

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN  
INSTITUT FÜR ENERGIETECHNIK  
LEHRSTUHL FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN

**Experimentelle Ermittlung der Wechselwirkung zwischen  
Reibung und Schmierfilm an der Kolbengruppe mittels  
eines neu entwickelten Tribologie-Forschungsmotors**

**Claus Kirner**

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen  
Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines  
**Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)**  
genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl  
Prüfer der Dissertation: 1. Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister  
2. Prof. Dr.-Ing. Adrian Rienäcker (Universität Kassel)

Die Dissertation wurde am 07.08.2019 bei der Technischen Universität München eingereicht  
und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 29.01.2020 angenommen.

## **Vorwort**

Diese Arbeit entstand zwischen Mai 2012 und Dezember 2016 während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München.

Meinem Doktorvater Herrn Professor Dr.-Ing. Georg Wachtmeister gilt mein besonderer Dank für die Unterstützung in Form von kreativen Ideen, anregenden Diskussionen und für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit.

Die Forschungsaufgabe wurde zum Teil von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. gestellt und finanziert sowie teilweise durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e.V. (AiF) finanziell gefördert, (FVV-Vorhaben Nr. 1124/1197, siehe [96], [226]). Dem projektbegleitenden Arbeitskreis unter der Leitung von Herrn Dr.-Ing. Arnim Robota wird für die Unterstützung während dieser Projekte gedankt.

Bei Herrn Professor Dr.-Ing. Adrian Rienäcker bedanke ich mich für die Übernahme der Zweitkorrektur und bei Herrn Professor Dr.-Ing. Karsten Stahl für den Vorsitz bei der mündlichen Prüfung.

Bei der Firma Federal Mogul bedanke ich mich für die freundliche Unterstützung durch die Bereitstellung und Vermessung von Kolbengruppenbauteilen, insbesondere bei Herrn M.Eng. Fabian Ruch und Frau Dipl.-Ing. Carolin Kleinlein.

Der Firma Daimler AG und Herrn Dr.-Ing. Stefan Wigger spreche ich Dank für die Vermessung der Laufbuchse aus.

Den zahlreichen Studenten gilt mein Dank für die Unterstützung durch Studienarbeiten und HiWi-Tätigkeiten.

Weiterhin richte ich meinen Dank an die Kolleginnen und Kollegen für die sehr gute Zusammenarbeit und sehr schöne Zeit am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen.

Den größten Dank spreche ich meinem langjährigen Kollegen Benedict Uhlig für die sehr angenehme und erfolgreiche Zusammenarbeit im Forschungsprojekt Kolbenring-Öltransport I [96] bis II [226] und danach aus, meinen Eltern für Ihre Unterstützung in sowie nach meiner Ausbildung und meiner Ehefrau Julia für Ihre Geduld und Ihr Verständnis während und nach meiner Tätigkeit am Lehrstuhl.

**Inhaltsverzeichnis**

**Formelzeichen und Abkürzungen..... iii**

**1 Einleitung und Motivation..... 1**

**2 Stand der Technik ..... 3**

2.1 Das Tribosystem Kolbengruppe ..... 3

2.2 Übersicht und Auswahl der Messtechnik..... 7

2.2.1 Verfahren zur Messung der Kolbengruppenreibung..... 7

2.2.2 Verfahren zur Messung der Schmierfilmdicken..... 8

2.3 Funktionsweise und Chronik der ausgewählten Messtechniken ..... 11

2.3.1 Floating Liner Reibungsmessungen..... 12

2.3.2 LiF-basierte Schmierfilmdickenmessungen..... 17

**3 Forschungsbedarf und Ziel der Arbeit..... 27**

**4 Entwicklung des Versuchsträgers ..... 33**

4.1 Forschungsmotor und Prüfstand ..... 33

4.2 Messschwingensystem ..... 38

4.2.1 Kinematik und Einbausituation..... 40

4.2.2 Lichtleiter- und Kabelführung, mechanischer Aufbau ..... 42

4.3 Messkolben..... 45

4.4 Reibmesssystem..... 48

4.4.1 Zylindergehäuse ..... 48

4.4.2 Zylinderkopf..... 51

4.4.3 Störeinflüsse auf die Reibkraft ..... 53

4.5 Optische Messtechnik ..... 59

4.5.1 Optisch zugängliche Laufbuchse ..... 59

4.5.2 Laseroptischer Aufbau..... 62

4.5.3 Referenzversuch zur Schmierfilmdickenmessung..... 65

4.5.4 Einordnung der Messstellen im Hub- und Geschwindigkeitsverlauf ..... 68

**5 Ergebnisse..... 71**

5.1 Experimentelle Untersuchung motorischer Betriebsparameter ..... 73

5.1.1 Last ..... 73

5.1.2 Drehzahl ..... 81

5.1.3 Last und Drehzahl im Kennfeld ..... 88

5.1.4 Verbrennungsschwerpunktlage..... 92

5.1.5 Diskussion der Ergebnisse ..... 94

---

5.2	Komponentenversuche .....	97
5.2.1	Einlauf eines Kolbens .....	97
5.2.2	Einbauspiel des Kolbens.....	99
5.2.3	Tangentialkraft des Ölabstreifrings .....	106
5.2.4	Ölabstreifringtyp .....	113
5.2.5	Diskussion der Ergebnisse .....	115
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>118</b>
	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>122</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis.....</b>	<b>135</b>
	<b>Tabellenverzeichnis.....</b>	<b>137</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>138</b>

**Formelzeichen und Abkürzungen**

<b>Lateinische Symbole</b>	<b>Einheit</b>	<b>Benennung</b>
$A$	mm <sup>2</sup>	Fläche
$a$	m/s <sup>2</sup>	Beschleunigung
$c$	N/m, mol/l	Federsteifigkeit, Stoffmengenkonzentration
$d$	mm	Bohrung
$F$	N	Kraft
$F_N$	N	Normalkraft
$F_R$	N	Reibkraft
$F_S$	N	Kolbenseitenkraft
$F_T$	N	Tangentialkraft
$h$	mm, $\mu\text{m}$	Hub, Schmierfilmdicke
$\bar{h}$	$\mu\text{m}$	Mittelwert der Schmierfilmdicke
$I$	W/sr	Strahlungsintensität
$J$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment
$J_S$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment des Schwungrades
$k$	mm	Desachsierung des Kolbenbolzens
$L$	m	Weglänge
$M$	Nm	Drehmoment
$n$	1/min	Drehzahl
$P$	W	Leistung
$P_r$	W	Reibleistung
$\bar{P}_r$	W	mittlere Reibleistung
$p$	N/mm <sup>2</sup> , bar	Druck
$p_C$	N/mm <sup>2</sup>	Kontaktdruck
$p_{max}$	bar	maximaler Brennraumdruck
$p_{me}$	bar	effektiver Mitteldruck
$p_{mi}$	bar	indizierter Mitteldruck
$p_{mr}$	bar	Reibmitteldruck der Kolbengruppe
$R$	$\mu\text{m}$ , mm	Oberflächenrauheit, Radius
$T$	°C	Temperatur
$t$	s	Zeit
$t_B$	s	Beanspruchungsdauer
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$V_h$	cm <sup>3</sup>	Hubvolumen
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$W$	J	Arbeit
$W_r$	J	Reiarbeit
<b>Griechische Symbole</b>		
$\alpha$	°	Drehwinkel um die x-Achse, Winkel zwischen x-Achse und Koppel im Gelenk 1 des Messschwingensystems
$\beta$	°	Winkel zwischen Koppel und Schwinge im Gelenk 2
$\gamma$	°	Schwenkwinkel der Schwinge im Gelenk 3

$\varepsilon$	L/molcm, -	Extinktionskoeffizient, Verdichtungsverhältnis
$\eta$	Ns/m <sup>2</sup> , -	dynamische Viskosität, Wirkungsgrad
$\kappa$	°	Kolbenkippwinkel
$\lambda$	nm	Wellenlänge
$\lambda_{PI}$	-	Pleuelstangenverhältnis
$\mu$	-	Reibungskoeffizient
$\tau$	N/mm <sup>2</sup>	Scherspannung
$\Phi$	-	Quantenausbeute
$\varphi$	°KW	Kurbelwinkel

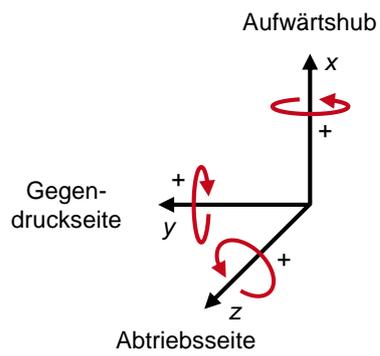
**Symbole**

∅	mm	Bohrung, Durchmesser
‡	mm	Hub, Fensterhöhe
↔	mm	Fensterbreite

**Abkürzungen**

BR	Brennraum
BRD	Brennraumdichtung
CCD	Charge-Coupled Device
CRES	Centre de Recherche Elf Solaize
cw	continous waveform
det	detektiert
DI	Direkteinspritzung
DS	Druckseite
DTU	Dänemarks Technische Universität
EU	Europäische Union
FL	Floating Liner
FS	Feuersteg
FRISC	Friction Single Cylinder Engine
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V.
GDS	Gegendruckseite
He-Cd	Helium-Cadmium(-Laser)
hyd	hydrodynamisch
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure (= indizierter Mitteldruck)
IR	Infrarot
k. A.	keine Angabe
KB	Kolbenbolzen
KG	Kolbengruppe
KHD	Kolbenhemd
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
KMD	Kraftmessdose = piezoelektrischer Kraftsensor
kor.	korrigiert
KR1	Kompressionsring 1
KR2	Kompressionsring 2
KW	Kurbelwinkel
LB	Laufbuchse

LED	Light Emitting Diode (= Leuchtdiode)
LiF	Laserinduzierte Fluoreszenz
LOT	oberer Totpunkt im Ladungswechsel
max	maximal
MFB 50 %	Verbrennungsschwerpunkt
MIN	Minimalwert
min	minimal
MIT	Massachusetts Institute of Technology
Musashi Inst.	Musashi Institute of Technology
MK	Messkolben
MW	Mittelwert
Nd:YAG	Neodym-dotierter Yttrium-Aluminium-Granat(-Laser)
op	operation = Motorbetrieb
OT	oberer Totpunkt
oM	oberste Messstelle
ÖAR	Ölabstreifring
PIFFO	Piston Friction Force Measurement System
PID	Proportional-Integral-Derivative
PIV	Particle Image Velocimetry
Pkw	Personenkraftwagen
PMT	Photomultiplier
polyn.	polynomisch
PTFE	Polytetrafluorethylen
RDE	Real Driving Emissions
RL(S)	Radiallager(scheibe)
RM1 / RM2	Reibungsforschungsmotor 1 / 2
RWTH	Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule
SOF	Soluble Organic Fraction
ST	Störung
SUV	Sport Utility Vehicle
uM	unterste Messstelle
UT	unterer Totpunkt
UV	Ultraviolett
WLTP	Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure
WM	Wassermantel
ZG	Zylindergehäuse
ZK	Zylinderkopf
ZOT	oberer Totpunkt bei Zündung

**Koordinatensystem**

Der Ursprung des Koordinatensystems ist durch den Schnittpunkt der Laufbuchsenachse (x) und der Kurbelwellenachse (z) definiert, siehe Abbildung 13. Die Drehrichtung des Kurbeltriebs ist von der Steuerseite aus gesehen gleich dem Uhrzeigersinn, siehe auch Abbildung 15.

Abbildung 1: Koordinatensystem

## 1 Einleitung und Motivation

Aktuell nimmt das Angebot an rein elektrisch fahrenden Pkw auf dem Neuwagenmarkt mehr und mehr zu. Laut Kraftfahrtbundesamt wurden 2018 aber lediglich 1 Prozent reine Elektrofahrzeuge von insgesamt rund 3,4 Millionen Pkw zugelassen. Reine Benzin- und Dieselfahrzeuge machten 94,7 Prozent der Zulassungen aus. [109]

Das Ziel der Bundesregierung ist es bis 2022 den Bestand an Elektrofahrzeugen auf eine Million Fahrzeuge zu erhöhen [154]. Das Kraftfahrtbundesamt gibt in der Jahresbilanz für 2018 einen Bestand von 83.175 Elektro-Pkw bei einem Gesamtfahrzeugbestand von 47,1 Millionen Pkw an, was ungefähr 0,18 Prozent entspricht [110].

Damit bleibt der Verbrennungsmotor als Antrieb im Kraftfahrzeug weiterhin konkurrenzlos. Der Trend zu größeren Fahrzeugen, sogenannten SUV, bei denen 2018 eine Zunahme um 20,8 Prozent festgestellt wurde [109], macht zusätzlich deutlich, dass mit einer starken Elektrifizierung in den nächsten Jahren nicht zu rechnen ist, zumal die Energiespeicher für große Reichweiten dieser Fahrzeuge gegenwärtig nicht ausreichen. Bei Nutzfahrzeugen und Schiffsantrieben ist der Verbrennungsmotor aus demselben Grund auf lange Sicht nicht zu ersetzen.

Außerdem ist nach [229] die Ökobilanz von Elektroautos aufgrund des großen Anteils fossiler Primärenergieträger bei der Stromerzeugung und der CO<sub>2</sub>-intensiven Herstellung, was insbesondere die Lithium-Ionen-Akkumulatoren [174] betrifft, kritisch zu sehen.

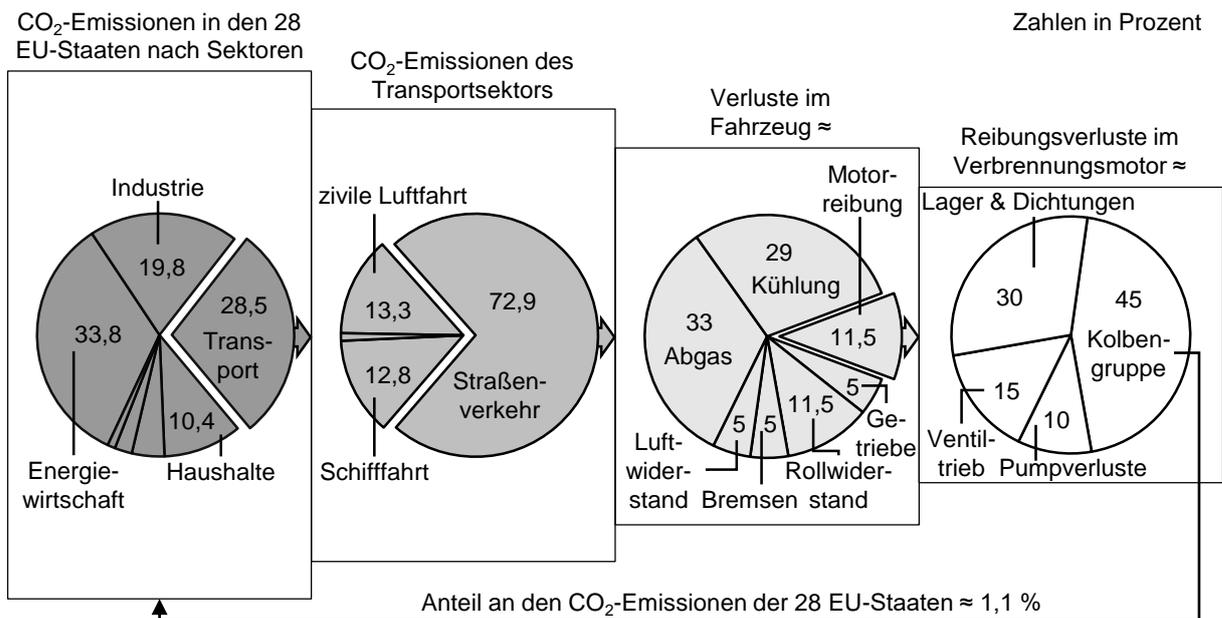


Abbildung 2: CO<sub>2</sub>-Emissionen und der Einfluss der Kolbengruppe im Straßenverkehr nach [75], [37]

Der Transportsektor ist in den 28 EU-Staaten für 28,5 Prozent der CO<sub>2</sub>-Emissionen verantwortlich. 72,9 Prozent dieses Transportanteils entfallen auf den Güter- und Personenverkehr auf der Straße, bei dem der Verbrennungsmotor als Antriebsmittel eingesetzt wird, siehe Abbildung 2. [37]

Um den Schadstoffausstoß weiter zu senken, hat sich die Europäische Union 2009 selbst verpflichtet, Treibhausgase um mindestens 20 Prozent gegenüber dem Stand von 1990 zu senken [168]. Deshalb wurde festgelegt, dass hinsichtlich des Flottenverbrauchs 95 g CO<sub>2</sub>/km bei

der Neuzulassung von Personenkraftwagen ab dem Jahr 2020 nicht überschritten werden dürfen [169].

Im Jahr 2017 stieg der durchschnittliche Flottenverbrauch aller neu zugelassenen Personenkraftwagen in der EU auf einen Wert von 118,5 g CO<sub>2</sub>/km. Im Jahr 2016 lag der Wert noch bei 118,1 g CO<sub>2</sub>/km. Das ist das erste Jahr ohne CO<sub>2</sub>-Senkung seit der Gesetzgebung im Jahr 2009. [38]

Das bedeutet, dass bei einer Fortsetzung dieses Trends der Flottendurchschnitt im Jahr 2020 deutlich über 95 g CO<sub>2</sub>/km liegen wird. Damit stehen die Automobilhersteller bis zum Jahr 2020 und auch danach vor einer riesigen Aufgabe, wie ebenfalls eine Studie des Instituts für Kraftfahrzeuge der RWTH Aachen aufzeigt [20], [19]. Nicht nur die Effizienz des Verbrennungsmotors muss noch weiter gesteigert werden, sondern auch die Verbesserung in sehr kurzer Zeit erfolgen, zumal nach 2020 weitere CO<sub>2</sub>-Senkungen durch die EU geplant sind.

