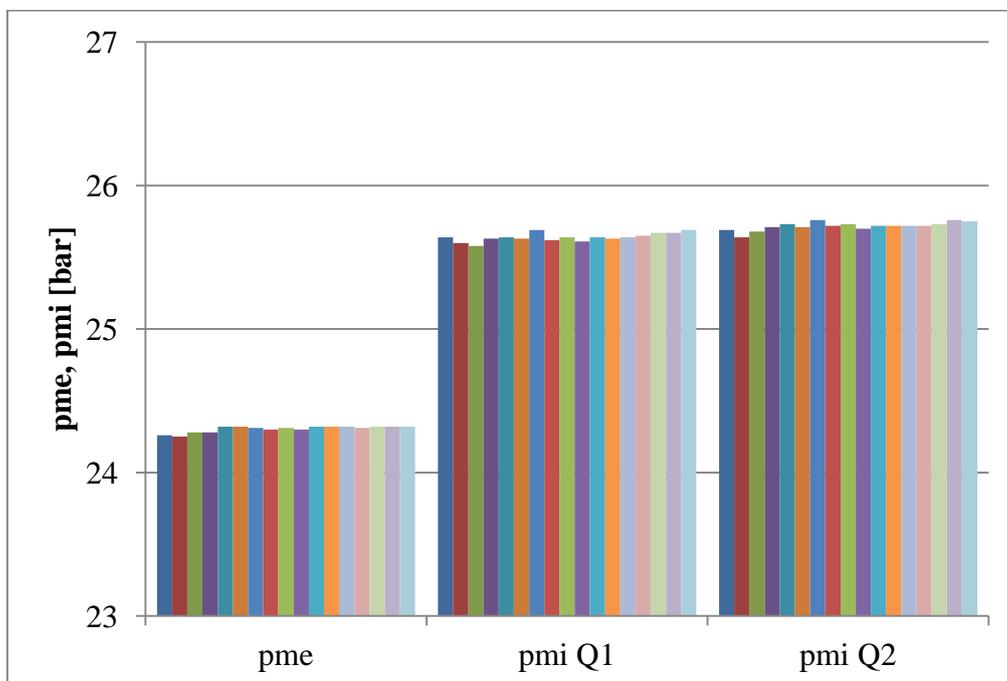


Abbildung 4-13: Effektiver Mitteldruck, indizierter Mitteldruck Quarz 1, indizierter Mitteldruck Quarz 2

Da es sich, wie bereits beschrieben, beim Reibmitteldruck um eine wesentlich kleinere Größe handelt, als bei effektiven und indiziertem Mitteldruck, sind die Reibmitteldrücke für beide Druckquarze separat in Abbildung 4-14 dargestellt (D2-1-Punkt).

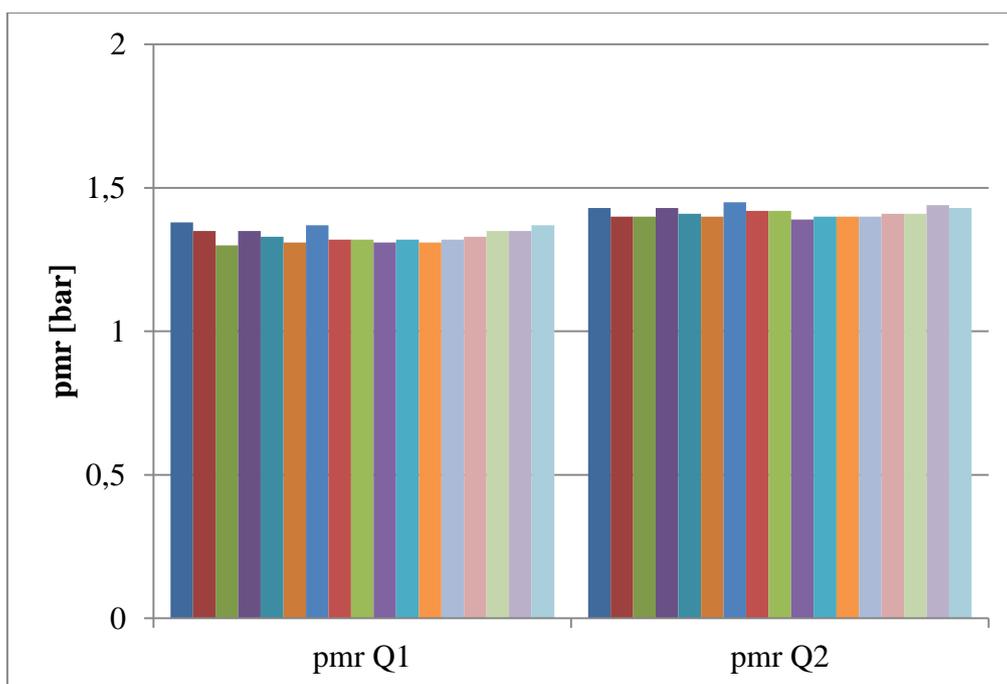


Abbildung 4-14: Reibmitteldruck Quarz 1, Reibmitteldruck Quarz 2

Die Mittelwerte und Standardabweichungen sind in Tabelle 4-4 festgehalten. Dabei werden die Standardabweichungen auf die Mittelwerte der Absolutwerte bezogen und somit in Prozent angegeben. Dies wird auch für die folgenden Tabellen so beibehalten.

Tabelle 4-4: Vergleich der Standardabweichungen der unterschiedlichen Mitteldrücke

	Mittelwerte [bar]	Standardabweichung [bar]	Standardabweichung [%]
Effektiver Mitteldruck p_{me}	24.30	0.022	0.09
Indizierter Mitteldruck Quarz 1 p_{mi} Q1	25.64	0.028	0.11
Reibmitteldruck Quarz 1 p_{mr} Q1	1.33	0.024	1.76
Indizierter Mitteldruck Quarz 2 p_{mi} Q2	25.72	0.028	0.11
Reibmitteldruck Quarz 2 p_{mr} Q2	1.41	0.016	1.16

Man erkennt daraus den bereits in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Effekt, dass kleine Streuungen in effektivem und indiziertem Mitteldruck zu großen Streuungen im Reibmitteldruck führen.

Die Analysewirkungsgrade sind für beide Druckquarze in Abbildung 4-15 aufgetragen.

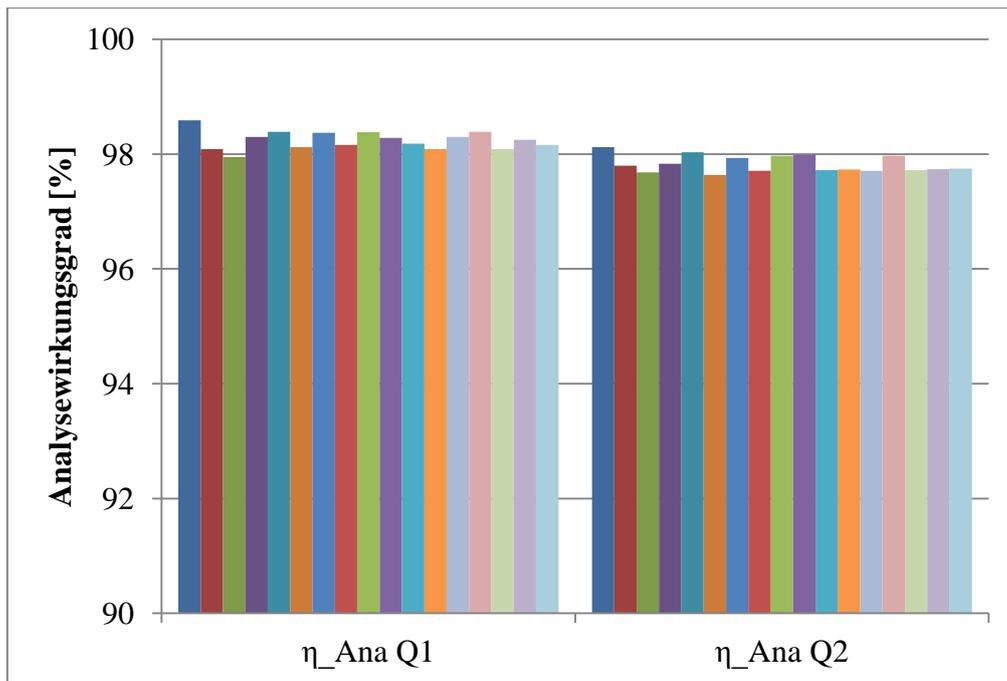


Abbildung 4-15: Analysewirkungsgrad Quarz 1, Analysewirkungsgrad Q2

Aufgrund der eben beschriebenen Messunsicherheiten ist die Zylinderdruckindizierung zur Bestimmung des Reibmitteldrucks zwar in Ordnung, bedarf jedoch noch einer Plausibilisierung mit Hilfe einer alternativen Messmethode. Die Zylinderdruckindizierung ermöglicht Reibleistungsmessungen bei gefeuertem Betrieb im gesamten Motorkennfeld – und das bei hinreichender Messgenauigkeit. Daher bildet die Indiziermethode die Basis für die Reibleistungsmessungen.