Neben Möglichkeiten durch Wärmerückgewinnung, Hybridisierung, Fahrzeuge mit Rangeextender [19] ist mit alternativen potentiell CO<sub>2</sub>-neutralen rußarmen Kraftstoffen [73], [85] zur weiteren Senkung der Schadstoffemissionen zu rechnen. Als übergreifende Maßnahme in [20], [19] wird die Reibungsminimierung im Antriebsstrang angegeben. Laut Holmberg [75] gehen ca. 11,5 Prozent der Kraftstoffenergie bei Personenkraftwagen<sup>1</sup> durch Reibung innerhalb des Motors verloren, siehe Abbildung 2. Um die 45 Prozent der Motorreibung ist auf die Kolbengruppe zurückzuführen, was 5,2 Prozent der Kraftstoffenergie entspricht. Die restliche Motorreibung verteilt sich auf Pumpverluste (≈ 10 %), den Ventiltrieb (≈ 15 %) und die Lager mit Dichtungen (≈ 30 %). Ähnliche Werte sind auch in [187], [40] zu finden.

Die Kolbengruppe bietet demnach das größte Potential für Reibungsoptimierungen, weist aber auch äußerst komplexe tribologische Paarungen auf. Viskosität, Geschwindigkeit, Temperatur und Druck variieren ständig [223], [252]. Veränderungen am System haben zudem Einfluss auf Blow-By, Ölverbrauch, Akustik und den Verschleiß.

Das Systemverhalten lässt sich folglich nur durch aufwändige Versuche optimieren. Die Simulation der Baugruppe gilt bis heute als unzureichend abbildend, weshalb im Projekt Kolbenring-Öltransport I bis II Messtechniken entwickelt wurden, die Parameter wie Kolbensekündär-, Kolbenringbewegung, Zwischenringdrücke, Schmierfilmdicke und -transport sowie Blow-By und Ölverbrauch an einem Versuchsmotor messbar machen. [96], [226]

In Erweiterung hierzu wird in der vorliegenden Arbeit zusätzlich ein Messsystem zur Erfassung der kurbelwinkelaufgelösten Reibkraft nach der Floating Liner Methode vorgestellt. Alle Messtechniken aus Kolbenring-Öltransport I und II werden in den Versuchsmotor integriert.<sup>2</sup> Damit wird eine ganzheitliche Betrachtung des Systemverhaltens realisiert. Mittels der Messmöglichkeiten am Versuchsträger können zukünftig zwei Hauptziele verfolgt werden.

1. Durch die innovative Messtechnik sind Motoröle und Kolbengruppen schneller auf die geforderten Zielwerte betreffend Leistung, Verbrauch und Abgasemission abstimmbaar.
2. Die Messdaten dienen als Basis für mathematisch-physikalische Modelle zur schnelleren und kostengünstigeren Auslegung von Serienmotoren.

<sup>1</sup> Die Aufteilung der Verluste im Fahrzeug in Abbildung 2 ist für Pkw dargestellt, da diese nach [230] mit über 60 Prozent den größten Anteil der CO<sub>2</sub>-Emissionen im Straßenverkehr verantworten.

<sup>2</sup> Ausnahme: die Messung der Kolbenringrotation kann am Versuchsträger nicht durchgeführt werden.

## 2 Stand der Technik

Wie zuvor beschrieben, bietet die Kolbengruppe ein hohes Potential für eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der Emissionen. Die Kolbengruppe wird nachfolgend als tribologisches System betrachtet, wobei auch kunden- und umweltrelevante Kenngrößen mit einbezogen werden. In der Vergangenheit wurden etliche Versuche unternommen, um die Vorgänge in der Kolbengruppe zu messen, zu verbessern und mathematisch-physikalisch zu beschreiben. Der experimentelle Charakter dieser Arbeit verlangt eine ausführliche Begutachtung der bisher unternommenen Vorhaben, das System Kolbengruppe messtechnisch zu analysieren.

### 2.1 Das Tribosystem Kolbengruppe

Die Abbildung 3 zeigt die Kolbengruppe als tribologisches System. Nach [27] besteht ein tribologisches System aus Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenstoff und Umgebungsmedium. An der Kolbengruppe beeinflussen sich gleichzeitig mehrere dieser Paarungen, da es die Kontakte Kolbenring-Zylinderwand, Kolbenring-Kolben und Kolben-Zylinderwand gibt. Das Beanspruchungskollektiv ist durch eine komplexe Kinematik und sich ständig ändernde technisch-physikalische Beanspruchungsparameter gegeben. Die Ursache der Beanspruchung sind Massenkräfte und Gaskräfte, wobei letztere bedingt durch die Downsizing-Bestrebungen in der Automobilindustrie stetig stärker werden. Der Zwischenstoff ist das Motoröl, welches durch Kraftstoffeintrag und Alterungseffekte beeinflusst wird [155], [142], [118], [201]. Das Tribosystem und sein Beanspruchungskollektiv sind maßgeblich für die wichtigsten auftretenden Phänomene an der Kolbengruppe, die in Abbildung 3 als Reibung [27], Blow-By, Ölverteilungs- und Öltransporteffekte aufgezeigt sind. Mit zunehmender Beanspruchung und Beanspruchungsdauer spielt auch der Verschleiß eine Rolle. Überdies tritt eine Schallabstrahlung [27] auf. Das Phänomen Blow-By und Reverse-Blow-By ist speziell an der Kolbengruppe zu finden und im Allgemeinen kein Merkmal eines Tribosystems.

Die genannten Phänomene werden nicht nur durch die Material- und Bauteileigenschaften und das Beanspruchungskollektiv des Tribosystems beeinflusst, sondern weisen auch direkte Abhängigkeiten untereinander auf, was eine Optimierung dieses Systems besonders schwierig macht. So steht z.B. das Blow-By bzw. Reverse-Blow-By in direktem Zusammenhang mit Öltransportvorgängen, welche sich durch das Druckgefälle am Kolbenringpaket ergeben. Im Schleppbetrieb mit geschlossener Drosselklappe kann es z.B. durch den Unterdruck während des Ansaugvorgangs und die geringen Kompressionsdrücke zu einem erheblichem Transport in den Brennraum kommen, siehe beispielsweise [179].

Als kunden- und umweltrelevante Kenngrößen lassen sich aus den Phänomenen an der Kolbengruppe Kraftstoffverbrauch, Schadstoffausstoß, Wartungsintervall, Lebensdauer und Akustik ableiten. Vor allem Reibung und Blow-By sind die hauptsächlichen Energieverluste und beeinflussen den Wirkungsgrad bzw. Kraftstoffverbrauch.

Für eine gezielte Optimierung der Kolbengruppe hinsichtlich der kunden- und umweltrelevanten Kenngrößen ist eine Messung der wichtigsten Phänomene an der Kolbengruppe unumgänglich.

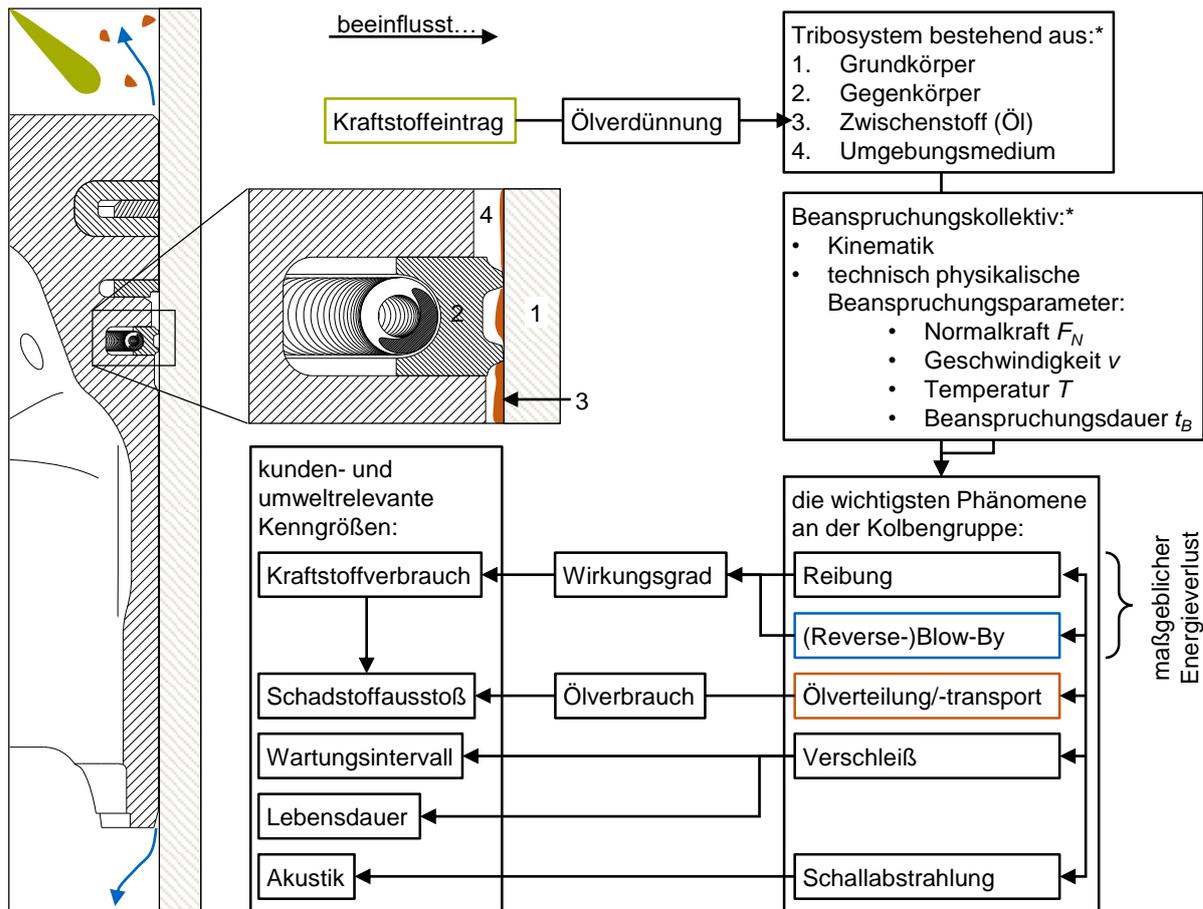


Abbildung 3: Tribosystem Pleuellagerung, \* nach [27]

Das Blow-By kann über ein Druckgefälle bzw. Blendenmessgerät bestimmt werden [35]. Moritani et al. hingegen untersuchten mit einer Entnahmemöglichkeit am Pleuellager Blow-By Gase auf ihre Zusammensetzung [142].

Der Ölverbrauch als unmittelbare Folge des Öltransports wird mit verschiedenen Methoden bestimmt. Grob lassen sie sich zum einen in konventionelle Methoden einteilen, welche gravi- oder volumetrisch funktionieren und zumeist wegen Leckagen, der langen Versuchszeiten und des großen Wägearbeitsaufwands für Einzylinder Versuchsmotoren ungeeignet sind. Zum anderen gibt es analytisch chemische Methoden mit dem Einsatz von Tracern oder ohne Tracer. (Seite 282 ff. in [127])

Eine davon ist die Schwefel-Tracermethode, mit der Schwefel im Abgas gemessen wird [71]. Als beste Voraussetzung ist der Kraftstoff schwefelfrei, weshalb in [48] Wasserstoff verbrannt wird. Daneben werden radioaktive Tracer wie z.B.  $^{14}\text{C}$  in [186], [13] verwendet. Weitere geeignete radioaktive Stoffe sind nach [189]  $^{82}\text{Br}$  und Tritium.

Ohne den Einsatz von Tracern kommt die massenspektrometrische Methode aus, mittels derer unverbrannte Ölbestandteile detektiert werden. Je nach Betriebspunkt nimmt allerdings eine variierende Menge Motoröl auch an der Verbrennung teil, welche nicht quantifiziert werden kann. Diese Methode findet aktuell eine relativ weite Verbreitung, da sie einfach einzusetzen ist und eine schnelle Messung sogar während des transienten Motorbetriebs ermöglicht. [58], [59], [44], [228]

Die strenger werdenden Emissionsgrenzwerte lassen auch den Schadstoffausstoß durch ins Abgas gelangtes Öl immer mehr in den Vordergrund rücken. In [175] wird der Bedeutung von Ölverbrauchsquellen auf die Partikelemission in einem Dieselmotor untersucht. Anteilig wird in dieser Veröffentlichung der Ölverbrauch auf Kolben/Kolbenringe/Zylinderliner ( $\approx 78\%$ ), Turbolader ( $\approx 18\%$ ) und Blow-By ( $\approx 4\%$ ) aufgeschlüsselt. Der Einfluss des Ölverbrauchs auf die Partikelemission wird dabei als gering ( $\approx 15\text{--}20\%$ ) festgestellt. Daraus ergibt sich die Schlussfolgerung, dass ein Großteil des Öls verbrennt. Proportional mit dem Ölverbrauch steigen in [175] auch die aschebildenden Elemente Ca und Zn und tendenziell der Anteil der löslichen organischen Anteile (SOF) an. In [117] wird an einem Dieselmotor bestimmt, dass das Schmieröl maßgeblich auf den SOF-Anteil im Partikelaustritt einwirkt. Bis zu 30 Prozent des Partikelaustrittes an einem Ottomotor werden in [186] auf das Motoröl zurückgeführt.

Die Zumischung von Motoröladditiven in den Dieselkraftstoff löst bei Forschungen von Wang et al. eine deutlich erhöhte Partikelemission aus. Durch Motoröl im Abgas werden Aschen im Partikelfilter verursacht, was die Wirksamkeit der Abgasnachbehandlung verringert. Daneben kommt es zu Vergiftungserscheinungen des Katalysators durch Schwefelkomponenten und zu HC-Emissionen aus unverbranntem Motoröl. [58], [248]

Verschleißkenngrößen lassen sich relativ einfach außerhalb des Motorbetriebs analysieren. Eine fortlaufende Beobachtung innerhalb des Betriebs ist mit der Radionuklidtechnik durchführbar [34], [17], siehe auch Seite 270 in [24].

Zur Messung der Schallabstrahlung werden in Regel (piezoelektrische) Beschleunigungssensoren verwendet, die außen am Kurbelgehäuse angebracht werden. Experimentiert wurde mit verschiedenen Betriebsbedingungen, Ölen, Kolben und anderen Parametern. [176], [95]

Die messtechnische Untersuchung von Reibung und Ölfilmverteilung im Motorbetrieb ist bis heute eine sehr große Herausforderung, wie die zahlreichen Literaturstellen in den folgenden Kapiteln aufzeigen, jedoch unbedingt notwendig für eine gezielte Optimierung aller Phänomene an der Kolbengruppe. Betrachtet man die Beschreibung der Reibkraft nach dem Mischreibungmodell von Vogelpohl [237] gemäß Gleichung (1), besteht sie aus einem hydrodynamischen Anteil – abgeleitet aus der Reynolds Differentialgleichung – und einem Festkörperanteil aus dem Kontaktdruckmodell (Seite 191 in [24]). Der erste Term des hydrodynamischen Anteils wird als Scherungsterm bezeichnet, der zweite als Druckterm. Die Scherung des Fluides wird durch die Relativgeschwindigkeit der Gleitpartner ausgelöst. Die Viskosität ist durch das Öl gegeben, welche wiederum durch Temperatur und Alterungseffekte verändert wird. Der Druckterm besteht, wenn Druckgradienten im Schmier-spalt auftreten. Nach [98] ist dieser Anteil an der Kolbengruppe oft gering und kann demnach vernachlässigt werden. Der Anteil der Hydrodynamik ist damit hauptsächlich durch die Relativgeschwindigkeit der Reibpartner, der sich ausbildenden Schmierfilmhöhe und der Viskosität der trennenden Flüssigkeit beeinflusst. Die Festkörperreibung setzt sich aus der Reibungszahl und der Kontaktdruckverteilung zusammen.

$$F_R = \underbrace{\int \eta \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dA}_{\text{Hydrodynamik}} + \underbrace{\mu \int p_c dA}_{\text{Festkörperkontakt}} \quad (1)$$

Wird vorausgesetzt, dass die Kontaktdruckverteilung durch eine Messung der Zwischenringdrücke (siehe Seite 7) und durch die Kinematik des Kurbeltriebs relativ gut bestimmt ist und

zusätzlich die Reibungszahl der Kontaktpartner in externen Versuchen ermittelt werden, lässt sich der Festkörperkontakt beschreiben. Der hydrodynamische Reibkraftanteil ist gegeben durch die Scherspannungen im Fluid, die aus dem Scherungs- und Druckterm resultieren.

$$F_{R, hyd} = \int \tau dA \quad (2)$$

Mit Motoröl vereinfacht als Newton'sches Fluid betrachtet und bei Vernachlässigung der Druckunterschiede im Schmierpalt ergibt sich das Newton'sche Schubspannungsgesetz.

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dh} \quad (3)$$

Anhand dieser Gleichung ist erkennbar, dass für die mathematische Beschreibung der Hydrodynamik die Schmierfilmhöhe eine elementare Messgröße ist, wie auch die Kenntnis der Viskosität des Schmierstoffs und der Geschwindigkeit. Wird die Schmierfilmhöhe und die Reibkraft dynamisch im Motorbetrieb gemessen, sind für heutige Simulationsprogramme wichtige Randbedingungen geschaffen.

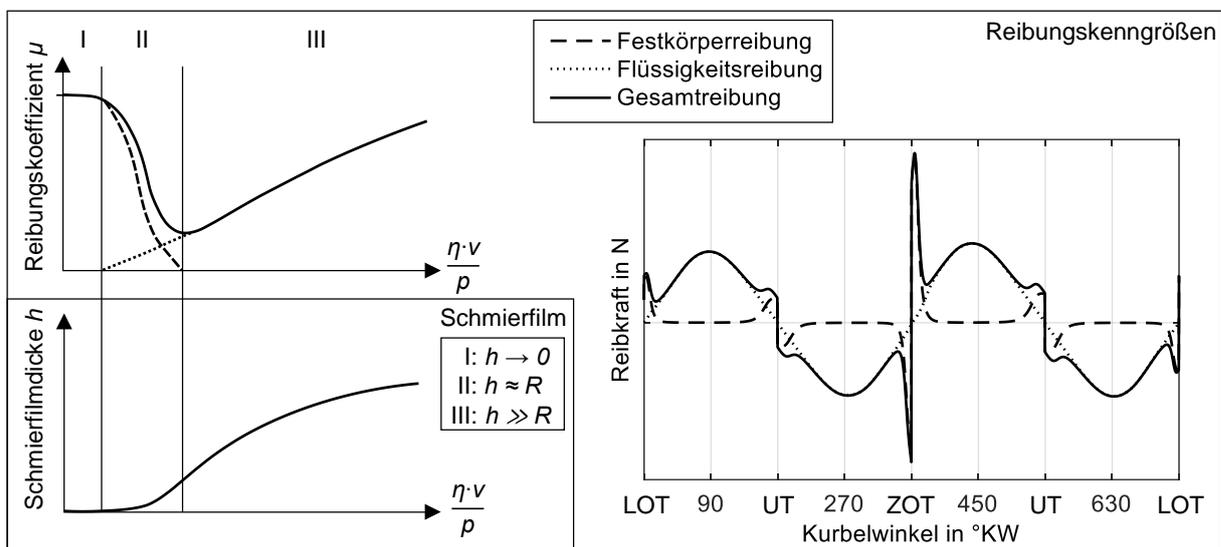


Abbildung 4: Reibung und Schmierfilm an der Kolbengruppe nach [203], [90], [250], [251], [40], [97]

Die Abbildung 4 zeigt qualitativ den Reibungskoeffizient  $\mu$  über der Geschwindigkeit bei gleichbleibender Viskosität  $\eta$  und gleichbleibendem Druck  $p$ . Verläufe des Reibungskoeffizienten für Gleit- und Rollenlager bei konstanten spezifischen Lagerbelastungen wurden 1902 von Stribeck veröffentlicht [203]. Seither ist der charakteristische Verlauf als Stribeck-Kurve im Sprachgebrauch geläufig. Ist die Geschwindigkeit gering, ist kein tragender Schmierfilm vorhanden und die Gleitflächen stehen in direktem Kontakt (I: Grenzschichtreibung). Mit zunehmender Geschwindigkeit baut sich ein tragender Ölfilm auf und die Festkörperreibung nimmt zugunsten der Flüssigkeitsreibung ab (II: Mischreibung). Heben die Reibpartner vollständig voneinander ab, ist ein tragender Schmierfilm vorhanden und es liegt ausschließlich Flüssigkeitsreibung vor (III: Flüssigkeitsreibung).

Der Vergleich von einem Kurbelwellenhauptlager und der Kolbengruppe offenbart die deutlich komplexeren Vorgänge an der Kolbengruppe. Durchfährt das Hauptlager den Bereich I und II lediglich beim Start des Motors, bewegt sich die Kolbengruppe durch die Hubbewegung ständig zwischen den Bereichen I und III, was die Optimierung hinsichtlich der Kenngrößen aus

Abbildung 3 und die Simulation erschwert. Als Beispiel dient eine qualitative Reibkraftkurve, welche verdeutlicht, dass um die Totpunkte Mischreibungsgebiete durchfahren werden. Im Bereich hoher Geschwindigkeiten herrscht Flüssigkeitsreibung. Daneben spielt die Last eine entscheidende Rolle auf die Reibung, den Schmierfilm und den Verschleiß. Das signalisieren die erhöhten Reibkräfte am ZOT.

In der Vergangenheit zeigte sich, dass auch die Bewegungs-, Druck- und Temperaturverhältnisse als Ergebnis des Beanspruchungskollektivs wichtig für das Verstehen der tribologischen Vorgänge sind. Außerdem spielen diese Größen eine wichtige Rolle bei der Validierung von Ergebnissen aus Simulationsprogrammen.

Zu den messbaren Größen zählen folgende und wurden beispielsweise untersucht in:

- axiale Ringbewegung: [47], [21], [240], [239], [108], [79], [214], [136], [99], [260], [162], [96]
- Ringtwist: [214]
- Zwischenringdrücke: [47], [21], [240], [239], [108], [206], [173], [142], [79], [214], [211], [212], [136], [86], [99], [260], [162], [96], [97]
- Kolbensekundärbewegung, Laufspiel oder Zylinderverformung: [21], [239], [108], [207], [46], [36], [82], [176], [151], [210], [215], [93], [105], [83], [260], [96], [225], [97], [224]
- Ringdrehung: [200], [184], [185], [135], [87], [96], [225], [226], [228]
- radiale Ringbewegung: [240], [239], [108], [162]
- Kolbentemperaturen: [93], [252], [78]

## 2.2 Übersicht und Auswahl der Messtechnik

In diesem Abschnitt werden Verfahren zur Messung der Kolbengruppenreibung und der Schmierfilmdicken vorgestellt, deren Vor- und Nachteile betrachtet und darauf basierend Messtechniken zur Reibungs- und Schmierfilmdickenmessung ausgewählt.

### 2.2.1 Verfahren zur Messung der Kolbengruppenreibung

Die Literatur zeigt verschiedene Methoden auf, die Reibkraft zwischen Kolbengruppe und Laufbuchse zu messen. Unterschieden wird hierbei in direkte und indirekte Messverfahren. Des Weiteren ist zu beurteilen, ob eine Kurbelwinkelauflösung möglich ist.

Laut [90], [147], [28], [130], [252] eignet sich die Floating Liner Methode am besten für die Untersuchung der Reibkraft zwischen Kolbengruppe und Laufbuchse. Die Reibkraft wird direkt und kurbelwinkel aufgelöst gemessen. Bei der Strip-, Indizier- und IMEP-Methode wird die Reibkraft indirekt bestimmt, wie in [90], [130], [252] ausführlich und im Folgenden kurz beschrieben ist. In [252] finden sich Angaben zur Messgenauigkeit des Indizier- und IMEP-Verfahrens, in [90], [147] eine ausführliche Beschreibung und Chronik zum IMEP-Verfahren.

Bei der Strip-Methode wird der Motor sukzessive zerlegt und der Einfluss der einzelnen Komponenten in der Schleppmessung über einen Drehmomentmessflansch ermittelt. Gefeuerte Messungen, die direkte Bestimmung der Reibkraft und eine Kurbelwinkelauflösung sind nicht möglich.

Die Indiziermethode bedient sich einer indirekten Messung der Reibungsverluste des gesamten Motors. Die Berechnung des Reibmitteldrucks wird über die Differenzbildung aus indiziertem und effektivem Mitteldruck durchgeführt. Die erfassten Messgrößen sind bei modernen

hochaufgeladenen Motoren jedoch deutlich größer als der Reibmitteldruck und ihrerseits wiederum mit Messgenauigkeiten behaftet. Kleine Fehler bei der Brennraumdruckmessung und Zuordnung zum Kurbelwinkel führen daher zu großen Fehlern im Reibmitteldruck. Eine Kurbelwinkelauflösung ist mit diesem Verfahren nicht möglich. Informationen und Messungen zur Methode sind in [28], [45] zu finden.

Bei der IMEP-Methode wird ein Kräftegleichgewicht am Kolbenbolzen aus Gaskraft, Massenkraft, Pleuelstangenkraft in Hubrichtung und Reibkraft gebildet. Die Messung der Pleuelstangenkraft kann über eine Messung der Dehnung mittels Dehnmessstreifen erfolgen. Grundsätzlich ergibt sich eine ähnliche Problematik wie bei der Indiziermethode, dass die gemessenen Kräfte relativ hoch im Vergleich zur Reibkraft sind und mit einer Ungenauigkeit behaftet sind. Eine Kurbelwinkelauflösung ist prinzipiell bei dieser Technik möglich. Weitere Informationen bzw. Messungen sind in [232], [233], [234], [235], [156], [144], [16], [191] niedergeschrieben.

Das Floating Liner Prinzip ist demnach die Methode der Wahl zur hochgenauen, kurbelwinkel aufgelösten Messung der Kolbengruppenreibkraft und erfordert dafür einen aufwändigen Einzylinder Versuchsmotor. Ein Nachteil ist die hohe Schwingungsempfindlichkeit und die damit einhergehende Drehzahlbeschränkung. Des Weiteren sind die Zylinderverzüge nur bedingt mit Serienmotoren vergleichbar, da der konstruktive Aufbau sehr stark zur Serie abweicht. Der Vorteil der anderen Methoden ist die Messung am Vollmotor, nachteilig sind die Einschränkungen hinsichtlich Genauigkeit und zeitlicher Auflösung.

### **2.2.2 Verfahren zur Messung der Schmierfilmdicken**

Die Messverfahren zur Erfassung der Schmierfilmdicke lassen sich in elektrische, akustische und optische Verfahren unterteilen, siehe Tabelle 1. Eine ausführliche und übersichtliche Darstellung der Funktionsweise der elektrischen und optischen Messverfahren, zu Veröffentlichungen und zu Vor- und Nachteilen findet sich in [90], [249], [255]. Neben den elektrischen und optischen Methoden wird in [194] auch auf akustische Verfahren eingegangen.

#### **Elektrisch**

Die elektrischen Verfahren verfügen über die Gemeinsamkeit, dass ein Abstand zwischen den Messobjekten erfasst wird. Der größte Nachteil einer Abstandsmessung ist, dass keine Aussage über die Ölverteilung im Schmierpalt möglich ist und daher von einer Vollfüllung ausgegangen werden muss.

Bei resistiven Messverfahren wird der Effekt genutzt, dass sich der elektrische Widerstand mit der Schmierfilmdicke verändert. Aufgrund der hohen Empfindlichkeit gegenüber Temperaturänderungen sowie Abrieb, Ruß bzw. Gasblasen im Ölfilm wird diese Technik bisher nur wenig eingesetzt. [90], [249], [255]

Weiter verbreitet sind induktive und kapazitive Messverfahren. Das induktive bzw. Wirbelstromwegmessprinzip basiert darauf, dass eine mit Wechselstrom betriebene Spule in einem elektrisch-leitenden Objekt, welches sich in deren Magnetfeld befindet, Wirbelströme induziert. Das Feld, das sich durch die Wirbelströme bildet, wirkt nach der Lenz'schen Regel dem Feld der Spule entgegen. Die Spule befindet sich mit einer Kapazität in einem Schwingkreis, dessen Frequenz sich durch die Abstandsvariation ändert. Diese Änderung ist über einen Controller als Abstand messbar. [132]

Ein Vorteil des induktiven Verfahrens ist, dass die Permeabilitäten der Medien im Spalt an der Kolbengruppe relativ ähnlich sind, womit nur ein geringer Einfluss auf die Messqualität zu erwarten ist [249]. Zu den Nachteilen zählt, dass nur Abstände und damit keine Ölverteilungen gemessen werden. Zudem ist der Messfleck relativ groß, da Sensoren, wie sie in Kapitel 4.3 verwendet werden, einen Durchmesser von zumindest 1,6 mm aufweisen. Es besteht auch eine Temperaturabhängigkeit des Signals, da sich die elektromagnetischen Eigenschaften mit der Temperatur ändern, die gemäß Micro-Epsilon durch eine Temperaturkompensation gemindert werden soll. Große Metallteile bzw. keine Dielektrika haben einen Einfluss auf die Messung, kommen jedoch bei regulären Betriebsbedingungen nicht vor.

Die kapazitive Messtechnik funktioniert nach dem Prinzip eines idealen Plattenkondensators. Variiert der Abstand zwischen den Platten, ändert sich die Kapazität des Kondensators. Der Sensor stellt dabei den einen Teil des Kondensators dar, der zweite Teil wird durch Kolben, Kolbenring oder Laubuchse gebildet. Das Dielektrikum ist das Motoröl. [131]

Die Messqualität hängt somit direkt von der konstanten Füllung und den konstanten Eigenschaften des Dielektrikums (Dielektrizitätszahl) ab, was beim Motorbetrieb schwierig zu realisieren ist. Ein weiteres Problem stellen komplexe Formen dar, die an den Motorbauteilen auftreten und somit Abweichungen zum homogenen Feld zwischen zwei parallelen Platten sind. Zudem kann bei sehr geringen Filmstärken oder bei Berührung zwischen Sensor und Messobjekt ein Kurzschluss entstehen. [90], [249], [255]

### **Akustisch**

Dwyer-Joyce et al. entwickelten ein akustisches Verfahren zur Messung der Schmierfilmdicke. Dafür werden außen an der Laubuchse piezoelektrische Sensoren genutzt, die einen Ultraschall Impuls in Richtung Lauffläche aussenden. Die Schallwelle wird z.B. am Ölfilm zwischen Kolben und Kompressionsring reflektiert, wobei der Energieverlust bei der Reflektion von der Dicke des Ölfilms abhängt. Die Ausdehnung der Sensoren in Hubrichtung konnte auf 1 mm reduziert werden, sodass diese mit der Höhe der Kolbenringe vergleichbar sind. Über eine Verteilung des Ölfilms kann mit dieser Technik keine Aussage getroffen werden. Die Reflektion des Schalls hängt zusätzlich von der Schallgeschwindigkeit im Medium und dessen Dichte ab. Damit geht auch ein Einfluss von Temperatur und Druck einher. Insgesamt werden mit diesem Verfahren plausible Schmierfilmdicken gemessen. [133], [134]

### **Optisch**

Bei den optischen Verfahren gibt es neben der Fluoreszenzmessung Methoden basierend auf Diskontinuität im Brechungsindex und die interferenzbasierte Schichtdickenmessung, welche beide nur für den Einsatz an Tribometern geeignet sind. [255]

Die Messung durch laserinduzierte Fluoreszenz nutzt die Eigenschaft von bestimmten Stoffen bei Anregung durch Licht ein Fluoreszenzleuchten auszusenden, welches im direkten Verhältnis zur Filmschichtdicke steht. In [249] wird bis ca. 100  $\mu\text{m}$  ein linearer Zusammenhang zwischen Schichtdicke und Fluoreszenzintensität festgestellt. Durch den Einsatz von sehr kleinen Lichtleitern an der Messstelle können sehr hohe örtliche Auflösungen erreicht werden. Durch die Verwendung eines großflächigen optischen Einsatzes wird auch zweidimensional die Schmierfilmverteilung gemessen, siehe z.B. [204]. Ein großer Vorteil gegenüber den elektrischen Verfahren ist, dass kein Abstand erfasst, sondern direkt über das Schmiermedium selbst die Dicke bestimmt wird. Außerdem kann mittels einer Lichtquelle über die Verteilung durch optische Komponenten eine Vielzahl von Messstellen betrieben werden. Dieser Vorteil

ist in Hinblick auf eine möglichst umfangreiche Datenbasis wichtig. Die Messstellen am Motor sind durch die Applizierung von Lichtleitern relativ einfach und kostengünstig zu vervielfältigen. Nachteile dieser Technik bestehen in der Abhängigkeit des Fluoreszenzleuchtens von den chemischen und temperaturabhängigen Veränderungen des Motoröls und des optionalen Farbstoffs. Der Farbstoff unterliegt zusätzlich durch die Bestrahlung mit Licht Bleichungseffekten. In den Bereichen oberhalb des ersten Kompressionsrings sind Verschmutzungen durch Verbrennungsrückstände für diese Messtechnik zum Nachteil. [90], [249], [255]

Zusammengefasst weisen alle bis auf die induktiven Messverfahren eine Abhängigkeit von der Ölverteilung auf, die jedoch nur mit der zweidimensionalen LiF-Messtechnik erfasst wird. Eine Gemeinsamkeit aller Verfahren ist, dass Temperaturunterschiede die Messung beeinflussen. Chemische und physikalische Veränderungen des Motoröls bzw. des Farbstoffs haben insbesondere bei optischen Messungen Einfluss auf die Messqualität (Seite 49 in [249]). Bei den elektrischen und akustischen – ausgenommen der induktiven – Verfahren sind die Messwerte durch Abrieb, Ruß und Gasblasen im Öl verfälscht. Große Metallteile stören dagegen die induktive Messung.

Es ergeben sich zusammengefasst die Vorteile aus Tabelle 1, die auf das jeweilige Messverfahren zutreffen oder nicht. Das ermöglicht eine Beurteilung und legt demgemäß die Favorisierung der laserinduzierten Fluoreszenz nahe.

Vorteile der Messverfahren	elektrisch			akustisch	optisch
	resistiv	induktiv	kapazitiv	Ultraschall	LiF
direkte Messung (der Ölverteilung)	(-)	(-)	(-)	(-)	(+)
unabhängig von chem./phys. Ölzustand	(-)	(+)	(-)	(-)	(-)
keine Modifikation am Messobjekt	(-)	(-)	(-)	(+)	(-)
hohe Ortsauflösung	(-)	(-)	(-)	(-)	(+)
Messung bei Berührung	(+)	(+)	(-)	(+)	(+)
Summe	<b>3 x (-)</b>	<b>1 x (-)</b>	<b>5 x (-)</b>	<b>1 x (-)</b>	<b>1 x (+)</b>

Tabelle 1: Beurteilung der Verfahren zur Messung der Schmierfilmdicken

Veröffentlichungen zu den Messverfahren:

- resistiv: [23], [177]
- induktiv: [257], [65], [193], [90], [60], [61], [62], [212]
- kapazitiv: [70], [69], [137], [138], [139], [140], [196], [54], [141], [146], [65], [128], [202], [210], [31], [79], [29], [199], [56]
- Ultraschall: [32], [33], [6], [133], [5], [122], [134]
- LiF: siehe Tabelle 3

## 2.3 Funktionsweise und Chronik der ausgewählten Messtechniken

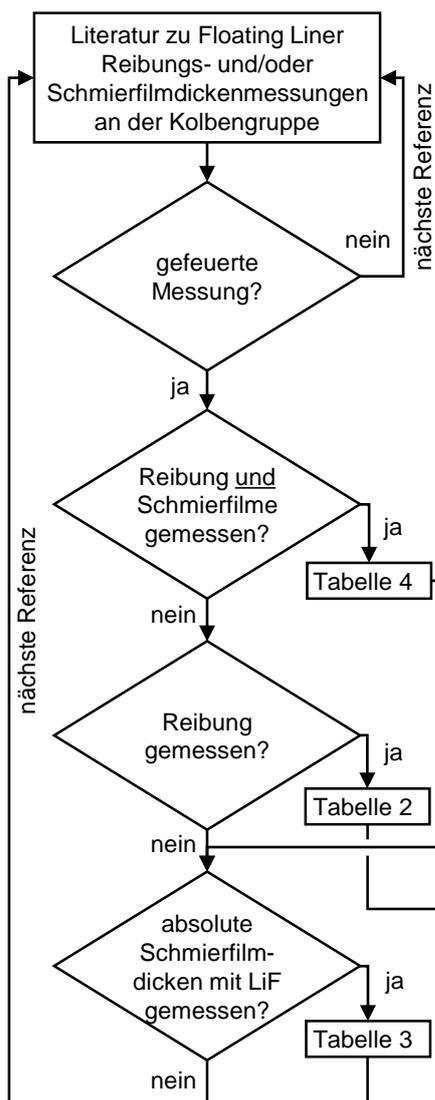


Abbildung 5: Literatursortierung

Im vorhergehenden Kapitel werden die Floating Liner Methode zur Reibungsmessung und die laserinduzierte Fluoreszenz zur Schmierfilmdickenmessung favorisiert. In der Literatur finden sich zu beiden Verfahren etliche Veröffentlichungen zu Messungen an Verbrennungsmotoren. Eine geringe Relevanz ist den geschleppten Messungen zuzuordnen, zumal keine thermischen Einflüsse und zumeist nur geringe Gasdruckkräfte auftreten. Folglich sind die Messergebnisse für den realen Betrieb des Verbrennungsmotors wenig aussagekräftig.