4.2.2 Schleppmessungen

Die Schleppmessungen sollen gemäß den Vorüberlegungen eine Plausibilisierung der Ergebnisse der Zylinderdruckindizierung liefern. Die genaue Vorgangsweise wird in den folgenden Kapiteln beschrieben.

4.2.2.1 Schleppmessungen „kalt“

Dabei werden die Schleppmessungen mit kalten Bauteilen in den zwei unterschiedlichen Varianten „gleicher Spitzendruck“ und „gleiche Füllung“ wie im gefeuerten Betrieb durchgeführt. In Abbildung 4-16 sind die Ergebnisse für Wiederholungsmessungen analog zum D2-1 Punkt dargestellt.

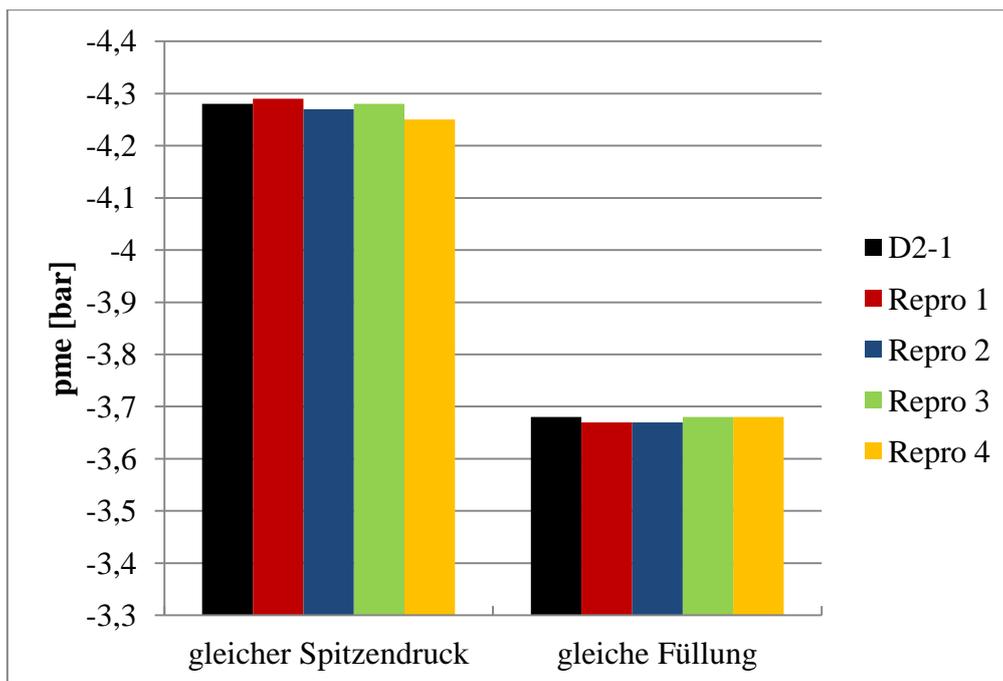


Abbildung 4-16: Schleppmessungen "kalt" - gleicher Spitzendruck vs. gleiche Füllung

Hierbei ergeben sich Mittelwerte und Standardabweichungen gemäß Tabelle 4-5.

Tabelle 4-5: Ergebnisse der Schleppmessungen "kalt" - gleicher Spitzendruck vs. gleiche Füllung

	Mittelwert (MW) [bar]	Standardabweichung σ [bar]	Standardabweichung σ [%]
gleicher Spitzendruck	-4.27	0.014	0.32
gleiche Füllung	-3.68	0.005	0.13

Dabei ist zu beachten, dass der Spitzendruck stets über die Füllung eingestellt wird, um die Messunsicherheit der Zylinderdruckmessung nicht in das Ergebnis einfließen zu lassen.

Die Betrachtung der Standardabweichungen zeigt, dass Schleppmessungen bei „kaltem“ Motor unabhängig von der gewählten Variante eine Erhöhung der Messgenauigkeit gegenüber der Zylinderdruckindizierung herbeiführen. Für Relativvergleiche verschiedener Hardware-Varianten ist diese Messgenauigkeit ausreichend, weshalb Schleppmessungen „kalt“ eine gute Alternative zur Plausibilisierung der Indiziermethode darstellen.

4.2.2.2 Schleppmessungen „heiß“ – Umschaltversuch

Der Umschaltversuch entspricht der zuvor beschriebenen Variante „geschleppt heiß“. Dabei wird der Messpunkt zunächst gefeuert eingestellt. Nach dem Einschwingen des Systems wird die Messung gestartet. Nach einer Haltezeit von 10 Minuten wird die Zündung ausgeschaltet und die Betriebsart der Belastungseinrichtung vom Generatorbetrieb in den Motorbetrieb gewechselt. Weiterhin wird zwischen den Varianten „gleiche Füllung“ und „gleicher Spitzendruck“ unterschieden.

4.2.2.2.1 Einstellung der gleichen Füllung wie im gefeuerten Betrieb

Die folgenden Abbildungen dienen zur Veranschaulichung der Umschaltversuche, bei denen der Motor mit der gleichen Füllung wie im gefeuerten Betrieb geschleppt wird. Dabei zeigt Abbildung 4-17 oben den Sprung der Leistung beim Umschalten, von 110 % Nennleistung auf Schleppbetrieb. Die Drehzahl (Abbildung 4-17 unten) weicht, bedingt durch den Umschaltvorgang für einige Sekunden von der Nenndrehzahl ab.

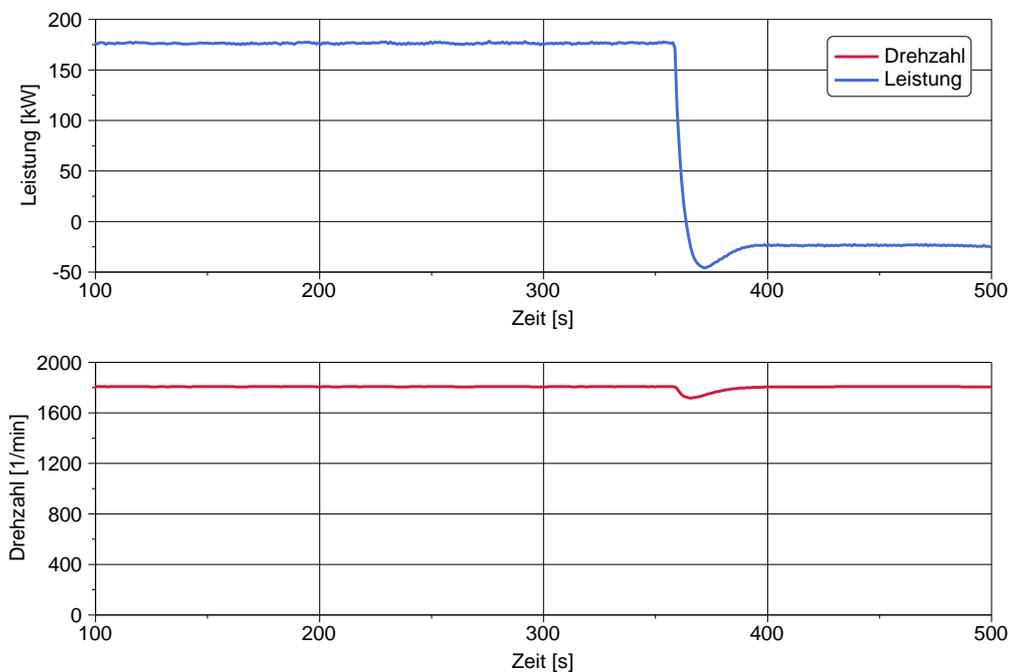


Abbildung 4-17: Verhalten von Leistung und Drehzahl beim Umschaltversuch – konstante Füllung

Aus Abbildung 4-18 geht hervor, dass der Spitzendruck bei Konstanthalten der Füllung aufgrund der im Schleppbetrieb fehlenden Gaskraft beim Umschaltvorgang sprunghaft absinkt.