Die Abbildung 5 zeigt den Verlauf der Literaturrecherche zu Kapitel 2.3.1 bis Kapitel 3. Zunächst werden alle recherchierten Veröffentlichungen zu Floating Liner Reibkraftmessungen und zu Schmierfilmdickenmessungen auf den Inhalt von gefeuerten Betriebsbedingungen geprüft. Im Anschluss wird die Literaturstelle auf die Kombination von Reibkraft- und Schmierfilmuntersuchungen durchsucht und bei Zutreffen in Tabelle 4 eingetragen. Anhand der bisher durchgeführten kombinierten Messungen lässt sich in Kapitel 3 der Bedarf an weiteren Forschungen ableiten. Ebenso in diesem Kapitel werden Schmierfilmdickenmessungen mit sämtlichen zuvor vorgestellten Messverfahren berücksichtigt.

Zuerst wird jedoch der aktuelle Stand der Technik der Floating Liner Methode in Kapitel 2.3.1 und der LiF-Messtechnik in Kapitel 2.3.2 analysiert.

Gefeuerte Floating Liner Untersuchungen ohne gleichzeitige Schmierfilmdickenerfassung werden in Tabelle 2 niedergeschrieben. Die vollständige Chronik zu den gefeuerten Floating Liner Messungen ist somit eine Kombination aus Tabelle 2 und Tabelle 4.

Der Abbildung 5 zufolge werden alle gefeuerten und kalibrierten (= absolute Schmierfilmdicken) LiF-Schmierfilmdickenmessungen an Verbrennungsmotoren in Tabelle 3 eingetragen, was in Kapitel 2.3.2 eine komplette Chronik dieser LiF-basierten Messungen erlaubt.

### 2.3.1 Floating Liner Reibungsmessungen

Eine gute Literaturübersicht über Reibkraftmessungen bieten die Veröffentlichungen [216], [67], [90] und [252], unter deren Einbezug die Tabelle 2 und Tabelle 4 als ganzheitliche Chronik erstellt werden.

#### Funktionsweise

Prinzipiell sind alle Systeme aufgebaut wie schematisch in der Abbildung 6 dargestellt. Unterteilt werden die Systeme nach der Art der Kraftmessung und der Ausführung der Brennraumabdichtung. In neueren Veröffentlichungen sind hinsichtlich der Reibkrafterfassung piezoelektrische Kraftsensoren zu finden. Diese werden auch als Kraftmessdosen bezeichnet. Bei den Brennraumabdichtungen gibt es eine größere Vielfalt. Gemeinsames Ziel ist ein sehr kleiner Kraftnebenschluss<sup>3</sup>, damit das Verhältnis zwischen gemessener und tatsächlicher Reibkraft nicht zu klein wird. Eine Erläuterung der gängigsten Dichtungsausführungen ist im rechten Teil der Abbildung 6 skizziert, worauf in der nachfolgenden Chronik eingegangen wird.

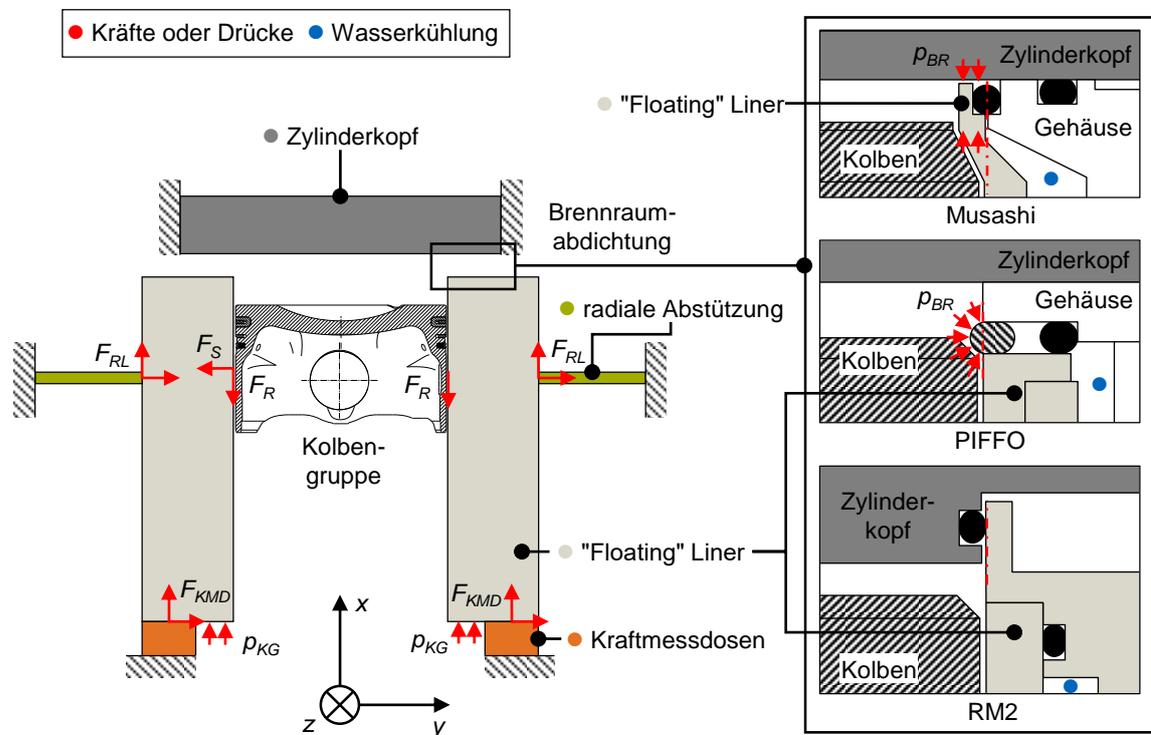


Abbildung 6: Floating Liner Reibmesssysteme, siehe auch Skizzen in [252], [130]

Auf der linken Seite ist der mechanische Aufbau der Reibkrafterfassung und der Seitenkraftabstützung skizziert. Ein Reibkraftmesssystem ist vorzugsweise so konstruiert, dass ein möglichst großer Anteil der Reibkräfte über die Kraftmessdosen (KMD) aufgenommen wird. Weiterhin im Kraftfluss befinden sich Bauteile zur Abstützung der Seitenkräfte (RL) (optional) und die Brennraumabdichtung (BRD). Zusätzlich können durch den Brennraumdruck Störkräfte (ST) entstehen, die sich vornehmlich über das Brennraumdichtelement ausbreiten, aber auch bei geringer Steifigkeit als Kraftfluss vom Zylinderkopf in das Kurbelgehäuse Schwingungen auslösen. Weiterhin greift der im Kurbelgehäuse (KG) schwankende Druck an den Flächen der

<sup>3</sup> Als Kraftnebenschluss wird der Anteil der Reibkraft bezeichnet, der nicht über die Kraftmessdosen abgestützt wird, siehe Gleichung (4).

"schwebenden" Laufbuchse ("Floating" Liner) an und führt zu Verfälschungen bei der Reibkraftmessung. Insgesamt gilt für ein gut konstruiertes Messsystem folgender Zusammenhang in x-Richtung:

$$F_{KMD} + \underbrace{F_{RL} + F_{BRD} + F_{ST}(\rho_{BR}, \rho_{KG})}_{\text{Kraftnebenschluss}} = F_R \quad (4)$$

Idealerweise mit:  $F_{KMD} \gg F_{RL}, F_{BRD}, F_{ST}(\rho_{BR}, \rho_{KG})$

Damit muss für die Steifigkeit  $c_x = F_x/\Delta L_x$  an den freigeschnittenen Kraftvektoren aus der Abbildung 6 gelten:  $c_{KMD} \gg c_{RL}, c_{BRD}$

Hinsichtlich der Steifigkeit der Brennraumabdichtung definiert sich die Auslenkung  $\Delta L_x$  als Abstandsänderung zwischen Zylinderkopf und Floating Liner bzw. Gehäuse in x-Richtung.

In y-Richtung ist folgende Aufstellung möglich:

$$F_{KMD} + F_{RL} + F_{BRD} + F_{ST}(\rho_{BR}) = F_S \quad (5)$$

Idealerweise mit:  $F_{KMD} \ll F_S$

Demnach ist es wichtig, dass die Steifigkeit der radialen Abstützung in Laufrichtung deutlich geringer als die der Kraftmessdosen ist. Weiterhin sollte die Anordnung so ausgeführt sein, dass sich die radiale Abstützung in der Nähe der größten auftretenden Kolbenseitenkräfte befindet und in y-Richtung über eine hohe Steifigkeit verfügt, sodass der Großteil der Seitenkräfte von dieser aufgenommen wird. Die Brennraumabdichtung weist idealerweise ohne Brennraumdruck einen möglichst geringen Kraftnebenschluss in Hubrichtung (x) auf, wie z.B. die radiale Abdichtung des Musashi und RM2 Motors in Abbildung 6. An der Laufbuchse des RM2 greifen zusätzlich keine Brennraumdruckkräfte an. Kräfte auf das Messsystem durch den schwankenden Druck im Kurbelgehäuse lassen sich nur durch die Öffnung desselbigen umgehen, wobei folglich keine Blow-By Messung realisierbar ist. Eine zweite Möglichkeit bietet die nachträgliche Korrektur der Reibkraft, wie sie in [252] durchgeführt wird. Für möglichst geringe Druckschwankungen verfügt zusätzlich das Kurbelgehäuse im besten Fall über ein sehr großes Volumen.

## Chronik

Erste Reibkraftmessungen mittels Floating Liner Methode im gefeuerten Betrieb gelangen ab 1943 Forbes und Taylor [41] am MIT in den USA, siehe Tabelle 2. Sie verwendeten ein optisches Messsystem und eine Labyrinthdichtung zwischen Laufbuchse und Brennraum. Leary und Jovellanos [116] verbesserten das System und führten weitere Untersuchungen durch, woraufhin Livengood und Wallour [123] einen elektromagnetischen Sensor implementierten und den Brennraum mit Dichtungsringen verschlossen.

Erst ab 1979 wurden erneut Reibkraftuntersuchungen mittels Floating Liner im gefeuerten Betrieb von Furuhashi und Takiguchi et al. [49], [51] am Musashi Institute of Technology in Japan durchgeführt. Dabei handelt es sich um einen Vorläufer des bis heute eingesetzten Musashi Motors. Als Kraftaufnehmer wurden piezoelektrische Kraftsensoren angewendet, wie sie in ähnlicher Bauweise bis heute eingesetzt werden. Die Brennraumabdichtung erfolgte mit einem O-Ring.

Verfasser <sup>4</sup> Herkunft (Land)	Zeit- raum	Motortyp Ø mm x $\phi$ mm	Last, $p_{mi}$ , $p_{max}$ Drehzahl <sup>5</sup>	Bauart- eigenschaften <sup>6</sup>	Ref.
Forbes, Leary, Livengood MIT (USA)	1943 bis 1947	Otto 82,55 x 114,3	k. A. 2500	optisches Messsystem; ab [123] mit elektromagnetischen Aufnehmern, Labyrinthdichtung bzw. Dichtungsringe	[41] [116] [123]
Furuhama Musashi Inst. (Japan)	1979 bis 1981	Diesel 137 x 135	Volllast, $p_{max} \approx 70$ 1500	Vorläufer des aktuellen Musashi Motors	[49] [51]
Furuhama Musashi Inst. (Japan)	1983 bis 1986	Diesel, Otto 105, 85 x 125, 78	Volllast, $p_{max} \approx 70$ 3000	Vorläufer des aktuellen Musashi Motors	[52] [53] [55]
Gauthier CRES (Frankreich)	1987	Diesel 96,8 x 110	k. A. 1250	ähnlich FL Musashi aus [49]	[57]
Ku, Patterson The University of Michigan (USA)	1988 bis 1989	Otto 88 x 84	k. A. 2000	FL Dehnmessstreifen (fixed sleeve design)	[115] [158]
Konomi, Kikuchi, Kohashi Toyota Motor Corporation (Japan)	1988 bis 2013	Otto(-DI) 86 x 86	(Volllast, $p_{max} \approx 35$ ), $p_{mi} = 6,5$ 3500	Abdichtung ähnlich FL Musashi aus [49], aber mit acht 3-Komponenten Kraft- sensoren	[106] [91] [102]
Takiguchi, Hoshi, Nakayama, Teraguchi, Shibuya, Waka- bayashi, Sato, Madden, To- manik, Fahr, Kikuhara, Kim, Hanke, Rehl, Liao, Ito, Wes- terfield, Tabata Musashi Inst. / Tokyo City University (Japan) <sup>7</sup> , Fuji Heavy Industries Ltd. (Ja- pan), Nissan Motor Corp. (Japan), Federal-Mogul Cor- poration, Mahle (Brasilien), Riken Corporation (Japan), KS Kolbenschmidt GmbH (Deutschland), KIT (Deutsch- land), MIT (USA)	1988 bis 2017	Otto, Otto, Otto, Diesel, Otto, Otto, Die- sel, Diesel, Otto 85, 76, 86, 108, 86, 85,5 82,2, 112, 82,5, 81 x 78, 60, 78, 115, 86, 92,8, 94, 115, 92,8, 96,6	Volllast, $p_{max} =$ 182 ( bei 1220 in [84],) 3000	FL Musashi (aktuelle Bau- weise), O-Ring als Brenn- raumdichtung	[207] [206] [76] [151] [215] [195] [241] [181] [126] [222] [242] [243] [39] [92] [93] [72] [170] [120] [121] [84] [253] [254] [205]
Parker T and N Technology Limited (Großbritannien)	1989	Diesel k. A.	$p_{me} = 3,8$ 1800	ähnlich FL Musashi aus [52]	[157]
Wakuri Fukuoka University (Japan)	1992 bis 1995	Diesel, Diesel 105, 92 x 120, 100	$p_{max} \approx 70$ 1000	ähnlich FL Musashi aus [52], acht hydrostatische La- ger zur Seitenkraftaufnahme	[245] [244] [246] [247]

<sup>4</sup> Es wird in Tabelle 2 bis Tabelle 4 nur der Erstautor genannt.

<sup>5</sup> Es handelt sich um Lastpunkte mit veröffentlichten Reibkraftkurven, wobei Last- und Drehzahlmaximum nicht zwingend demselben Betriebspunkt entstammen.

<sup>6</sup> Wenn nicht anders angegeben, werden piezoelektrische Sensoren zur Kraftmessung verwendet.

<sup>7</sup> Das Musashi Institute of Technology wurde 2009 in Tokyo City University umbenannt.

Verfasser <sup>4</sup> Herkunft (Land)	Zeit- raum	Motortyp Ø mm x $\phi$ mm	Last, $p_{mi}$ , $p_{max}$ Drehzahl <sup>5</sup>	Bauart- eigenschaften <sup>6</sup>	Ref.
Yun, Cho KAIST (Korea)	1993 bis 1998	Diesel 91,1 x 95	Volllast, $p_{max} \approx 60$ 2000	ähnlich FL Musashi aus [207] ff.	[263] [18]
Halsband Universität Hannover (Deutschland)	1994 bis 1995	Otto 75 x 78,7	$p_{mi} = 7$ 2000	ähnlich FL Musashi aus [207] ff.	[67] [68]
Koch, Schwaderlapp, Doh- men, Maassen, Ragot, Kar- rar, Pischinger FEV Motorentchnik, Renault SAS, RWTH Aachen (Deutschland)	1996 bis 2011	Otto $V_h = 417 \text{ cm}^3$	$p_{mi} = 18$ 4000	PIFFO, Metall O-Ring mit Gasfüllung als Brennraum- dichtung	[100] [101] [188] [30] [125] [167] [88] [160] [161]
Ha Hyundai-Motor Company (Korea)	2002	Otto k. A.	$p_{me} = 2$ 2000	FL, Druckkompensationska- nal und O-Ring Brennraum- dichtung	[66]
Kunkel, Merkle, Werner Technische Universität Mün- chen (Deutschland)	2011 bis 2014	Otto 82,5 x 92,8	$p_{mi} = 8$ 2000	RM1: Gaskraftkompensa- tion, RM2: O-Ring Brenn- raum-dichtung	[112] [113] [114] [129] [251] [252] [130]
Gore Loughborough University (Großbritannien)	2014	Otto 96 x 62,1	$p_{max} = 35$ 2500	FL, mit Labyrinthdichtung	[63]
Sato Yamaha Motor Co. (Japan)	2015	Otto 50 x 57,9	$p_{mi} = 9$ 3000	ähnlich FL Musashi aus [207] ff., Abdichtung ähnlich FL RM2 aus [252]	[182]
Capello, Priestner, Winklho- fer, Hick AVL List GmbH (Österreich)	2016	Otto, Diesel k. A.	$p_{mi} = 9,6$ 4500	AVL FRISC Engine, paten- tiertes Dichtungsringkonzept	[15] [163] [258] [74]
Bartel Universität Magdeburg (Deutschland)	2016	Diesel 81 x 95,5	$p_{mi} = 14$ 1500	FL	[8]

Tabelle 2: gefeuerte Floating Liner Reibkraftmessungen ab 1943

Die Veröffentlichungen aus Tabelle 2 enthalten z.B. Reibkraftuntersuchungen zu den Themen:

- Einlauf von Komponenten
- verschiedene Betriebsbedingungen (Einflussgrößenuntersuchung)
- Unterschiede zwischen Otto- und Dieselmotor
- Komponentenvariationen (in Hinblick auf Reibungsreduzierung)
- Öluntersuchungen
- Vergleich zwischen Messung und Berechnung
- Einfluss der Direkteinspritzung

Leichte Variationen am Messsystem bzw. der Brennraumabdichtung wurden in den folgenden Jahren in [52] und [55] vorgenommen sowie Messungen an einem im Vergleich zu 1979 bis 1981 kleineren Diesel- und Ottomotor bei beachtlichen Lasten (Volllast,  $p_{max} \approx 70$  bar) und Drehzahlen ( $n = 3000$  1/min) vorgestellt. Gauthier et al. in Frankreich [57] adaptierten die Merkmale O-Ring und piezoelektrischer Sensor von Furuhamas in ihrem Messsystem. Ku et al. [115] setzten auf Dehnmessstreifen am Zylinder und eine kombinierte Gas- und Reibkraftmessung. Hinsichtlich der Erfassung der Reibkraft stellten Konomi et al. [106] ein System vor, das durch acht 3-Komponenten Kraftsensoren die Reibkraft erfasst. Das Prinzip der Abdichtung lehnt sich an die des Musashi Motors an.

Im aktuellen Musashi Motor erfolgt die Abdichtung des Brennraums mittels O-Ring nach Abbildung 6, siehe auch [207]. Ab [207] finden sich auch Reibkraftmessungen in Kombination mit anderen Messtechniken zur Untersuchung der Kolbengruppe hinsichtlich verschiedener Zielsetzungen, die im Anhang A.1 auf Seite 139 beschrieben sind.

In den darauffolgenden Jahren bis 1994 wurden weitere dem Musashi Messprinzip ähnliche Aufbauten erstmals in der Literatur veröffentlicht.

Ab 1996 werden Reibkraftmessungen mittels des sogenannten PIFFO-Systems neu vorgestellt. Gemessen werden die Kräfte durch vier am Umfang verteilte Kraftsensoren. Der Brennraum wird mittels eines gasdruckgefüllten O-Rings aus Metall abgedichtet, siehe Abbildung 6. Mit diesem System wurden Reibkraftkurven bei Drehzahlen von bis zu 4000 1/min in [100] und in [161] bei einer sehr hohen Last von 18 bar indiziertem Mitteldruck ( $n = 2000$  1/min) veröffentlicht.

Ha et al. [66] integrierten in deren Aufbau eine Gaskraftkompensation, um im Gegensatz zum Musashi Motor die Kolbenkrone nicht bearbeiten zu müssen.

In den Jahren 2011 bis 2014 wurden am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München zwei verschiedene Reibkraftmesssysteme entwickelt, siehe [112], [130] und [252]. Ersteres verfügt über eine Gaskraftkompensation, um einen Serienzylinderkopf und unbearbeiteten Serienkolben verwenden zu können. Das von Furuhamas bzw. Musashi Motor bekannte Prinzip wurde insoweit verändert, dass ein umfangreiches Kanalsystem die auf die Laufbuchse wirkende Gaskraft kompensiert [130]. Beim Betrieb ergeben sich jedoch Schwierigkeiten bei der Haltbarkeit der Dichtelemente und in der Genauigkeit der Reibkraftmessung. Weiterhin ist kein seriennahes Brennverfahren zu verwirklichen.

In [252] wurde ein neues System zur Abdichtung des Brennraums entworfen, siehe RM2 in Abbildung 6. Es verzichtet auf eine störanfällige Gaskraftkompensation, weist aber dafür einen Zylinderkopf mit flachem Brennraum und mit nur zwei Ventilen auf. Das macht den Versuchsmotor klopfanfällig, womit hohe Lasten nur mit serienuntypischen Brennverläufen erreicht werden können. Das System verfügt dafür über eine sehr hohe Steifigkeit, was sehr gute Ergebnisse bei der Reibkraftmessung und Reproduzierbarkeit zur Folge hat.

Im Jahr 2014 taucht von Gore et al. [63] ein Konzept mit einer Labyrinthdichtung auf, was auch eine Bearbeitung der eingesetzten Kolben mit sich zieht. Untersuchungen wurden im gefeuerten Betrieb durchgeführt, weisen jedoch relativ große Störungen auf.

Zur Verbesserung des Zusammenspiels von Kolben und monolithischem Aluminiumliner bauten Sato et al. [182] ein Reibmesssystem auf, dessen Art und Einbausituation der Brennraumabdichtung dem Konzept des RM2 an der Technischen Universität München ähnelt.

Im Jahr 2016 wurden zwei weitere Messsysteme von der AVL List GmbH Namens AVL FRISC [15], [163], [258], [74] und der Universität Magdeburg [8] publiziert. Veröffentlichungen mit einer genauen Erläuterung des konstruktiven Aufbaus und umfangreiche Untersuchungen zu Betriebsbedingungen und Komponenten sind gemäß Tabelle 2 zum Zeitpunkt dieser Arbeit nicht bekannt.

### Schlussfolgerung

Werner stellt eine hohe Reproduzierbarkeit bei der Entwicklung des Messsystems in den Vordergrund, was in [252] eingehend beschrieben ist. Weiterhin ist das Brennraumdichtelement beim RM2 radial ausgeführt und am Zylinderkopf eingelassen, was möglichst geringe Störungen durch die Brennraumkraft zur Folge hat. Außerdem wird eine hohe Steifigkeit des Messsystems erreicht, um Schwingungen auf dem Reibkraftsignal gering zu halten. Sowohl die Art der Brennraumabdichtung wird daher in dieser Arbeit beibehalten, als auch auf eine hohe Steifigkeit des Messsystems geachtet. Die Integration einer Schmierfilmdickenmesstechnik an Laufbuchse und Kolben, eines Messschwingensystems (siehe Kapitel 4.2) und die Forderung nach einem seriennahen Brennverlauf erfordern die Neuentwicklung des Messsystems und des Zylinderkopfs.

### 2.3.2 LiF-basierte Schmierfilmdickenmessungen

#### Funktionsweise

Weimar [249] und Wigger [255] stellen die physikalischen Wirkprinzipien hinsichtlich der laserinduzierten Fluoreszenz ausführlich dar, weshalb im Folgenden an diese Ausführungen angelehnt wird. Trifft Licht mit der Intensität  $I_0$  auf eine Materie oder eine fluoreszierende Flüssigkeit, wird diese absorbiert ( $I_A$ ), reflektiert ( $I_R$ ), gestreut ( $I_S$ ) oder transmittiert ( $I_T$ ). Die Anteile sind wellenlängenabhängig, weshalb der Koeffizient  $\lambda$  eingeführt wird.

$$I_{0\lambda} = I_{A\lambda} + I_{R\lambda} + I_{S\lambda} + I_{T\lambda} \quad (6)$$

Das Lambert-Beer'sche Absorptionsgesetz [10] gibt einen Zusammenhang für die transmittierte  $I_{T\lambda}$  zur einfallenden Lichtintensität  $I_{0\lambda}$  an. Die Intensität des transmittierten Lichts ist abhängig von einem stoff- und wellenlängenabhängigen Extinktionskoeffizienten  $\epsilon_\lambda$ , der Stoffmengenkonzentration der wechselwirkenden Moleküle  $c_A$  und der Dicke der durchstrahlten Schicht  $h$ . [218], [249], [255], [145]

$$I_{T\lambda} = I_{0\lambda} \cdot e^{-\epsilon_\lambda c_A h} \quad (7)$$

Es folgt damit für die absorbierte Lichtintensität  $I_{A\lambda}$ , wenn das reflektierte  $I_{R\lambda}$  und gestreute Licht  $I_{S\lambda}$  vernachlässigt werden, siehe auch [255].

$$I_{A\lambda} = I_{0\lambda} - I_{T\lambda} = I_{0\lambda} \cdot (1 - e^{-\epsilon_\lambda c_A h}) \quad (8)$$

Für geringe Konzentrationen und Schichtdicken lässt sich der Term nach einer Reihenentwicklung, wenn deren höhere Glieder vernachlässigt werden, folgendermaßen schreiben.

$$I_{A\lambda} = I_{0\lambda} \cdot \epsilon_\lambda \cdot c_A \cdot h \quad (9)$$

Weiterhin ist nach [249], [255], [145] die Quantenausbeute  $\Phi_\lambda$  zu berücksichtigen. Nicht jedes absorbierte Photon führt zu einem Fluoreszenzphoton. Für die Fluoreszenzintensität  $I_{F\lambda}$  gilt die anschließende Gleichung.

$$I_{F\lambda} = I_{A\lambda} \cdot \Phi_\lambda = I_{0\lambda} \cdot \varepsilon_\lambda \cdot c_A \cdot h \cdot \Phi_\lambda \quad (10)$$

In [249] und [255] ist ergänzend der Entstehungsmechanismus der Fluoreszenz beschrieben, bei dem es durch die Energiemenge der absorbierten Strahlung  $I_{A\lambda}$  zur Aussendung von Fluoreszenzphotonen kommt. Dabei tritt ein "Stokes-Shift" (= Energieverlust als Wärme- bzw. Schwingungsenergie) auf. Die Emission findet somit bei höheren Wellenlängen, die Absorption bei niedrigeren Wellenlängen statt. Aufgrund der vielfältigen möglichen Energieübergänge in Molekülen findet die Absorption und Emission nicht bei diskreten Energien statt, sondern führt zu einem Spektrum, wie die Abbildung 7 beispielhaft für den Farbstoff Pyrromethen 567 zeigt.

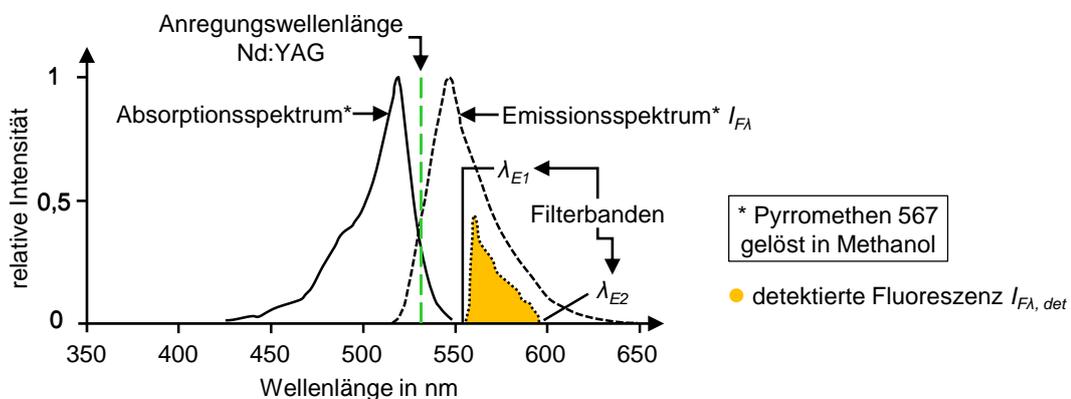


Abbildung 7: LiF-Messprinzip: Absorptions-, Emissionsspektrum nach [4], [145] und Filterung der Emission

Mittels eines Lasers – z.B. Nd:YAG mit 532 nm – lässt sich Pyrromethen 567 anregen, was zum dargestellten Fluoreszenzspektrum führt. Alternativ ist auch eine breitbandige Anregung mittels Xenon-Blitzlampe wie in [80] möglich.

Die Verschiebung der Fluoreszenz zu höheren Wellenlängen stellt sich als günstig für das Detektieren dar, zumal mit Filtern vor dem Detektor das anregende Licht, welches z.B. auch durch Reflektionen zum Detektor gelangt, herausgefiltert wird. Somit gibt es keine Beeinträchtigung der Intensitätsmessung. Eine breitbandige Anregung durch das Xenon-Blitzlicht benötigt einen zusätzlichen Filter vor der Lampe, sodass Anregungs- und Emissionsspektrum klar getrennt werden können.

Die Sammeleffizienz nach Wigger [255] stellt einen Wirkungsgrad des optischen Strahlengangs und der Messung der Intensität dar. Je nach Justierung der optischen Bauelemente und der Detektoreffizienz kann die tatsächlich detektierte Fluoreszenzintensität  $I_{F\lambda, det}$  stark variieren. Zusätzlich hängt die gemessene Intensität von der wellenlängenabhängigen Durchlässigkeit des Filters und anderer optischer Bauteile wie z.B. eines Dichroiten ab.

Für die Effizienz der optischen Messaufbaus nach Emission der Fluoreszenz wird daher ein wellenlängenabhängiger Wirkungsgrad  $\eta_\lambda$  eingeführt.

$$I_{F\lambda, det} = \int_{\lambda_{E1}}^{\lambda_{E2}} I_{F\lambda} \cdot \eta_\lambda \, d\lambda = \int_{\lambda_{E1}}^{\lambda_{E2}} I_{0\lambda} \cdot \varepsilon_\lambda \cdot c_A \cdot h \cdot \Phi_\lambda \cdot \eta_\lambda \, d\lambda \quad (11)$$

Die detektierbare Fluoreszenz ist damit direkt proportional zu Schichtdicke des fluoreszierenden Mediums. Weimar [249] stellt eingehend den Einfluss von verschiedenen Ölen, Farbstoffen, der Temperatur und von Bleichungseffekten vor. Basierend auf den Ergebnissen wird der Fluoreszenzfarbstoff Lumilux CD 345 für die Messungen in dieser Arbeit ausgewählt.

In Abbildung 8 ist aufgezeichnet, wie gängige LiF-Messsysteme aufgebaut sind. Zu unterscheiden ist grundsätzlich in zweidimensional (2D) und eindimensional (1D) messende Systeme. Üblich sind für beide Laser zur Fluoreszenzanzregung, wobei im zweidimensionalen Fall in der Regel Nd:YAG-Pulslaser verwendet werden. Sie stellen kurzzeitig viel Leistung zur Verfügung, um große Flächen ausreichend zu beleuchten. Optional wird direkt nach dem Laser zur Abtrennung von nicht gewünschten Wellenlängen ein schmalbandiger Bandpassfilter verwendet [107], [12], [249]. Danach wird der Laserstrahl durch strahlteilende optische Bauteile zumeist im gleichen Verhältnis auf verschiedene Messstellen aufgeteilt, siehe [249], [255].

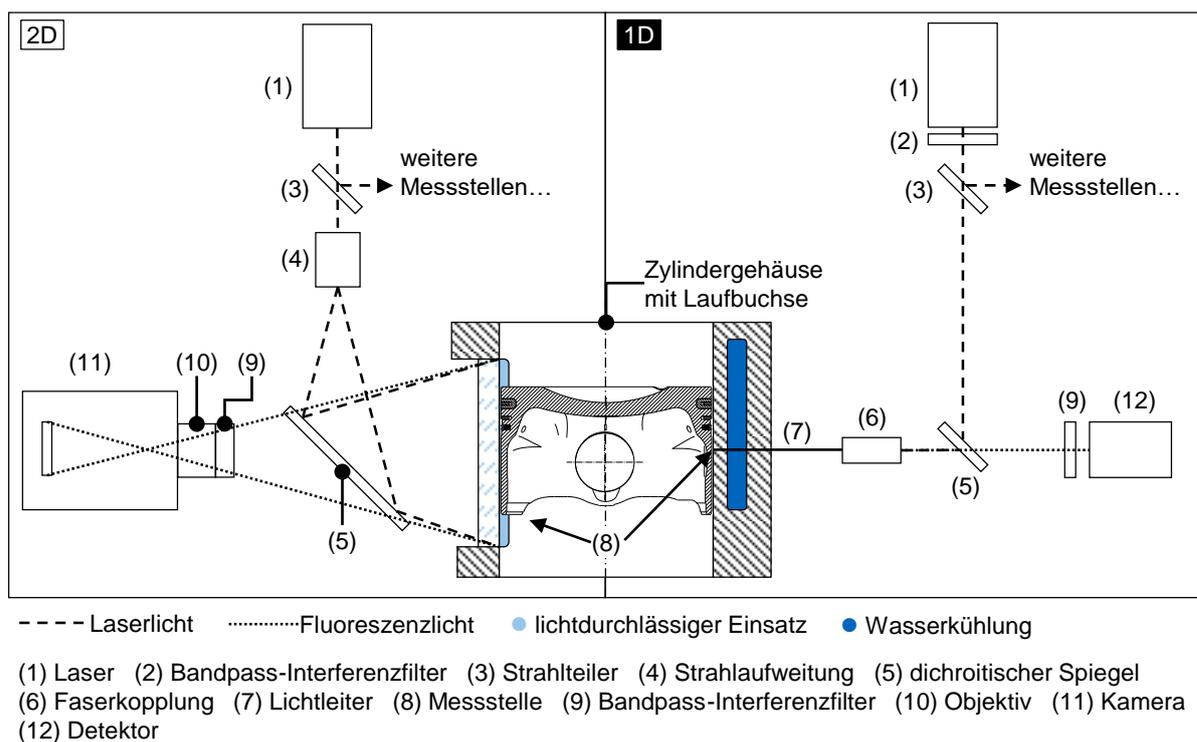


Abbildung 8: zwei- und eindimensionale LiF-Messsysteme, vergleiche Aufbau in [249], [145]

Im Anschluss an die Strahlteilung unterscheiden sich zwei- und eindimensionale Messsysteme. Im ersteren Fall wird der Strahl z.B. durch eine Sheet- und Kollimatoroptik für einen rechteckigen Beleuchtungsquerschnitt oder in [7], [145] durch eine (Zylinder-)Linse aufgeweitet. Zur gleichmäßigen Lenkung des Lichts auf die Messstelle wird in [145] ein dichroitischer Spiegel benutzt, welcher die Anregungswellenlänge im 90 Grad Winkel reflektiert. In [7] wird der Laser so positioniert, dass er das Fenster direkt beleuchtet. Die vom Schmierstoff emittierte Fluoreszenzstrahlung trifft wieder auf den Dichroiten und durchdringt diesen aufgrund

der höheren Wellenlänge geradlinig. Damit entfällt in der Theorie die weitere Filterung vor der Kamera, wie sie in [7] ohne Dichroiten notwendig ist. In der Praxis kann es jedoch zu Streuungen des Laserlichts kommen, welches auf die Kamera trifft. Aus diesem Grund ist in [145] ein Bandpassfilter vor das Objektiv und die Kamera montiert.

Im eindimensionalen Fall wird das Laserlicht nach der Aufteilung auf die Messstellen über einen dichroitischen Spiegel in eine Faserkopplung geleitet, von der aus die anregende Strahlung durch einen Lichtleiter Richtung Messstelle transportiert wird [249]. Des Weiteren gibt es Aufbauten, bei denen das Licht vor der Messstelle wieder ausgekoppelt wird [107]. Für den Fall eines Quarzglas- oder Saphirfensters an Stelle eines eingebauten Lichtleiters ist diese Vorgehensweise verbreitet. In [77] wird gänzlich auf den Einsatz von Lichtleitern verzichtet. Der große Vorteil von Lichtleitern ist die Flexibilität bei der Positionierung des laseroptischen Aufbaus am Prüfstand, indem Lichtleiter die Laserstrahlung mit sehr geringen Verlusten bis zur Messstelle transportieren, die infolgedessen auch auf dem Kolben sein kann, siehe Kapitel 4.3. Das Fluoreszenzlicht wird nach dem Austritt aus der etwaigen Faserkopplung analog zum zweidimensionalen Aufbau über einen Dichroiten und Bandpassfilter auf den Detektor geleitet. Als Detektoren eignen sich Photomultiplier (siehe Tabelle 3) und als neuere Entwicklung auch Fotodioden (siehe Kapitel 4.5.2).