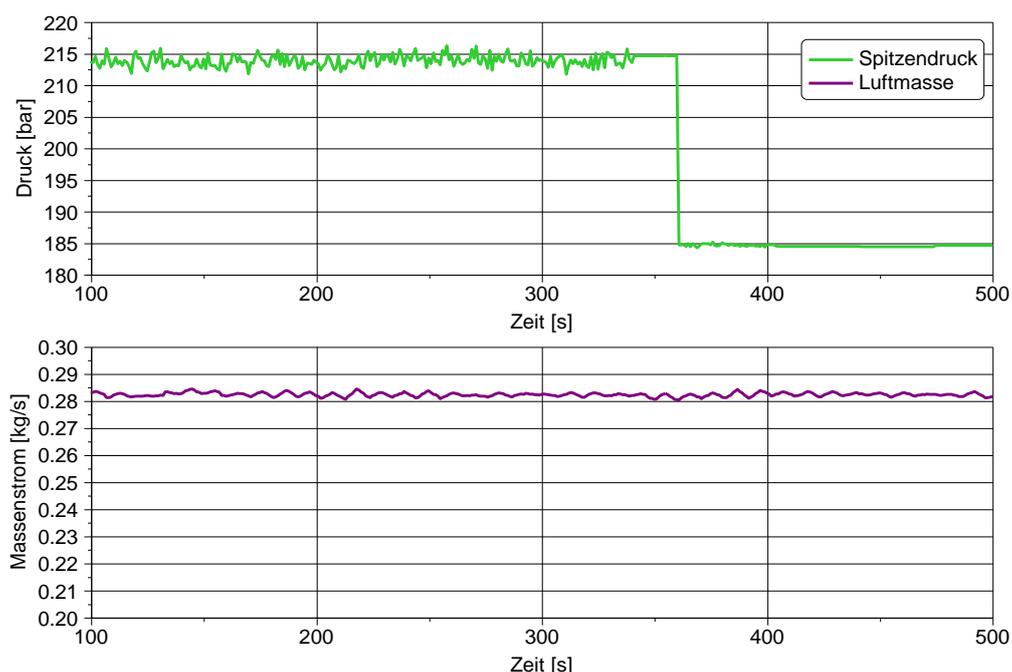


Abbildung 4-18: Spitzendruck und Füllung beim Umschaltversuch – konstante Füllung

Bedingt durch den niedrigeren Spitzendruck und die damit geringeren Anpresskräfte der Kolbenringe an die Laufbuchse sinkt die Reibkraft zwischen Kolbenringen und Zylinderlaufbuchse. Außerdem ist der Thermoschock-Fehler der Indizierquarze bei den Schleppmessungen geringer, da hier keine Verbrennung stattfindet. Durch diese Effekte erhält man nach dem Umschalten einen um bis zu 10 % niedrigeren Reibmitteldruck (Abbildung 4-19). In Abbildung 4-19 unten sind die Verläufe von Ladeluftdruck und Abgasgegendruck aufgetragen. Dabei ist zu erkennen, dass der Abgasgegendruck beim Umschaltvorgang kurzzeitig absinkt, was sich trotz des leicht steigenden Ladeluftdruckes auch in einer leichten Abnahme der Füllung abzeichnet. Die Auswertung der Schleppmessungen kann daher erst ca. 1 Minute nach dem Umschalten erfolgen.

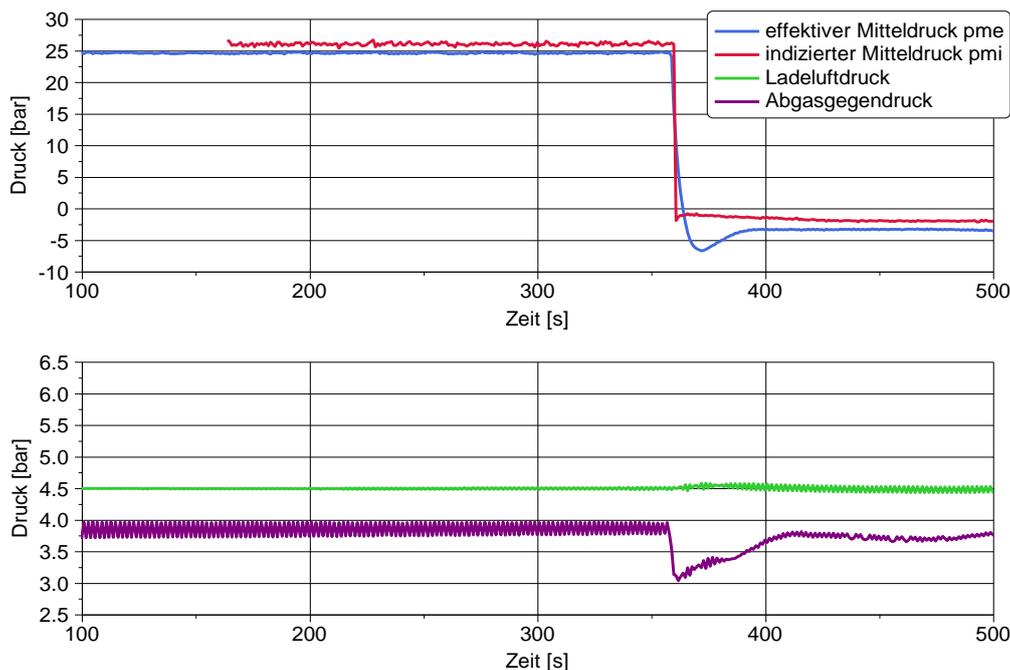


Abbildung 4-19: Verhalten von Mitteldruck, Ladeluftdruck und Abgasgegendruck beim Umschaltversuch – konstante Füllung

Abbildung 4-20 zeigt, dass die für die Reibleistungsmessung relevanten Temperaturen über die gesamte Messdauer hinweg weitgehend konstant sind, wobei am Ende des Auswertebereiches bereits ein leichtes Absinken der Lagertemperatur und der Öltemperatur nach Motor erkennbar ist.

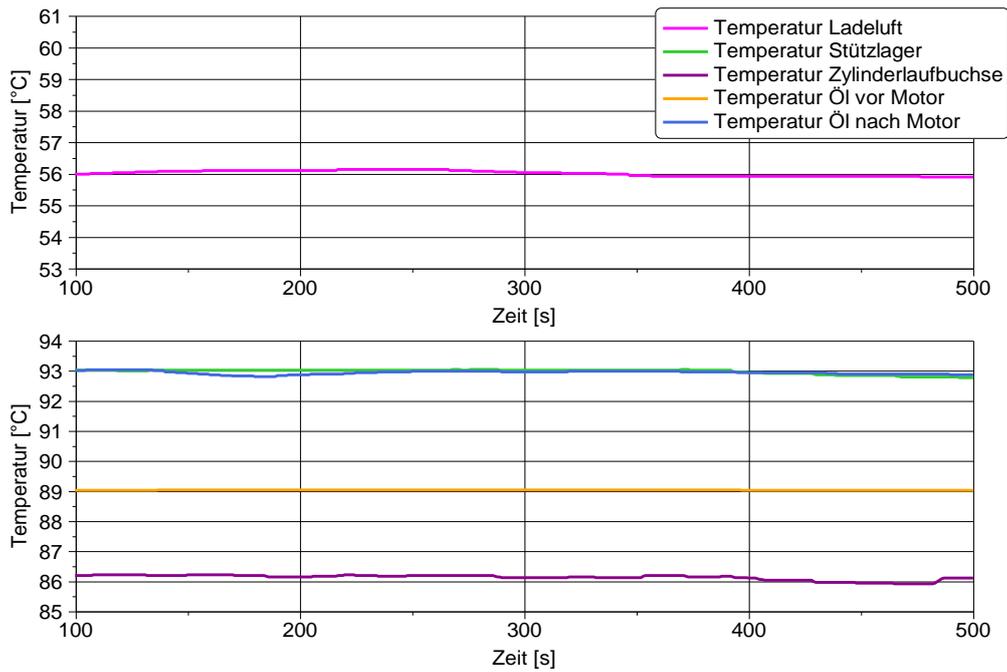


Abbildung 4-20: Motortemperaturen beim Umschaltversuch – konstante Füllung

4.2.2.2.2 Einstellung des gleichen Spitzendrucks wie im gefeuerten Betrieb

Die folgenden Abbildungen dienen zur Veranschaulichung der Umschaltversuche, bei denen der Motor mit konstantem Spitzendruck betrieben wird. Dabei zeigt Abbildung 4-21 oben den Sprung der Leistung beim Umschalten, von 110 % Nennleistung auf den Schleppbetrieb. Die Drehzahl (Abbildung 4-21 unten) bricht beim Umschaltvorgang zunächst ebenfalls ein.