Sinnvoll ist weiterhin die Messung der Laserleistung z.B. durch die Abtrennung eines geringen Prozentsatzes des Anregungslichts, um Leistungsschwankungen der Lichtquelle bei der Erfassung des Schmierfilms zu berücksichtigen. Das spielt vor allem bei Xenon-Blitzlampen und Pulslasern eine Rolle [80], [145]. Bei eindimensionalen Messungen ist ein sehr leistungsstabiler Laser zielführend, siehe Kapitel 4.5.2. In [83] wird ein Teil des Laserlichts zu einem "Optical Power Meter" abgezweigt. Zusätzlich wird der Einfluss variierender Lichtleiterbiegeradien auf das Messsignal untersucht und festgestellt, dass keine Veränderung dadurch resultiert.

### **Chronik**

Bereits 1946 beobachteten Beaubien und Cattaneo [9] Ölfilme zwischen Kolben und Zylinderwand mithilfe eines Glaszylinders. Der Motor wurde dafür geschleppt betrieben und die Ölfilme mittels Fotografien beobachtet. Ebenso Fotografien nutzte Greene 1969 [64] für die Beobachtung der Kolben-Zylinderschmierung an einem Prüfstand, der den Ansaug- und Kompressionstakt nachbildete.

Ab 1974 wurden Ölfilmschichtdickenmessungen mittels Fluoreszenzmesstechnik von Smart und Ford ausgeführt [198]. Sie nutzen hierfür eine Quecksilberdampf-Hochdrucklampe mit einer Wellenlängenemission von 365 nm. Mittels Photomultiplier wurde die aus dem Öl, welches sich auf einer zylinderartigen drehenden Kontur befand, emittierte Fluoreszenz ( $\approx 450\text{--}550\text{ nm}$ ) detektiert. Sie stellten fest, dass eine konstante Lampenleistung, eine kurze Messzeit aufgrund des Signaldriftens am Photomultiplier und eine exakte Kalibrierung wichtig sind. Die Signalstärke ist dabei annähernd linear zur eingestellten Schmierfilmdicke.

Ford und Foord [42] verbesserten den Messaufbau 1978 dahingehend, dass ein He-Cd-Laser eine UV-Lichtwellenlänge von 325 nm oder blaues Licht bei einer Wellenlänge von 441,6 nm produziert. Mittels UV-Beleuchtung wurde eine rapide Ölverschlechterung bzw. keine stabile Fluoreszenzaktivität beobachtet, wohingegen mittels blauem Laserlicht sowohl die Degradation signifikant weniger auftrat als auch eine deutlich stärkere Fluoreszenzaktivität bei vielen Ölen zu sehen war.

Ting verwendete 1980 die Schmierfilmdickenmessung mittels laserinduzierter Fluoreszenz an einem transparenten Zylinder im geschleppten Betrieb [221]. Er nutzte hierfür genauso einen He-Cd-Laser und eine Wellenlänge von 441,6 nm. Mittels Lichtdetektor und Oszilloskop wurden die Schmierfilmstärken visualisiert.

In der Folgezeit wurden z.B. in [159], [148], [149], [202], [150], [89] ähnliche geschleppte Messungen durchgeführt. In den folgenden Ausführungen werden jedoch nur gefeuerte Messungen betrachtet, da sie für den realen Motorbetrieb eine höhere Aussagekraft besitzen.

Mittels Glaszylinder und Injektion von gefärbtem Öl am Kolben wurden von Saito et al. 1989 in [178] das Ölverhalten am Kolben in Hinblick auf den Ölverbrauch beobachtet. Absolute Schmierfilmdicken sind jedoch aufgrund der fehlenden Kalibriermöglichkeit nicht zu finden. Weitere Messungen ohne Kalibrierung wurden z.B. in [231], [1], [204], [94], [95] ausgeführt. Auf eine Zusammenstellung nicht kalibrierter Messreihen wird im Folgenden verzichtet. Als Ergebnis resultiert die Literaturübersicht in Tabelle 3.

Gefeuerte Messungen führten gemäß Tabelle 3 Hoult und Lux et al. von 1988 bis 1991 durch [77], [124]. Sie setzten hierfür einen runden Quarzglaseinsatz in die Laubuchse ein. Als Beleuchtung diente ein He-Cd-Laser und als Detektor wurde ein Photomultiplier verwendet. Zusätzlich wurde der Farbstoff Coumarin 523 mit dem Öl vermischt. Laut [77] besitzt der Farbstoff bei ca. 443 nm die maximale Absorption, die größte Fluoreszenzemission liegt bei ca. 500 nm. Ein Bandpassfilter verhindert die Messung von Laserlicht am Detektor. Diese Art von Aufbau wurde bis heute genauso oder in ähnlicher Weise beibehalten, wobei optische Zusatzkomponenten, Laser-, Detektortypen und Farbstoffe variieren. Daneben werden zum einen optische Quarzglas- und Saphireinsätze, zum anderen Lichtleiter für optischen Messstellen am Motor benutzt, siehe Tabelle 3 und auch Abbildung 8.

In [259] wurde mit einer beachtlichen Auflösung von 200 kHz gemessen, womit elf Messwerte pro Grad Kurbelwinkel bei einer Drehzahl von 3000 1/min darstellbar sind. Gemessen wurde eindimensional, was bedeutet, dass ein kleiner Messfleck mittels Sammellinse ausgeleuchtet wird. Am MIT wurden in der Folgezeit noch weitere Untersuchungen mit derselben Messtechnik durchgeführt, wie Tabelle 3 zeigt. Es kamen verschiedene Motoren zum Einsatz und die Lichtführung bis zum Motor wurde angepasst. Ab [176] wurde ein Faserbündel von 18 100  $\mu\text{m}$  Fasern für die Fluoreszenz um eine einzelne 50  $\mu\text{m}$  Faser für das Laserlicht eingesetzt.

Die Auflösung der Ringkanten der Kolbenringe ist grundsätzlich umso besser, je kleiner der Lichtleiter bzw. Messfleck ist. Richardson erkannte die Wichtigkeit der hohen örtlichen Auflösung und setzte Lichtleiter mit einem Kerndurchmesser von 50  $\mu\text{m}$  ein. In [171] zeigt er Schmierfilmdickenverläufe bei einer Drehzahl von 500 1/min, bei denen die schmalen Kanten des zweiteiligen Ölabstreifrings sehr gut aufgelöst sind.

He-Cd-Laser, Coumarin Farbstoffe und Photomultiplier finden sich bis zum Jahr 2000 anteilig am häufigsten hinsichtlich der optischen Messtechnik, siehe Tabelle 3. Daneben wurden Argon-Ionen-Laser, Infrarot-Lichtquellen und Xenon-Blitzlampen eingesetzt. Zum Teil wurde auf Farbstoffe verzichtet und das Fluoreszenzleuchten des Motoröls verwendet.

Inagaki et al. stellten einen Versuchsmotor mit Glaszylinder für geschleppte Messungen und zwei längliche Saphireinsätze auf Druck- und Gegendruckseite für gefeuerte Messungen in [80] vor. Die Saphireinsätze wurden bei Vollast und bis zu einer Drehzahl 5000 1/min betrieben. Durch ein zweidimensionales Sichtfeld von 71 mm x 4 mm werden Öltransporteffekte im Ringpaket, wie z.B. das Durchströmen des Ringstoßes, sichtbar. Zur flächigen Ausleuchtung

wurde eine Xenon-Blitzlampe angewendet. Das gefilterte violette und blaue Licht erzeugt aus dem Coumarin eine Fluoreszenz mit einem Peak bei ca. 490 nm, die über blaue, grüne und gelbe Farbanteile verfügt. Durch einen Filter vor der CCD-Kamera wird sichergestellt, dass ausschließlich Fluoreszenzlicht detektiert wird, siehe auch [260].

Ab dem Jahr 2001 finden sich Veröffentlichungen seitens des MIT mit einem gepulsten Nd:YAG-Laser als Beleuchtungsquelle für zweidimensionale Öltransportuntersuchungen. Zum einen wurde ein Dieselmotor mit optischen Quarzglaszugang, zum anderen ein Ottomotor mit größerem Saphirzugang benutzt. Ein Ziel ist vor allem die Unterstützung der Entwicklung von Computermodellen für den Öltransport [238]. Dafür wurden nicht kalibrierte Ölfilmbeobachtungen insbesondere mit Augenmerk auf Blow-By und Öltransport unternommen, siehe [217], [219], [220], [238], [164], [165], [236], [190], [264]. Daneben wurden einige kalibrierte Messreihen und auch eindimensionale Schmierfilmdickenuntersuchungen von Yilmaz et al. veröffentlicht, siehe Tabelle 3.

Weimar [249] setzte 2002 erfolgreich sechs Lichtleiter am Kolben eines gefeuerten Ottomotors ein, wovon zwei innerhalb eines Kolbenrings angebracht sind. Gemessen wurde jedoch nur bis zu einer Drehzahl von 1500 1/min. Im Jahr 2014 sind weitere Untersuchungen mit Lichtleitern am Kolben zu finden. Mochiduki [83] baute Lichtleiter in das obere und untere Rail des Ölabstreifrings ein und führte Messungen zum Einfluss der Kolbensekundärbewegung auf den Ölfilm mit einer Drehzahl von bis zu 3000 1/min und unter Vollast durch. Beide ließen die Lichtleiter über eine Messschwinde auf den Kolben laufen, siehe auch Kapitel 4.2.

Weitere zweidimensionale Schmierfilmdickenuntersuchungen führten Suzuki und Baba et al. [204], [7] an einem transparenten Zylinder durch, wobei erstere nicht kalibriert wurden. Das Sichtfeld ist aufgrund des verwendeten Saphirzylinders sehr groß. In [7] werden kalibrierte Filmhöhen über dem gesamten Kolben visualisiert. Zusätzlich wurden mittels PIV Ölfilm- bzw. Ölpartikelgeschwindigkeiten ermittelt. Auf dem Gebiet der zweidimensionalen Ölfilmvermessung wurden von Wigger ab 2014 [255] Ölfilmuntersuchungen auf der Druck- und Gegen-druckseite an einem länglichen Saphirfenster durchgeführt. Dieses wurde nach [145] bündig ohne erkennbaren Spalt in den Motor eingesetzt. Vor allem der bündige Einbau und die Honung großer optischer Einsätze stellen eine große Herausforderung dar, was zum Teil nicht gelungen ist.

Verfasser Herkunft (Land)	Zeit	Motortyp Ø mm x ϕ mm	Lichtquelle, Wellenlänge, Farbstoff	De- tek- tor	1D 2D	Messstelle: Lichtleiter / Fenster, (Ø oder ϕ, ⇔, Anzahl)	Kalibrie- rung	Ref.
Hoult, Lux, Wong, Shaw, Ryan, Frolund MIT (USA), DTU (Dänemark)	1988 bis 1997	Diesel, Die- sel, Otto, Otto 139,7, 75, 87, 82,7 x 120,65, 70, 67, 93	He-Cd-Laser, 442 nm, Coumarin 523	PMT	1D	Quarzglasfenster, (Ø ≈ 5 mm [192] bis 12,6 mm [77], 1x)	"ex-situ" + "in-op"	[77] [124] [259] [192] [176] [43]
Richardson Cummins En- gine Co. (USA)	1991 bis 1992	Diesel 114,3 x 114,3	He-Cd-Laser, 442 nm, -	PMT	1D	Lichtleiter, (Ø <sub>Kern</sub> = 50 µm, 4x)	"ex-situ"	[171] [172]
Konomi, Sanda Toyota (Japan)	1993 bis 1997	Otto 86 x 86	He-Cd-Laser, 442 nm, Coumarin 6	PMT	1D	Quarzglaszylinder ge- schleppt, Saphirfenster, (Ø = 4 mm, 1x)	"ex-situ"	[107] [179] [180]

Verfasser Herkunft (Land)	Zeit	Motortyp Ø mm x ϕ mm	Lichtquelle, Wellenlänge, Farbstoff	De- tek- tor		Messstelle: Lichtleiter / Fenster, (Ø oder ϕ, ⇔, Anzahl)	Kalibri- rung	Ref.
				1D	2D			
Brown, Taylor, Natrass Shell (UK)	1993 bis 2004	Diesel 130,2 x 165,1	Argon-Ionen-La- ser / IR-Licht- quelle, 488 nm / k. A., -	Pho- to- tube	1D	Quarzglasfenster Spectrosil B / ZnSe (IR durchlässig), (Ø = 6 mm, 1x)	"ex-situ"	[12] [213] [155] [214]
Inagaki Toyota (Japan)	1995 bis 1997	Otto 81 x 71	Xenon-Blitz- lampe, 380-500 nm, Coumarin 6	CCD	2D	Glaszylinder (BK7) ge- schleppt / Saphirfenster, (ϕ71 mm, ⇔4 mm, 2x) je eins auf DS & GDS	"ex-situ"	[80] [81]
Arcoumanis Imperial College (Großbritannien)	1998	Diesel 87,31/ 87,35 x 110	Argon-Ionen-La- ser, 488 nm, k. A.	PMT	1D	Multimode Lichtleiter, (Ø <sub>Kern</sub> = 50 µm, 3x)	"ex-situ"	[3] [2]
Takiguchi, Nakayama Musashi Inst. (Japan)	1998 bis 2000	Diesel, Otto 72, 86 x 72, 78	He-Cd-Laser, 442nm, Coumarin 6	PMT	1D	Lichtleiter, (Ø <sub>Kern</sub> = 50 µm, 4x)	"ex-situ" + "in-op"	[209] [152] [153]
Thirouard, Yilmaz, Przes- mitzki MIT (USA)	2001 bis 2008	Diesel, Otto, Otto 75, 86,6 86,25 x 70, 88, 86	Nd:YAG- / He- Cd-Laser, 532 nm / 442 nm, Pyromethene 567 / Rhodamine 640 / Coumarin 523	CCD PMT	2D 1D	Diesel: Quarzglasfenster, (ϕ20 mm, ⇔8,6 mm, 1x) Otto: Saphirfenster, (ϕ98.5 mm, ⇔12 mm, 1x) Otto: Quarzglasfenster, (Ø = 3,3 mm, 4x)	"in-op"	[218] [261] [262] [166]
Weimar Universität Karlsruhe (Deutschland)	2002	Otto 89 x 80,25	Argon-Ionen-La- ser, 488nm, Lumilux CD 345	PMT	1D	Lichtleiter am Kolben, (Ø <sub>Kern</sub> = 315µm, 6x)	"ex-situ" + "in-op"	[249]
Baba Yajima Industry Co. Ltd (Japan)	2007	Otto 96.9 x 75	Nd:YAG-Laser, 532nm, Rhodamine B	CCD	2D	Saphirzylinder, (ϕ136 mm, ⇔135 mm)	"ex-situ" + "in-situ"	[7]
Stein RWTH Aachen (Deutschland)	2010	Otto-DI 85 x 85	LED-Modul, 365nm, Lumilux CD 345	PMT	1D	Quarzglas, (Ø = 4 mm, 9x), vier gleichzeitig messbar	"ex-situ"	[201]
Ito Tokyo City Uni- versity (Japan)	2014	Otto 89 x 80,3	Laser, 440 nm, C <sub>26</sub> H <sub>26</sub> N <sub>2</sub> O <sub>2</sub> S	PMT	1D	Zwei Lichtleiter im Öl- abstreifring eingebaut, je- weils im oberen und unte- ren Rail	k. A.	[83]
Wigger, Müller Daimler (Deutschland)	2014 bis 2018	Otto-DI 83 x 92	Nd:YAG-Laser, 532nm, Pyromethene 567 Rhodamine 640	CCD	2D	Saphirfenster, (ϕ110 mm, ⇔14 mm, 2x) je eins auf DS & GDS	"in-situ" + "in-op" ab [145]	[255] [145] [256] [143]
Kirner, Uhlig Technische Uni- versität Mün- chen (Deutschland)	2015 bis 2017	Otto 82,51 x 92,8	diodengepumpter Festkörperlaser (cw), 470 nm, Lumilux CD 345	Fo- todi- ode	1D	Bis zu 16 Messstellen gleichzeitig, (Ø <sub>Kern</sub> = 100 µm in der Lauf- buchse, 9x), (Ø <sub>Kern</sub> = 200 µm im Kolben, 8x)	"in-situ"	[96] [225] [97] [224] [227] [226]

Tabelle 3: gefeuerte, absolute Schmierfilmdickenmessungen mittels LiF ab 1988

## Kalibrierung

Bei der Schmierfilmdickenmessung mittels laserinduzierter Fluoreszenz handelt es sich um ein Verfahren, das im Vergleich z.B. zu Wirbelstromsensoren direkt die Schmierfilmdicke misst. "Direkt" heißt, dass kein Bauteilabstand erfasst wird, sondern die Fluoreszenzstärke des Farbstoffs im Öl, welche ein Maß für die Dicke eines sehr dünnen Schmierfilms darstellt und linear mit dieser ansteigt. Die direkte Messung ist ein Vorteil dieser Messtechnik, die absolute Messgenauigkeit hängt jedoch von der Kalibrierung ab. Erst die Zuordnung einer durch die Auswerteelektronik gemessenen Spannung an einem Photomultiplier oder an einer Fotodiode zu einer Schmierfilmstärke ermöglicht absolute Messwerte.

In der Literatur finden sich für LiF-basierte Schmierfilmdickenmessungen Experimente zur Bestimmung der Abhängigkeit zwischen der gemessenen Spannung und der Schmierfilmstärke an einem CCD-Sensor oder einem Photomultiplier. Die Schmierfilmstärke muss dafür auf verschiedene bekannte Dicken eingestellt werden.