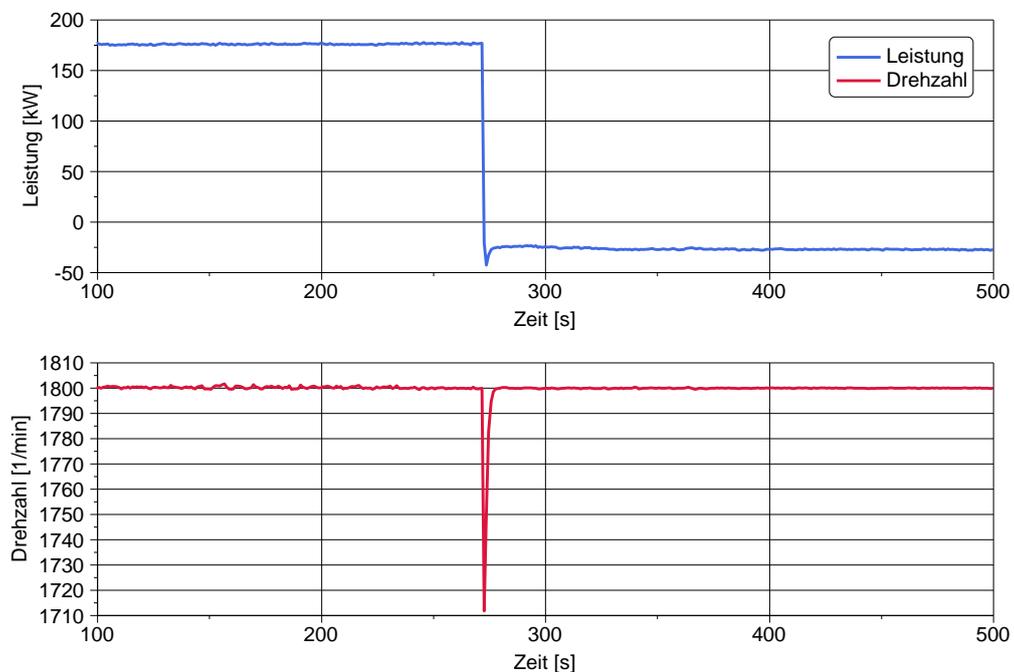


Abbildung 4-21: Verhalten von Leistung und Drehzahl beim Umschaltversuch – konstanter Spitzendruck

Aus Abbildung 4-22 geht hervor, dass die Füllung beim Umschaltvorgang erhöht werden muss, um bei fehlender Zündung den selben Spitzendruck wie im gefeuerten Betrieb zu erreichen.

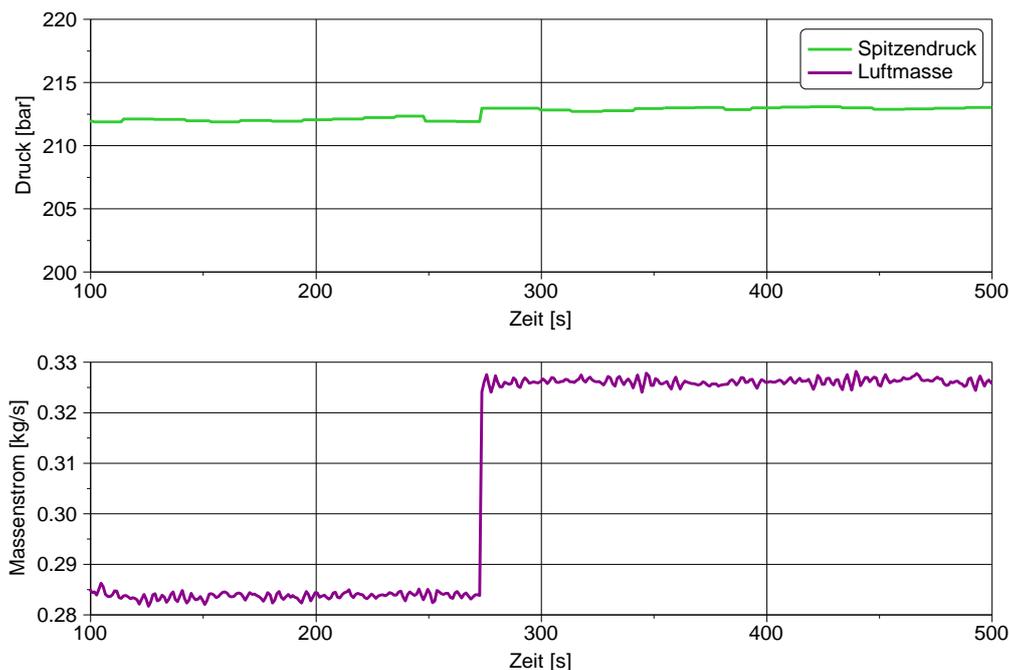


Abbildung 4-22: Verhalten von Spitzendruck und Füllung beim Umschaltversuch – konstanter Spitzendruck

Anders als bei den Schleppmessungen mit konstanter Füllung ist aufgrund des konstanten Spitzendruckes die Anpresskraft der Kolbenringe an die Zylinderlaufbuchse nach dem Umschalten annähernd die gleiche wie im gefeuerten Betrieb. Außerdem ist die Spreizung zwischen Ladeluftdruck und Abgasgedruck nach dem Umschalten größer, um den gewünschten Spitzendruck zu erzielen. Dadurch ergeben sich im geschleppten Betrieb höhere Ladungswechselverluste wodurch der Reibmitteldruck inkl. Ladungswechselverlusten nach dem Umschalten um ca. 40 % höher ist (Abbildung 4-23, Abbildung 4-24).

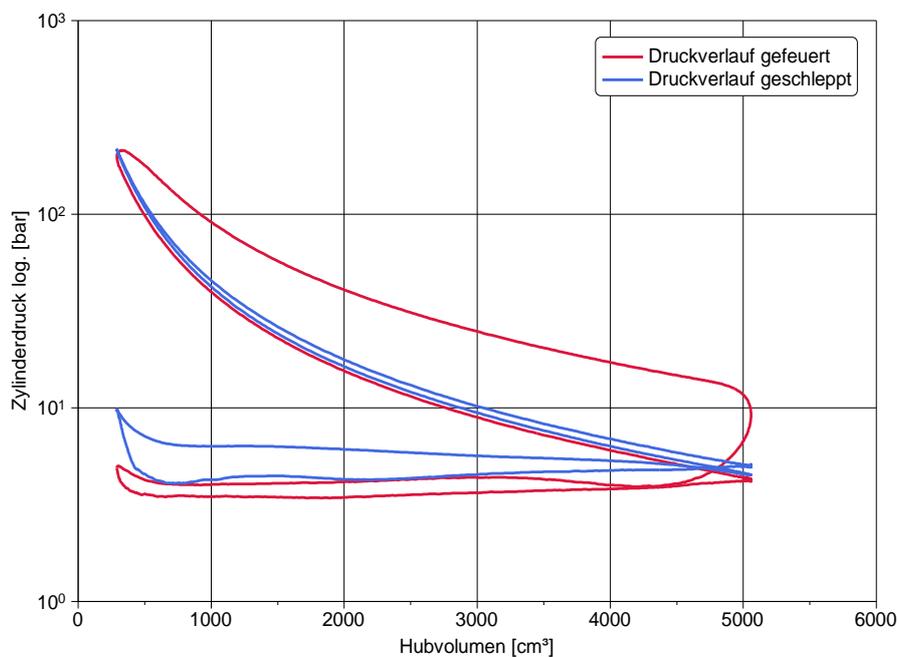


Abbildung 4-23: Zylinderdruckverlauf gefeuert vs. geschleppt

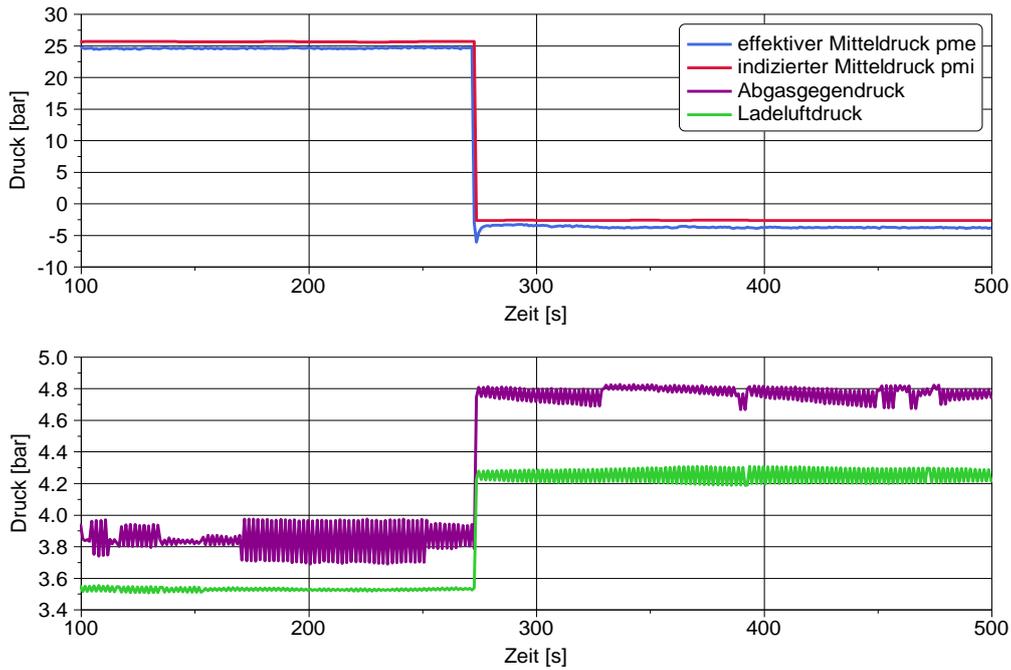


Abbildung 4-24: Verhalten von Mitteldruck, Ladeluftdruck und Abgasgegendruck beim Umschaltversuch – konstanter Spitzendruck

Um die Umschaltversuche bezüglich Reproduzierbarkeit bewerten zu können, werden auch hier einige Reproduktionsmessungen analog zum 110 % Punkt durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4-25 festgehalten.

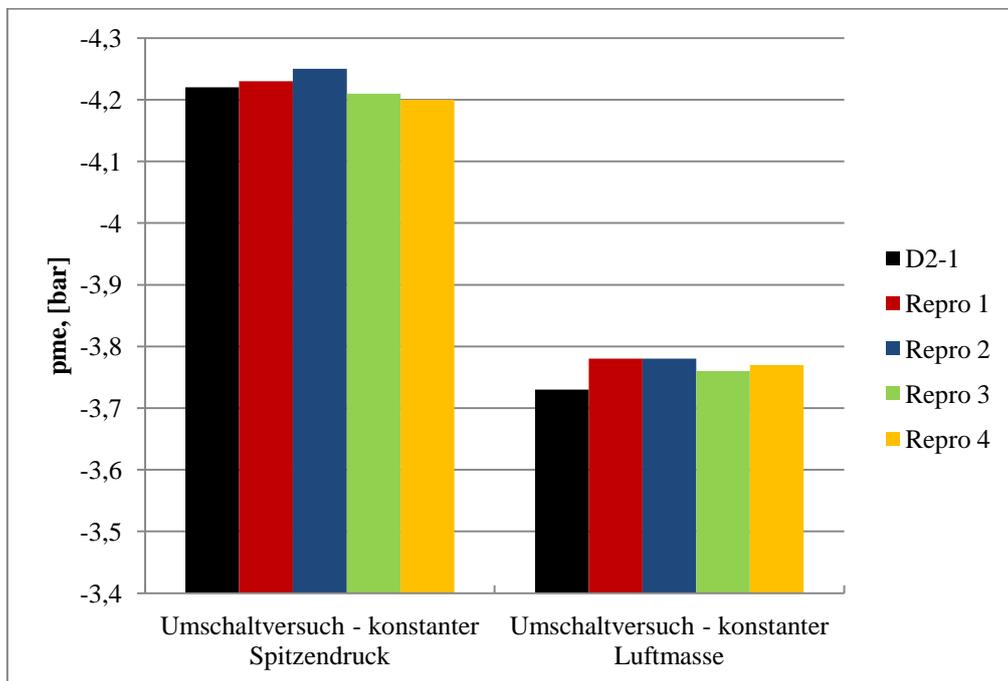


Abbildung 4-25: Schleppmessungen "heiß" – gleicher Spitzendruck vs. gleiche Luftmasse
Hierbei ergeben sich Mittelwerte und Standardabweichungen gemäß Tabelle 4-6.

Tabelle 4-6: Ergebnisse der Schleppmessungen "heiß" - gleicher Spitzendruck vs. gleiche Füllung

	Mittelwert (MW) [bar]	Standardabweichung σ [bar]	Standardabweichung σ [%]
gleicher Spitzendruck	4.22	0.41	0.41
gleiche Füllung	3.76	0.49	0.49

Somit liegen die Standardabweichungen bei den Umschaltversuchen im selben Bereich, wie bei den Schleppmessungen bei „kaltem“ Motor.

4.2.2.3 Bewertung

Wie eingangs beschrieben wird, haben die Schleppversuche bezüglich Genauigkeit und Reproduzierbarkeit einen Vorteil gegenüber der Indiziermethode, da die Messunsicherheit der Druckquarze hierbei nicht in die Messung einfließt. Zum Vergleich werden die Standardabweichungen der jeweiligen Messgröße in Tabelle 4-7 zusammengefasst.

Tabelle 4-7: Gegenüberstellung der Standardabweichungen unterschiedlicher Methoden zur Reibleistungsmessung

Messmethode	Messgröße	Standardabweichung [%]
Indiziermethode	pmr	1.76
Schleppen, kalt – gleiche Füllung	pme	0.13
Schleppen, kalt – gleicher Spitzendruck	pme	0.32
Schleppen, heiß – gleiche Füllung	pme	0.41
Schleppen, heiß – gleicher Spitzendruck	pme	0.49

Daraus ist ersichtlich, dass die Ergebnisse der Schleppmessungen grundsätzlich, wie erwartet eine geringere Streuung aufweisen.

Der Nachteil ist jedoch, dass Ladungswechselverluste und Wärmeverluste den Reibverlusten angerechnet werden. Darum eignen sich Schleppversuche nur für einen Relativvergleich unterschiedlicher Systeme. Bei Schleppmessungen, bei denen der gleiche Spitzendruck wie im gefeuerten Betrieb eingestellt wird, ist darauf zu achten, dass dieser Druck bei Reproduktionsmessungen anhand der Füllung einzustellen ist. Somit hat die Messunsicherheit der Druckquarze keinen Einfluss mehr auf die Messung und die Genauigkeit kann gesteigert werden.

Je nach Variante ergibt sich, wie bereits beschrieben, eine mehr oder weniger starke Annäherung an den realen Motorbetrieb. Die Umschaltversuche mit konstantem Spitzendruck kommen dabei hoher Messgenauigkeit dem gefeuerten Betrieb am nächsten und sind daher bevorzugt anzuwenden.

4.2.3 Auslaufversuch

Zur Evaluierung dieser Messmethode zur Bestimmung der Reibleistung werden auch hier Reproduktionsmessungen im 110 % Punkt durchgeführt und miteinander verglichen.

Der Drehzahlabfall über Zeit ist in Abbildung 4-26 für mehrere Reproduktionsmessungen des D2-1 Punktes dargestellt. Daraus ist ersichtlich, dass man zur Bewertung der Reibleistung stets den oberen Drehzahlbereich, also den Bereich kurz nach dem Abschalten des Motors (ca. 20 Sekunden), betrachten sollte. Danach streuen die Drehzahlgradienten zu sehr.