Dellis gibt in [26] neben der Tabelle 3 einen Überblick über unternommene Versuche zur Kalibrierung von LiF-basierten Messungen. Bereits 1974 nutzten Smart und Ford [198] eine Injektionsspritze, um Öl bekannten Volumens auf eine glatte Oberfläche bestimmter Größe zu verteilen, was die Einstellung verschiedener Filmstärken ermöglicht. Messungen an einem Motor wurden in dieser Veröffentlichung nicht durchgeführt.

Definieren lassen sich grundsätzlich folgende Typen von Kalibrierungen:

- statische Kalibrierversuche außerhalb des Motors = "ex-situ"
- Kalibrierungen direkt an der Kolbengruppe oder der Laufbuchse mittels des eingebauten optischen Zugangs und des LiF-Messsystems = "in-situ"
- eine "in-situ" Kalibrierung während des Motorbetriebs = "in-op(eration)"<sup>8</sup>

Der Vorteil der "in-op" Kalibrierung ist die Messung am tatsächlich eingesetzten Motorbauteil und bei den vorhandenen Betriebseinflüssen wie z.B. erhöhte Temperaturen und einsetzende Ölalterungen. Somit können Veränderungen in der Fluoreszenzaktivität nachgewiesen werden. Das geschieht z.B. über in den Kolbenringen eingebrachte Nuten bekannter Tiefe, die mit Öl gefüllt sein müssen. Dearlove und Cheng [25] ätzen für Versuche mit Kolbenringen eine 10 µm tiefe und 150 µm breite Nut (ca. 10 % der Ringdicke) in einen Kolbenring. Der Spannungsanstieg am Photomultiplier wird ins Verhältnis zur Nuttiefe gesetzt. Wichtig ist, dass auch während des Betriebs eine Vollfüllung dieser zur Kalibrierung eingesetzten Vertiefungen gegeben ist, was zum Teil Probleme bereitet, siehe [171], [12]. Gemäß [176] wird die Kalibrierung in der Abwärtsbewegung durchgeführt. Daher wird davon ausgegangen, dass die von der maschinellen Bearbeitung vorhandenen Vertiefungen am Kolbenhemd gefüllt sind. Der Kalibrierfaktor schwankt zwischen 10 und 100 mV pro Mikrometer, was auf das Lasersystem zurückgeführt wird.

Außerdem wurden bisher über Vertiefungen im Kolben, eingeätzt oder von der mechanischen Fertigung vorhanden, das Ringprofil, gestufte Ringe oder die Balligkeit des Kolbenhemds "in-op" Kalibrierungen durchgeführt, siehe Tabelle 3. [124], [259], [209], [218], [145]

---

<sup>8</sup> Der in dieser Arbeit verwendete Begriff "in-op" ist in der Literatur zum Teil als dynamische "in-situ" Kalibrierung betitelt.

Bei "in-op" Kalibrierungen ist zusätzlich zu beachten, dass Formveränderungen passieren können, die nicht prüfbar sind. Außerdem müssen die Vertiefungen sehr gering sein, damit die Messung im linearen Bereich liegt. Abriebe des Graphits am Kolbenhemd oder andere Verschleißerscheinungen an den optischen Messstellen beeinflussen daher das Ergebnis.

Ein anderer Weg ist, mit parallel eingesetzter Abstandsmesstechnik eine Kalibrierung vorzunehmen. Die birgt jedoch auch Risiken hinsichtlich der Vollfüllung im vermessenen Abstand und der Ungenauigkeit der Abstandsmesstechnik. Stiyer und Gandhi [202] kalibrierten die LiF-Messung mittels kapazitiver Abstandssensoren. Dabei wurde das Kolbenringprofil von der LiF-basierten und der kapazitiven Messtechnik in ähnlicher Form abgebildet. Der durch die kapazitive Messtechnik tatsächlich gemessene Abstand ergibt einen Kalibrierfaktor für die Ausgangsspannung am Photomultiplier. Die kapazitive Messung benötigt jedoch zuvor genauso eine Kalibrierung, die Ungenauigkeiten aufweisen kann. Ferner nimmt bei der kapazitiven Abstandsmessung das Dielektrikum im Messspalt Einfluss auf die Messgenauigkeit.

Weimar nutzte Wirbelstromsensoren in der Laubuchse zur Bestimmung des absoluten Abstands zwischen den Lichtleitern im Kolben bzw. im Kolbenring und der Lauffläche. Die Bestimmung einer Kalibriergerade während des Betriebs erfolgte durch eingebrachte Nuten in der Laubuchse. Dies geschah unter der Annahme der Vollfüllung [249].

"In-situ" Kalibrierungen wurden in [7] zusätzlich zur "ex-situ" und in [255] zusätzlich zur "in op" aus [145] angewendet. In [7] wurden innerhalb des Saphirzylinders durch Fühlerlehren ölfüllte Abstände von 5  $\mu\text{m}$  bis 100  $\mu\text{m}$  eingestellt und die Fluoreszenzstärke gemessen. In [255] wurde genauso innerhalb der Laubuchse am Saphirfenster eine Kalibrierung mit dem im Motorbetrieb eingesetzten Messtechnikaufbau und einem Kolbensegment durchgeführt. In [145] auf Seite 7 ist die Vorgehensweise prägnant beschrieben. Zur Maßnahme gehört ein Kolben ohne Öl innerhalb der Buchse für die Korrektur der Hintergrundfluoreszenz des Kolbens, eine Pulsenergiekorrektur des Lasers und eine Flachfeldkorrektur wegen etwaiger ungleichmäßiger Ausleuchtungen. Daneben wurde eine "in-op" Kalibrierung im geschleppten Betrieb für den Kolbenhemdbereich durchgeführt. Genutzt wird die bekannte Balligkeit des Kolbenhemds. Der LiF-Verlauf wird dem Topographieverlauf durch einen Skalierungsfaktor und einen Offsetwert angenähert.

Am ungenauesten für Motorversuche sind die statischen Kalibrierungen anzusehen. In [171], [179], [12], [80], [3], [201] wurde ein "ex-situ" Experiment genutzt, das nicht direkt die Messstelle im Motor kalibriert. Für solche Referenzversuche werden mittels z.B. einer Mikrometerschraube [171], [179], [12], [209], [3], [249], [201], eines gestuften Blocks [179], [80] oder Glasplatten mit Unterlegscheiben [77] bzw. mit Platindraht dazwischen [7] Abstände eingestellt. In dem vollgefüllten Spalt wird die Fluoreszenzintensität gemessen. Vorversuche mit einem ähnlichen Aufbau zeigen eine hohe Ungenauigkeit bereits bei der Spalteinstellung mit dem Mikrometer [96]. Ein weiterer Nachteil ist, dass die Polierung der Faser und die Einkopplung des Laserlichts in dem "ex-situ" Experiment nicht identisch zur Messstelle am Motor sind. Zudem ist davon auszugehen, dass die Kalibrierung ohne die später zu vermessenden Motorbauteile Abweichungen mit sich bringt, vor allem da die Kontur und Rauheit der Oberfläche bzw. Materialeigenschaften von z.B. Kolben- bzw. Kolbenringen nicht identisch sind. Solch ein externes Referenzexperiment ist jedoch zur Untersuchung des Einflusses von Bleichung, Verschmutzung, Temperatur, allgemeinem Farbstoffverhalten und anderen Effekten, wie z.B. in [249], [7], [201] sehr gut geeignet, vorzugsweise wenn zusätzlich eine "in-situ" oder "in-op" Kalibrierung genutzt wird.

## Schlussfolgerung

Zweidimensionale Messsysteme haben einen großen Eingriff in das Zylindergehäuse zur Folge (siehe Abbildung 8), was Probleme bei der Kühlung mit sich bringt. Dies ist insbesondere für den in dieser Arbeit durchzuführenden Motorbetrieb mit Aufladung relevant. Eindimensionale Systeme mit Lichtleitern an der Messstelle weisen den geringsten Eingriff auf, wobei auch hier Probleme bei der Abdichtung des Kühlwassermantels auftreten können. Damit ist mit der zweiten Methode ein seriennaher Betrieb des Motors einfacher zu realisieren, was die Verzüge und die erreichbaren Lasten angeht.

Die eindimensionale Vermessung mittels sehr kleiner Lichtleiter ist eine Methode, die zu zeitlich und örtlich hochauflösenden Schmierfilmdickenverläufen führt. Bei der zweidimensionalen Messung ist aufgrund kurzer Beleuchtungszeiten keine kontinuierliche Messung möglich. Dafür ist ein großflächiges Verständnis der Ölverteilungs- und Öltransportvorgänge erreichbar.

Mit Lichtleitern ist eine zusätzliche Messung am Kolben realisierbar. Bei Verwendung von zweidimensionaler Messtechnik an der Laufbuchse bedeutet dies einen weiteren separaten optischen Aufbau für die Messkolben.

Weiterhin ist in dieser Arbeit ein Reibmesssystem mit einer hohen Steifigkeit gefordert, was somit einen großen Bauraum in Anspruch nimmt. Lichtleiter bieten sich daher zur Schmierfilmdickenmessung an, da sie wenig Platz in Anspruch nehmen. Insgesamt ergibt sich damit als Schlussfolgerung, dass einzelne Lichtleiter gegenüber einer zweidimensionalen Messung mittels eines optischen Einsatzes zu bevorzugen sind.

Als Detektoren werden Fotodioden favorisiert, die im Vergleich zu Photomultipliern einfach und kostengünstig aufgebaut sind.

Daneben ist eine leistungsstabile Lichtquelle wichtig, da die Laserleistung einen nahezu linearen Einfluss auf die Fluoreszenzintensität hat, siehe [249].

Hinsichtlich der Kalibrierung werden eine "in-situ" und zusätzlich eine "in-op" Kalibrierung bevorzugt. Mit Ausnahme einer kolbenseitigen Messstelle wird dennoch auf einen "in-op" Abgleich verzichtet, siehe Kapitel 5.1.1. Hierfür spricht die begrenzte Aussagekraft, falls keine Vollfüllung der Markierungen vorherrscht. Der Aufwand verschiedene Versuchsteile (Kolben, Kolbenringe und Laufbuchse) mit Marken zu versehen ist überdies sehr hoch. Die Kalibrierung der untersten Lichtleitermessstelle am Kolben ist jedoch durch die Abstandsmessung des Wirbelstromsensors an der gleichen Position "in-op" durchführbar. In der Abwärtsbewegung des Kolbens wird von der Vollfüllung des Spalts zwischen Sensor und Laufbuchse ausgegangen, siehe Abbildung 42.

Für die Messstellen der Laufbuchse wird eine "in-situ" Kalibrierung mit den Versuchsteilen und dem laseroptischen Aufbau durchgeführt, wie in Kapitel 4.5.3 beschrieben ist. Die Umrechnung der weiteren kolbenseitigen Lichtleitermessungen in absolute Schmierfilmhöhen erfolgt über die Kalibrierung der Laufbuchse, siehe Kapitel 4.5.3.

### 3 Forschungsbedarf und Ziel der Arbeit

Das vorhergehende Kapitel 2.3 zeigt eine Vielzahl an separaten Messungen der Kolbengruppenreibung und der Schmierfilmdicken. Die Reibkraft und Schmierfilmdicke beeinflussen sich jedoch gegenseitig, wie bereits in Kapitel 2.1 dargestellt. Die Tabelle 4 zeigt deshalb Werke, in denen die Reibkraft mittels Floating Liner und der Schmierfilm untersucht wurden. Sie gibt auch Hinweise auf weitere eingesetzte Messtechniken für zusätzliche Untersuchungsziele. Gegenüber Tabelle 2 und Tabelle 3 fällt die im Vergleich geringe Anzahl auf, was darauf hindeutet, dass weiterer Forschungsbedarf besteht. Insgesamt werden 108 Veröffentlichungen zur gefeuerten Floating Liner Reibkraft- und LiF-Ölfilmdickenmessung in Tabelle 2 bzw. Tabelle 3 zusammengefasst. Ferner gibt es etliche Schmierfilmdickenmessungen ohne Kalibrierung oder mittels anderer Messtechniken, die in dieser Arbeit nicht aufgelistet sind. Trotzdem beschäftigen sich lediglich 15 Veröffentlichungen mit der kombinierten Messung dieser Größen, siehe Tabelle 4. Die hohe Anzahl an gesonderten Reibungs- und Schmierfilmdickenmessungen mit diversen Messtechniken weist jedoch auf die große Bedeutung für die Verbesserung des Hubkolbenmotors hin.

In der ersten Veröffentlichung aus Tabelle 4 von Furuhashi bzw. Shin am Musashi Institute of Technology von 1984 [54] bzw. 1985 [197] wurden für die Reibkraftmessung drei verschiedene Versuchsträger verwendet. Die Floating Liner Messsysteme unterschieden sich hierbei nur im Detail. Die Messung der Schmierfilmdicken erfolgte in einem weiteren Motor mittels kapazitiver Messtechnik, welche in den ersten Kompressionsring integriert wurde.

Dabei kam eine Elektrode für die Messung der Schmierfilmdicke zum Einsatz und zwei weitere wurden für die Kippwinkelerfassung des Kolbenrings übereinander angeordnet. An den Totpunkten wurde ein Einbruch des Schmierfilms beobachtet. Es wurden verschiedene Öle untersucht und theoretische mit gemessenen Kurven hinsichtlich Reibkraft und Schmierfilm verglichen. Hinsichtlich der Schmierfilme konnte nur bei ausreichender Ölversorgung des ersten Kompressionsrings (Demontage der weiteren) ein ähnliches Schmierfilmniveau im Vergleich zur Berechnung hergestellt werden. Direkte Zusammenhänge zwischen Reibkraft und Schmierfilm wurden nicht bewertet.

Clarke et al. präsentierten 1991 in [22] ein Messsystem bestehend aus einem Floating Liner und 21 kapazitiven Sensoren in der Laufbuchse, wobei nur eine einzige Messkurve eines kapazitiven Sensors kombiniert mit einer Reibkraftkurve im gefeuerten Betrieb vorgestellt wird. Die Veröffentlichung wird aus diesem Grund nicht in Tabelle 4 aufgenommen.

Im Jahr 1993 untersuchten Konomi et al. den Einfluss verschiedener Kolbenhemdballigkeiten – bei identischem Einbauspiel von 30  $\mu\text{m}$  an der zentralen Kolbenhemdfläche – auf die Reibkraft und den Schmierfilm [107]. Gemessen wurde mit einer Drehzahl von bis zu 3000 1/min und unter Volllast, dabei werden Reibkraftkurven nur bis 2000 1/min gezeigt. Festgestellt wurde, dass sich im hydrodynamischen Schmierungsstatus mit steigender Balligkeit des Kolbenhemds die Reibung verringert, siehe Abbildung 9. Bei den Schmierfilmdicken am Kolbenhemd zeigt die Messung den dünnsten Schmierfilm für die geringste Balligkeit. Des Weiteren wurde das Kolbenringpaket in [180] hinsichtlich Schmierfilm und Reibung untersucht und die Ergebnisse mit berechneten Werte verglichen. Die Schmierfilmunterschiede am ersten Kompressionsring zwischen geschlepptem und gefeuertem Betrieb konnten durch Rechnung und Messung in ähnlicher Weise wiedergegeben werden. Aufgrund zu schlechter örtlicher Auflö-

sung wurde der Schmierfilm an den Kanten des Ölabstreifers größer gemessen als er berechnet wurde. Bei einer etwas mehr als verdoppelten Vorspannung am Ölabstreifring zeigten sich ca. 15 bis 20 Prozent Unterschied im Reibmitteldruck der Kolbengruppe. Sich dadurch ergebende Unterschiede im Schmierfilm wurden experimentell nicht geprüft.

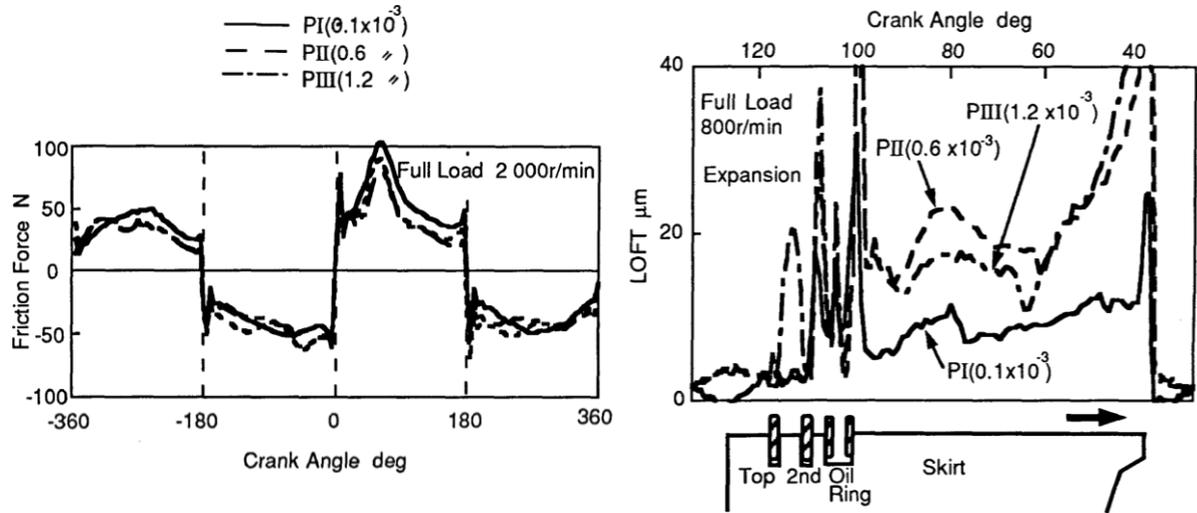


Abbildung 9: Reibkraft- (Ausschnitt aus Fig 6) und Schmierfilmdickenmessungen (Fig 4) aus [107]

Takiguchi et al. [208] veröffentlichten 1996 Messungen an drei verschiedenen Motoren gemäß Tabelle 4. Erfasst wurden Schmierfilmdicken, Reibung und Ölverbrauch bis zur Vollast bei einer Drehzahl von 1500 1/min. Für die Ölverbrauchsmessung wurde Wasserstoff als Kraftstoff benutzt und der  $\text{CO}_2$ -Gehalt im Abgas detektiert [48]. Die Kolben wurden entweder mit zwei oder drei Ringen bestückt. Ein Fazit ist, dass bei zwei Kolbenringen durch das höhere Druckgefälle ein stärkeres Blow-By auftritt, welches viel Öl aus dem Ringpaket nimmt. Das Ergebnis ist ein geringerer Schmierfilm am Liner und im Bereich des obersten Kolbenrings. Der Ölverbrauch ist somit mit zwei Ringen nur geringfügig höher. Die Autoren sehen demzufolge mit zwei Kolbenringen ein Potential zur Reibungsreduzierung, da theoretisch die Vorspannung am Ölabstreifring herabgesetzt werden kann, ohne den Ölverbrauch merklich zu steigern. Ob die gemessenen Effekte bei allen drei Motoren für alle zuvor genannten Messgrößen gleich auftreten, ist jedoch nicht möglich zu beurteilen. Zusätzlich wurde nach [47] die axiale Bewegung des Ölabstreifrings mittels zweier kapazitiver Sensoren an der oberen Ringnutflanke gemessen, vergleiche Tabelle 4.