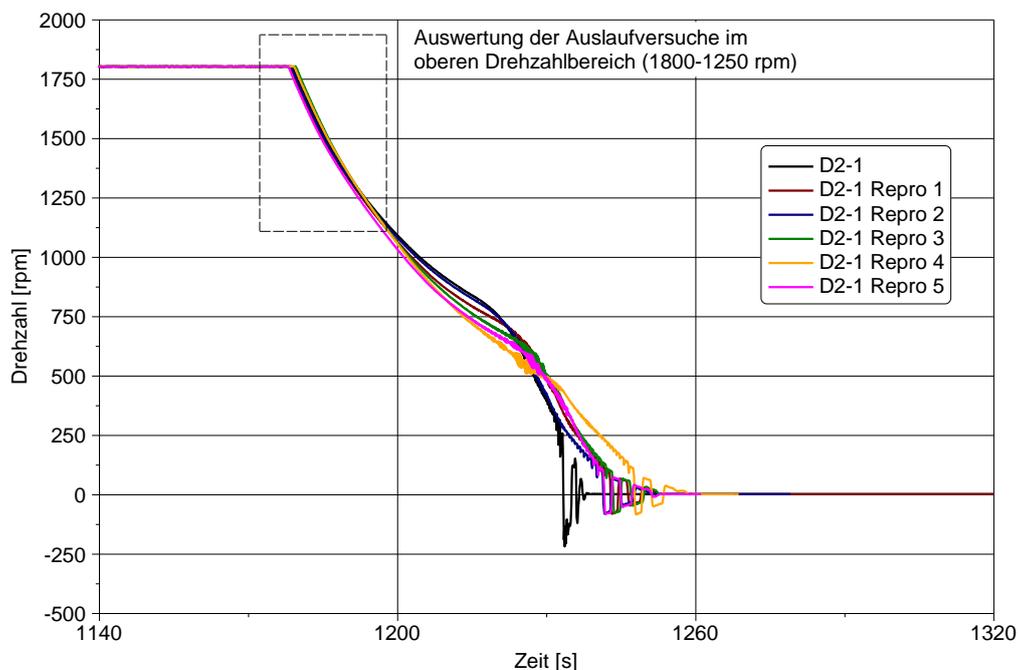


Abbildung 4-26: Drehzahl beim Abschaltversuch

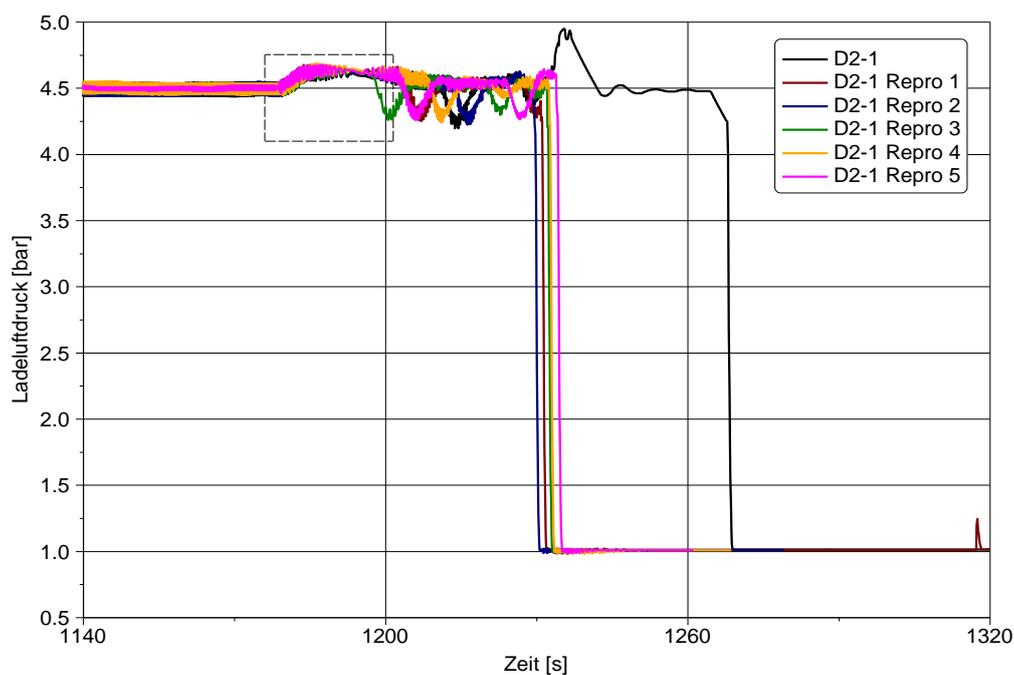


Abbildung 4-27: Ladeluftdruck beim Abschaltversuch

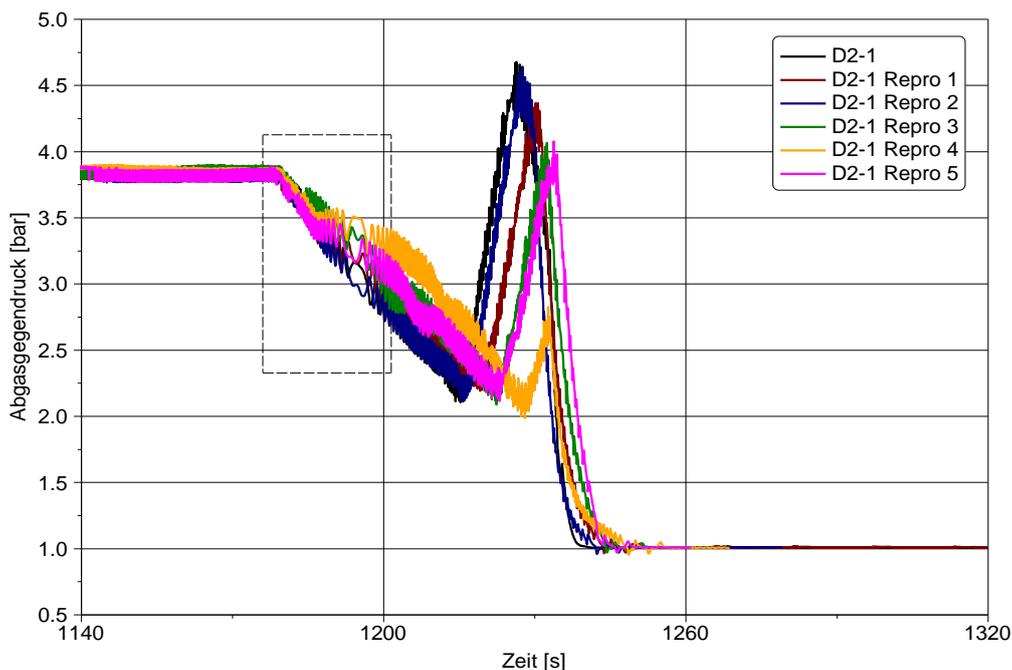


Abbildung 4-28: Abgasgegendruck beim Abschaltversuch

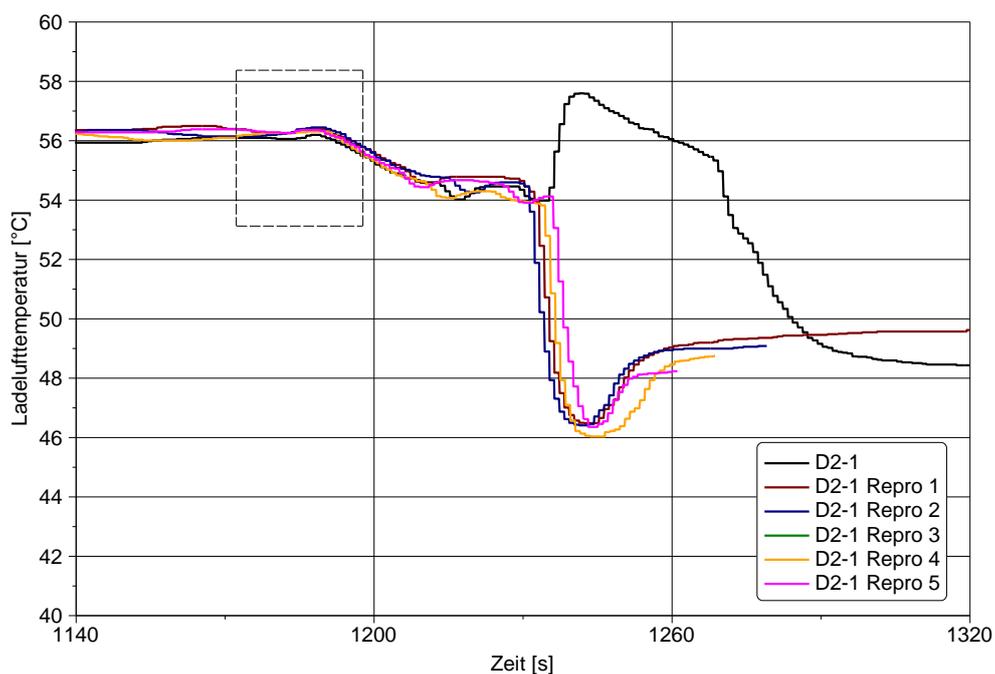


Abbildung 4-29: Ladelufttemperatur beim Abschaltversuch

Aus Abbildung 4-27, Abbildung 4-28 und Abbildung 4-29 geht hervor, dass der Grund für die starke Streuung der Drehzahlgradienten eine gewisse Streuung in den Randbedingungen ist. Dies ist auf die Regelungstechnik der Prüfstandseinrichtung zurückzuführen. Vor allem die einheitliche Regelung des Abgasgegendrucks während des Drehzahlabfalls stellt sich als problematisch dar.

Aufgrund der nicht reproduzierbaren Verläufe von Ladedruck, Ladelufttemperatur und Abgasgegendruck ändert sich die Ladungswechselarbeit sehr stark, sodass mit dieser Methode ohne Deaktivierung des Ventiltriebes keine Rückschlüsse auf die Motorreibung möglich sind. Außerdem müsste man die Asynchronmaschine während des Auslaufens mechanisch vom

Prüfling entkoppeln, oder die Reibungsverluste des Triebstranges sehr genau kennen, um diese im Anschluss abziehen zu können.

Die Nähe zum realen Motorbetrieb ist hierbei nur teilweise gegeben. Betreibt man den Motor vor dem Abschalten gefeuert, so entsprechen zumindest die Bauteil- und Schmierfilmtemperaturen dem gefeuerten Betrieb. Im Auslaufen ist jedoch die Anpresskraft der Kolbenringe aufgrund der fehlenden Gaskraft wesentlich geringer als beim gefeuerten Betrieb.

Dennoch ergeben sich bei Auslaufversuchen keine Vorteile gegenüber den Schleppmessungen, weshalb diese nicht weiter verfolgt werden.

4.3 Versuchsplan

Als Ergebnis der zuvor beschriebenen und am Prüfstand getesteten Methoden wird nun ein Versuchsplan vorgestellt, der Bewertung und Vergleich unterschiedlicher Tribosysteme in Bezug auf Ölverbrauch und Reibleistung ermöglicht.

Dieser Versuchsplan gilt für den Fall, dass für jedes Tribosystem Neuöl verwendet wird. In diesem Fall besteht das Versuchsprogramm aus den in Abbildung 4-30 dargestellten Schritten Einlaufprogramm (ELP), Ölmischung (OEM), Dauerlauf (DL) und Messungen nach Dauerlauf (n. DL).

Programm	ELP	OEM	DL	n. DL
----------	-----	-----	----	-------

Abbildung 4-30: Versuchsplan: Fahrprogramme

Das Einlaufprogramm beinhaltet dabei analog zum Vollmotor eine Variation aus Last und Drehzahl (EL). Die Ölmischung, sowie der Dauerlauf wird im 110 % Punkt (D2-1) durchgeführt. Die Messungen nach Dauerlauf erfolgen in den drei Betriebspunkten (BP) D2-1, D2-3, und D2-5 (Abbildung 4-31).

Programm	ELP	OEK	DL	n. DL
BP	EL	D2-1		D2-1 D2-3 D2-5

Abbildung 4-31: Versuchsplan: Betriebspunkte

Nach dem Einlaufprogramm hat das jeweilige Tribosystem eine Laufzeit von 3 Stunden. Die Zeit, die für eine vollständige Ölmischung benötigt wird, beträgt 24 Stunden. Der Dauerlauf erstreckt sich über eine Laufzeit von 100 Stunden. Das heißt, bei den Messungen nach Dauerlauf beträgt die Laufzeit > 127 Stunden, sodass zu diesem Zeitpunkt von einem eingelaufenem Zustand ausgegangen werden kann (Abbildung 4-32).

Programm	ELP	OEK	DL	n. DL
BP	EL	D2-1		D2-1 D2-3 D2-5
LZ [h]	0 – 3	3 – 27	27 – 127	> 127

Abbildung 4-32: Versuchsplan: Laufzeiten

Die Bestimmung des Reibmitteldruckes erfolgt mit Hilfe der Zylinderdruckindizierung (ZI), da dies die einzige Möglichkeit ist, um den Reibmitteldruck im gesamten Motorkennfeld unter realen Betriebsbedingungen zu ermitteln. Diese Messungen werden jeweils nach einem

100-stündigen Dauerlauf durchgeführt. Dies hat den Vorteil, dass zu diesem Zeitpunkt Einlaufeffekte keine Quereinflüsse mehr darstellen. Außerdem können die wassergekühlten Sensoren zur Messung des Zylinderdruckes so gezielt für die Reibleistungsmessungen in den drei Betriebspunkten D2-1, D2-3 und D2-5 eingesetzt werden. Langzeitdrift und sonstige Verschleißerscheinungen der Druckquarze können dadurch vermieden werden (während des Dauerlaufs werden zur Überwachung des Zylinderdruckes ungekühlte Quarze eingesetzt).

Während des Dauerlaufs und im Anschluss daran werden Schleppmessungen in Form von Umschaltversuchen (UV) mit konstantem Spitzendruck durchgeführt, wie bereits in Kapitel 4.2.2 beschrieben wurde. Dies hat den Vorteil, dass Einlaufeffekte über Laufzeit dokumentiert werden können. Des Weiteren erreicht man bei Umschaltversuchen eine Messgenauigkeit als bei der Zylinderdruckindizierung, wodurch auch minimale Unterschiede zwischen einzelnen Tribosystemen aufgelöst werden können. Allerdings können mit dieser Methode nur Relativvergleiche durchgeführt werden – der Reibmitteldruck kann so nicht ermittelt werden.

Programm		EL	OEK	DL	n. DL
BP		D2-1			D2-1 D2-3 D2-5
LZ [h]		0 – 3	3 – 27	27 – 127	> 127
RLM	Rel	-	UV bei 3, 5, 10, 15, 25, 40, 70, 100 h		UV
	Abs	-	-		ZI

Abbildung 4-33: Versuchsplan: Reibleistungsmessung (RLM)

Die Messung des Gesamtölverbrauchs wird zunächst mit Hilfe der RNT-Methode (Tritium als Tracer) erfolgen (Abbildung 4-34). Dabei werden – mit Ausnahme des Einlaufprogramms – über die gesamte Versuchsdauer hinweg Kondensatproben (KP) entnommen und im Labor analysiert. Die gravimetrische Messung wird währenddessen weiter optimiert. Dabei ist in erster Linie eine Optimierung des Druckausgleichs durchzuführen. Anschließend müssen die Ergebnisse der gravimetrischen Ölverbrauchsmessung mit denen der RNT-Methode abgeglichen werden. Ist dieser Abgleich erfolgreich, könnte die gravimetrische Methode die RNT Methode für zukünftige Ölverbrauchsmessungen ablösen.

Zusätzlich wird die Messung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe sowohl mit einem Heiß-FID als auch mit dem Standard FID der Abgasmessanlage (AMA) über die gesamte Versuchsdauer aufgezeichnet. Dabei ist zu beachten, dass es sich hierbei nicht um eine Möglichkeit zur Messung des Gesamtölverbrauchs handelt. Bestenfalls eignet sich diese Methode für einen Relativvergleich unterschiedlicher Tribosysteme. Voraussetzung hierfür ist, dass die Anteile von verbrannten und unverbrannten Kohlenwasserstoffen für alle Messungen konstant sind. Diese Annahme ist in erster Linie zulässig, solange das Brennverfahren nicht verändert wird. Für weitere Relativvergleiche werden jeweils am Ende des Messprogramms Partikelmessungen durch Extraktion und anschließende GC-Analyse durchgeführt.

Programm		EL	OEK	DL	n. DL
BP		D2-1			D2-1 D2-3 D2-5
LZ [h]		0 – 3	3 – 27	27 – 127	> 127
RLM	Rel	-	UV bei 3, 5, 10, 15, 25, 40, 70, 100 h		UV
	Abs	-	-		ZI
OEVM	Abs	-	RNT-Messung, KP bei 3, 27, 51, 75, 99 h		KP
	Rel	HC – Messung (HFID + AMA)			
	Rel	-			PM-GC
	Abs	-	gravimetrische OEVM (Optimierung)		

Abbildung 4-34: Versuchsplan: Ölverbrauchsmessung (OEVM)

Ein offener Punkt ist dabei jedoch eine mögliche Veränderung der Öleigenschaften über Laufzeit und die damit einhergehende Änderung der Anteile an verbrannten und unverbrannten Kohlenwasserstoffen.

Um den Einfluss der Ölalterung zu korrigieren, gibt es grundsätzlich zwei Möglichkeiten. Eine Möglichkeit ist die Verwendung von Neuöl für jedes untersuchte Tribosystem. Eine andere Möglichkeit ist die Verwendung von bereits eingelaufenem Öl, unter der Annahme, dass sich die Ölcharakteristik nach dem Einlaufverhalten (ca. 200 h) nicht mehr signifikant ändert. Eine Überwachung der Öleigenschaften durch regelmäßige Analyse von Ölproben (OEP) ist in jedem Fall unerlässlich. Dafür werden dem System in regelmäßigen Abständen Ölproben entnommen.

Programm		EL	OEK	DL	n. DL
BP		D2-1			D2-1 D2-3 D2-5
LZ [h]		0 – 3	3 – 27	27 – 127	> 127
RLM	Rel	-	UV bei 3, 5, 10, 15, 25, 40, 70, 100 h		UV
	Abs	-	-		ZI
OEVM	Abs	-	RNT-Messung, KP bei 3, 27, 51, 75, 99 h		KP
	Rel	HC – Messung (HFID + AMA)			
	Rel	-			PM-GC
	Abs	-	gravimetrische OEVM (Optimierung)		
OEA	-	OEP 0 h	OEP bei 3, 15, 27, 39, 51, 63, 75, 87, 99, 111, 123 h		OEP

Abbildung 4-35: Versuchsplan: Ölanalyse (OEA)

Der Verschleiß wird durch Vor- und Rückvermessung, sowie durch Sichtbefund beurteilt. Der in Abbildung 4-35 ist somit eine Möglichkeit unterschiedliche Kolbenring- / Laufbuchsenpaarungen in Bezug auf ihre tribologischen Eigenschaften zu testen und zu bewerten und wird daher im Rahmen der Einzylinderversuche so angewandt.

5 Schlussfolgerungen und Ausblick

Ziel dieser Abschlussarbeit war die Bewertung und Implementierung von Methoden zur Bestimmung von Reibleistung und Ölverbrauch am Einzylindermotor, mit dem Anspruch, damit im weiteren Projektverlauf unterschiedliche Kolbenring- / Laufbuchsenpaarungen nach ihren tribologischen Eigenschaften bewerten zu können.

Als Ergebnis dieser Arbeit wurde eine Vorgehensweise vorgestellt, mit der im weiteren Projektablauf die Bewertung unterschiedlicher Kolbenring-/Laufbuchsenpaarungen in Bezug auf ihre tribologischen Eigenschaften durchgeführt werden kann.

Während die Methoden zur Bestimmung der Reibleistungsmessung sehr zufriedenstellende Ergebnisse liefern und somit auch weiterführend eingesetzt werden können, überlässt die Ölverbrauchsmessung noch einen gewissen Spielraum zur weiteren Optimierung.

Die beschriebenen Optionen zur weiteren Verbesserung der gravimetrischen Ölverbrauchsmessung werden zeigen, ob dieses System am Einzylindermotor eingesetzt werden kann. Dabei wird vor allem die Problematik des Druckeinflusses eine große Rolle spielen.

Hinsichtlich der Gesamtölverbrauchsmessung erfüllt die RNT-Methode durchaus die hohen Anforderungen an die Messgenauigkeit. Dabei handelt es sich jedoch um ein relativ kostenintensives Verfahren zur Ölverbrauchsmessung. Außerdem steht die Gesellschaft dem Einsatz radioaktiver Stoffe trotz der beschriebenen Sachverhalte meist kritisch gegenüber. Eine Möglichkeit, um in Zukunft den steigenden Anforderungen an die Genauigkeit der Ölverbrauchsmessung gerecht werden zu können, liegt daher in der Erforschung neuartiger Tracer bzw. Tracermethoden.

6 Literaturverzeichnis

- [1] R. v. Basshuysen und F. Schäfer, Handbuch Verbrennungsmotor, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010.
- [2] Castrol (Switzerland) AG, ABC der Schmierung, Zug: Castrol (Switzerland) AG, 2007.
- [3] T. Deuß, H. Ehnis, R. Freier und R. Künzel, „Reibleistungsmessungen am befeuerten Dieselmotor - Verfahren und erste Ergebnisse,“ Mahle International GmbH, Stuttgart, 2009.
- [4] P. Dickich, „Erprobung und Bewertung von Brennraumdrucksensoren für eine Dieselmotorregelung,“ MTU Friedrichshafen AG, Ravensburg-Weingarten, 2009.
- [5] Federal-Mogul Burscheid GmbH, „Federal-Mogul Burscheid GmbH,“ Federal Mogul / Goetze, August 2008. [Online]. Available: <http://korihandbook.federalmogul.com/de/>. [Zugriff am 5 November 2014].
- [6] G. Fritzsche, Entwicklung von Ölverbrauchsmessmethoden für Kolbenmaschinen unter Verwendung der Radionuklidtechnik, Kernforschungszentrum Karlsruhe: Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau der Universität Karlsruhe, 1978.
- [7] R. Golloch, „Untersuchungen zur Tribologie eines Dieselmotors im Bereich Kolbenring/Zylinderlaufbuchse,“ VDI Verlag, Bispingen, 2001.
- [8] H. K. H. Maass, Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Wien - New York: Springer Verlag.
- [9] J. Horak, Vorlesungsunterlagen Analytische Chemie II, Wien: Universität Wien, 2012.
- [10] S. Krause, Massenspektrometrisches Verfahren zur Charakterisierung der Ölverdampfung im Brennraum von Ottomotoren, Paderborn: Dissertation an der TU Hamburg-Harburg, 2009.
- [11] Mahle GmbH, Kolben und Motorische Erprobung, Stuttgart: Vieweg+Teubner Verlag, 2011.
- [12] P.-W. Manz, Indiziertchnik an Verbrennungsmotoren, TU Braunschweig: Vorlesungsskriptum, 2014.
- [13] G. Merker und G. Stiesch, *Technische Verbrennung, Motorische Verbrennung*, Stuttgart - Leipzig: Teubner, 1999.
- [14] G. Merker, C. Schwarz, G. Stiesch und F. Otto, Verbrennungsmotoren: Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung, Bd. 3. Auflage, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2006.
- [15] M. Nöst, Neue messtechnische Ansätze zur quantitativen Bestimmung des Ölverbrauches von Verbrennungskraftmaschinen., Graz: Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Graz, 2005.
- [16] D. D. Pfuderer, „Tribologiesysteme - Einflussfaktoren auf den Ölverbrauch allgemein,“ MTU Friedrichshafen GmbH, Friedrichshafen, 2001.
- [17] Rolls-Royce Power Systems AG, „www.rrpowersystems.com,“ [Online]. Available: http://www.rrpowersystems.com/press/press-releases/press-detail/news/mtu_onsite_energy_showcases_new_gensets_at_middle_east_electricity_exhibition/news_smode/images/cHash/399d268c80bcae4d870b78aa0a8b5e49/?L=vnhbpyxiymdd. [Zugriff am 01 04 2015].

- [18] A. Schattauer, Prozessentwicklung und Charakterisierung einer anodisch-keramisierten Al-Zylinderlaufbahn unter tribologischen Aspekten zur Reduzierung der CO₂ Emissionen, München: Dissertation an der Technischen Universität Dresden, 2009.
- [19] K. Schreiner, Basiswissen Verbrennungsmotor, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2011.
- [20] M. Schwaderlapp, J. Dohmen, P. Janssen und G. Schürmann, „Friction Reduction - The Contribution of Engine Mechanics to Fuel Consumption Reduction of Powertrains,“ *22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, p. 20, 2013.
- [21] S. Sellmeier, Laserspektroskopische Spurenanalytik von Ölbestandteilen in Abgasen von Verbrennungsmotoren, Technische Universität München: Dissertation am Lehrstuhl für physikalische Chemie, 2011.
- [22] U. Todsen, Verbrennungsmotoren, München: Carl Hanser Verlag, 2012.
- [23] „Umweltbundesamt Deutschland,“ [Online]. Available: <http://www.umweltbundesamt.de/themen/luft/luftschadstoffe/feinstaub>. [Zugriff am 29 September 2014].

7 Gesetze, Verordnungen und Normen

- [24] *Verordnung (EG) Nr. 595/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 18. Juni 2009.*