Urabe et al. [231] bauten in einen Floating Liner Motor einen länglichen Glaseinsatz ein und beobachteten den Einfluss von Ruß aus der Abgasrückführung auf die Reibkräfte. Mittels Xenon-Lampe und High-Speed Kamera wurden Aufnahmen der Schmierungsverhältnisse gemacht. Bei Öffnung des AGR-Ventils und mit zunehmender Betriebsdauer wurde eine Erhöhung der Reibkraft festgestellt, wobei sich Ablagerungen in der 1. Ringnut bildeten.

Von 1999 bis 2005 wurden an der Universität Hannover kombinierte Reibkraft- und Schmierfilmdickenmessungen durchgeführt. Zum Einsatz kam ein Einzylinder Dieselmotor mit einem dem Musashi Aufbau ähnlichen Messsystem. In den Untersuchungen finden sich Reibkraftkurven bei einer sehr beachtlichen Last von 20 bar indiziertem Mitteldruck ( $n = 800$  1/min), die durch 2,5 bar Ladedruck erzeugt wurden. Zusätzlich wurden induktive Abstandssensoren im ersten Kompressionsring integriert, die den Spalt zur Laufbuchse messen. Es handelt sich

hierbei um eine Abstandsmessung, die einen zu [54] qualitativ ähnlichen Schmierfilmdickenverlauf zeigt. Das heißt, dass die Abstände sich an den Totpunkten verringern. Mit zunehmender Last wurde ebenso eine Abstandsreduzierung festgestellt, mit steigender Drehzahl wurde unabhängig vom Lastzustand keine Veränderung festgestellt. Laut Kessen sind die Vorgänge bei den hohen Mitteldrücken sehr komplex und erfordern zur Überarbeitung von Modellvorstellungen weitergehende Untersuchungen bzw. Optimierungen der Messtechnik, auch um Simulationsprogramme zu verifizieren und Komponenten bzw. Betriebsbedingungen zu optimieren. [90]

Die Untersuchungen wurden von Golloch [60], [61], [62] weitergeführt und das induktive Messprinzip um eine Temperaturkalibrierung erweitert. Im geschleppten Motorbetrieb wurde am ersten Kompressionsring eine Verringerung des Abstands mit größerer Drehzahl erkannt, wobei nicht alle Sensoren dieses Verhalten aufzeigten. Es wurde von einer Überkompensation des verbesserten hydrodynamischen Druckaufbaus durch die temperaturbedingte Abnahme der Viskosität ausgegangen. Laut Golloch bleibt jedoch weiterhin folgendes zu beachten: „Infolge des induktiven Messprinzips kann nur ein Abstand gemessen werden. Aussagen über den Ölfüllungsgrad im Spalt sind nicht möglich (...)“ [61]

Nakayama et al. erprobten im Jahr 2000 [153] den Einfluss der Schränkung auf die Reibkraft, den Schmierfilm und die Kolbensekundärbewegung mit jeweils zwei Abstandssensoren auf Druck- und Gegendruckseite. Sie nutzten einen Floating Liner aus [151] und gemäß [153] vier Lichtleiter im oberen Teil der Laubuchse zur Beobachtung des Schmierfilms auf der Gegendruckseite. Die Erhöhung der Schränkung von 0 auf 15 mm bringt in den untersuchten Betriebspunkten einen Reibkraftvorteil und zeigt gleichzeitig Unterschiede in der Kolbensekundärbewegung und den Schmierfilmdicken am Kolbenhemd auf. Aufgetragen sind 10 Arbeitsspiele der Schmierfilmdickenmessung, die deutliche Schwankungen aufweisen. Die Schmierfilmdicken an den Kolbenringen wurden nicht bewertet.

Suzuki et al. [204] nutzten neben einem Floating Liner nach dem Musashi Messprinzip einen weiteren Saphirzylinder zur Beobachtung der Ölverteilung am Kolben. Mittels einer UV-Lichtquelle (oder Stroboskop mit optischem Filter), eines Farbstoffs und einer CCD-Kamera wurden an drei verschiedenen Kolben die Schmierfilme visualisiert. Wurde bei den Messungen wenig Öl am Kolbenhemd festgestellt, stiegen auch die Reibkräfte an. Der Kolben B mit der kleinsten "Skirt Bearing Area" (= Overlap zur Laubuchse), der größten Balligkeit und Ovalität wies die geringsten Reibkräfte auf. Bei den Bildern ergibt sich für diesen Kolben auch die größte Ölsammlung, wobei keine Kalibrierung vorhanden ist. Bereits zwei Jahre später wurden kalibrierten Schmierfilmdickenmessungen veröffentlicht, siehe [7] in Tabelle 3.

Verfasser Herkunft (Land)	Zeit	Motortyp Ø mm x φ mm Last, $p_{mi}$ , $p_{max}$ Drehzahl <sup>9</sup>	weitere Messtechnik	Floating Liner Messtechnik	Schmierfilm- dickenmess- technik	Kali- brie- rung	ein Auf- bau <sup>10</sup>	Ref.
Furuhama, Shin Musashi Inst., Nip- pon Piston Ring Company Limited (Japan)	1984 bis 1985	Diesel, Diesel, Otto, Diesel 137, 105, 85, 140 x 135, 125, 78, 152 Volllast, $p_{max} \approx 70$ 3000	-	FL aus [49] & [52], siehe Tabelle 2	(140 x 152): ka- pazitiv im ersten Kompressions- ring aus [196], Kalibriernuten im Zylinder	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	[54] [197]
Konomi, Sanda Toyota (Japan)	1993 bis 1997	Otto 86 x 86 Volllast, $p_{max} \approx 35$ 2000	-	FL aus [106], siehe Tabelle 2	LiF aus [179], siehe Tabelle 3	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	[107] [180]
				Abbildung 9				
Takiguchi Musashi Inst. (Japan)	1996	Otto, Otto, Diesel 77, 85, 72 x 80, 78, 72 Volllast, $p_{max} \approx 35$ 1500	(77 x 80): Öl- verbrauch nach [48], axi- ale Ölabbrei- fungsbewegung nach [47]	FL (85 x 78) aus [207], siehe Tabelle 2	LiF (72 x 72) nach MIT [259], siehe Tabelle 3	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	[208]
Urabe Musashi Inst. (Japan)	1998	Diesel 108 x 115 60% Last 1200	-	FL Musashi, siehe [215] in Tabelle 2	Quarzglaser- fenster (2D), Xenon-Lampe, High-Speed Ka- mera	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	[231]
Kessen, Golloch Universität Hanno- ver (Deutschland)	1999 bis 2005	Diesel 128 x 142 $p_{mi} = 20$ 1600	radiale Ring- dynamik über die Sensoren im Kolbenring	ähnlich FL Musashi aus [207] ff.	induktives Mess- verfahren mit Sensoren im Kolbenring	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	[90] [61] [62]
Nakayama Musashi Inst. (Japan)	2000	Otto 86 x 78 Volllast, $p_{max} \approx 35$ 2000	Kolbensekun- därbewegung	FL aus [151], siehe Tabelle 2	LiF nach [209], siehe Tabelle 3	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	[153]
Suzuki Fuji Heavy Indus- tries Ltd. (Japan)	2005	Otto 96,9 x 75 $p_{mi} \approx 4,8$ 1500	-	ähnlich FL Musashi aus [207] ff.	Saphirzylinder (2D), UV Licht- quelle, Fluores- zenzfarbstoff, High-Speed CCD-Kamera	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	[204]
Kim Federal-Mogul Corporation (Japan)	2007 bis 2009	Otto 86 x 86 $p_{me} \approx 6,3$ 2500	Vibration am Zylinderblock in [95]	FL aus [241], siehe Tabelle 2	Saphirfenster (2D), UV-Licht- quelle, Farbstoff, High-Speed Ka- mera	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	[94] [95]
Kirner, Uhlig Technische Uni- versität München (Deutschland)	2016	Otto 82,5 x 92,8 $p_{mi} = 6$ 2000	Kolbensekun- därbewegung, Zwischenring- drücke	RM2 aus [252], siehe Tabelle 2	LiF aus [96] siehe Tabelle 3	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	[97] [224]

Tabelle 4: kombinierte Floating Liner- und Schmierfilmdickenmessungen im gefeuerten Motor

<sup>9</sup> Fußnote 5 auf Seite 14 beachten.

<sup>10</sup> Die Messung von Reibkraft und Schmierfilm ist simultan im gleichen Messsystem und Motor möglich.

Kim et al. verwendeten von 2007 bis 2009 den Musashi Floating Liner zur Untersuchung verschiedener Kolbenarchitekturen. Die Besonderheit an den Veröffentlichungen [94] und [95] ist die gleichzeitige Messung der Reibkraft und die Visualisierung der Schmierfilme über ein sehr großes Saphirfenster. Eine Kalibrierung des vorgestellten Messverfahrens ist nicht vorhanden. Mittels ultraviolettem Licht wird Farbstoff im Öl zum Leuchten gebracht und die Fluoreszenz mit einer Kamera (UV-Filter vor Kamera) aufgezeichnet. Mittels Bilddatenverarbeitung wird ein schwarz-weiß Bild mit unterschiedlichen Helligkeitsstufen erzeugt, durch welches auf die qualitative Ölfilmverteilung geschlossen werden kann. In beiden Veröffentlichungen wurden verschiedene Kolbenarchitekturen in Hinblick auf Reibungsminimierung untersucht. In der zweiten wurde zusätzlich die Akustik durch Beschleunigungssensoren am Zylinderblock beurteilt. Gemessen wurde überwiegend bei einer Drehzahl von 1500 1/min und bis zu einer Last von 6,3 bar effektivem Mitteldruck.

Die erste Initiative für die vorliegende Arbeit wurde am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen 2016 mit einer Veröffentlichung [97] von Schmierfilmdickenmessungen aus dem Vorhaben Kolbenring-Öltransport und ergänzenden Reibkraftuntersuchungen am Reibmessmotor RM2 gesetzt. Ergänzend wurden Kolbensekundärbewegung und Zwischenringdruckmessungen betrachtet. Dabei lag der Fokus auf den Zusammenhängen zwischen Reibung, Schmierfilm und Kolbensekundärbewegung für die Variation der Vorspannung am Ölabstreifring.

Werden die in diesem Kapitel (siehe Tabelle 4) vorgestellten Veröffentlichungen zu kombinierten Messungen hinsichtlich Reibkraft und Schmierfilm beurteilt, zeigt sich, dass lediglich Konomi und Sanda sowie Kessen und Golloch die Messungen in einem Aufbau und mit Kalibrierung vollzogen. Ein Aufbau bedeutet, dass die Messung in einem Motor und derselben Laufbuchse vollzogen werden. Damit ist grundsätzlich die simultane Messung von Reibkraft und Schmierfilm realisierbar. Kessen und Golloch setzten dabei auf eine Abstandsmessung. Das Zitat von Golloch zeigt, dass diese Art der Schmierfilmdickenmessung starke Schwächen hat und es nach Kessen weitere Optimierungen braucht.

Alle weiteren Veröffentlichungen weisen entweder keine absolute Kalibrierung der Schmierfilmdicken auf oder die Messungen wurden an verschiedenen Laufbuchsen oder sogar in komplett unterschiedlichen Motoren durchgeführt, letzteres trifft auf [54], [197] und [208] zu.

Das Ziel dieser Arbeit ist es infolgedessen einen Versuchsträger für die umfassende Untersuchung der Tribologie der Kolbengruppe zu entwerfen. Dafür sprechen vornehmlich folgende Gründe:

- es gibt nur eine geringe Anzahl an Veröffentlichungen bzw. ein geringes Wissen zu den Zusammenhängen zwischen Reibung und Schmierfilm. Daneben ist wenig zum Einfluss weiterer messbarer Größen an der Kolbengruppe (siehe Seite 7 oder weitere Messtechnik in Tabelle 4) auf Reibung und Schmierfilm bekannt.
- Messungen in ein- und demselben Aufbau schließen Unsicherheiten bezüglich verschiedener Verzüge, Betriebsbedingungen, Oberflächen etc. aus und sind somit für eine hohe Messgenauigkeit zwingend erforderlich. Überdies sind Betriebspunkt- und Bauteilvariationen schneller zu untersuchen.

Die vorliegende Arbeit gliedert sich somit im Weiteren folgendermaßen auf:

- Beschreibung der Entwicklung des Versuchsträgers – basierend auf den Schlussfolgerungen aus Kapitel 2.3 – für eine simultane örtlich und zeitlich hochauflösende Untersuchung von Reibkraft, Schmierfilm an Laubuchse und Kolben, Kolbensekundärbewegung, axialer Kolbenringbewegung und Zwischenringdrücken
- Untersuchungen im Kennfeld bei verschiedenen Betriebsbedingungen und Kolbengruppenkomponenten mit anschließender Diskussion der Ergebnisse
- Zusammenfassung der Arbeit und Ausblick

Die Veröffentlichungen von Konomi und Sanda [107], [180] sind die einzigen mit der vorliegenden Arbeit vergleichbaren, weil in einem Zylinder Reibkraft mittels Floating Liner Technik und der Schmierfilm durch kalibrierte eindimensionale LiF-Messtechnik untersucht werden. Die Laubuchse verfügt jedoch nur über eine Messstelle, es gibt keine kolbenseitigen Messungen, die Kalibrierung wird nicht im Versuchsträger durchgeführt (= "ex-situ") und weitere Messtechniken werden nicht kombiniert. Außerdem ist die Auflösung der LiF-Messtechnik für die Kanten der Ölabstreifringe unzureichend. Ferner sind nur wenige Messreihen publiziert.

## 4 Entwicklung des Versuchsträgers

### 4.1 Forschungsmotor und Prüfstand

Der in Abbildung 10 dargestellte Prüfstand und Versuchsmotor sind speziell für umfangreiche tribologische Untersuchungen der Kolbengruppe konzipiert. Aus dem Forschungsvorhaben Kolbenring-Öltransport I [96] entstammen die Baugruppen Kurbelgehäuse (17), Kurbeltrieb (siehe Abbildung 13), Massenausgleich (23) und das Motorgestell mit der Peripherie (22) zur Öl- und Wasserversorgung. Der Einsatz von Lichtleitermesstechnik und weiterer Sensorik am Kolben erfordert eine spezielle Kurbelwelle und ein Messschwingensystem zur Überführung der Lichtleiter und Sensorkabel vom bewegten Kolben zur ortsfesten Messdatenerfassung (siehe Kapitel 4.2). Aufgrund dieser speziellen Aufgabe sind nur wenige Serienbauteile verwendbar, wie Tabelle 5 zeigt. Analog zu den Vorhaben [112], [252] und [130] wird die Kolbengruppe des Audi 2.0 TFSI Aggregates eingesetzt. Als Auslegungsrandbedingung gelten der vom Serientriebwerk maximal erreichte Spitzendruck von 110 bar sowie eine maximale Drehzahl von 6500 1/min. Bei Verwendung des Schwingensystems muss die Maximaldrehzahl jedoch auf 4000 1/min begrenzt werden, da es bedingt durch das relativ hohe Eigengewicht (siehe Bauweise in Kapitel 4.2.1 bis 4.2.2) – trotz der Verwendung eines hochfesten Aluminiumwerkstoffs – nicht bis zur Maximaldrehzahl mit einer ausreichenden Sicherheit gegen Dauerbruch ausgelegt werden kann.

Motordaten	Zeichen	Wert	Einheit
Bohrung	$d$	82,5	mm
Hub	$h$	92,8	mm
Hubvolumen	$V_h$	496	cm <sup>3</sup>
Verdichtungsverhältnis	$\varepsilon$	9,6	-
Pleuelstangenverhältnis	$\lambda_{PI}$	0,32	-
Desachsierung des Kolbenbolzens	$k$	-0,6 (Richtung DS)	mm
maximaler Spitzendruck	$p_{max}$	110	bar
maximale Drehzahl	$n_{max}$	6500	1/min
		4000 mit Messschwingensystem	
Schwungmasse	$J_S$	1,5	kgm <sup>2</sup>
Ventile	2 Einlass- und 2 Auslassventile		
Serienbauteile	Kolbengruppe, Pleuel, Hauptlager, Saugrohrinjektor und Zündstabmodul aus AUDI 2.0 TFSI bzw. EA888; Nockenwellen aus Rotax Typ 605 SOS; Drosselklappe aus Smart		

Tabelle 5: Motordaten

Neben der Kinematik des Kurbeltriebs wird auch das Verdichtungsverhältnis, die Einspritzdüse und das Zündmodul aus dem Serienmotor angewendet. Anders als der Vierzylinder Serienmotor verfügt der Einzylinder Versuchsmotor über eine große Schwungmasse mit einem Massenträgheitsmoment von 1,5 kgm<sup>2</sup> (1), um Drehungleichförmigkeiten und deren Einfluss auf die Messungen gering zu halten.

1	Schwungrad
2	Antriebsriemen Massenausgleich
3	Wasserverteilgalerie mit Steckkupplung
4	Wassersammel- galerie mit Steckkupplung
5	Steuertrieb
6	Halteplatte
7	Ölzuläufe/-rückläufe (Steckkupplungen)
8	Abgasrohr
9	Wasserzuläufe (Steckkupplungen)
10	Stützen
11	Saugrohr
12	Zulauf Öldüse (Steckkupplung)
13	Zylinderkopf
14	Wasserrückläufe (Steckkupplungen)
15	Steuerriemen
16	Zylindergehäuse
17	Kurbelgehäuse
18	Inkremental- drehgeber
19	Hall Sensor an 60-2 Rad
20	Blow-By Messleitung
21	Ölverteigalerie
22	Motorgestell mit Peripherie
23	Massenausgleich
24	Ölsammelgalerie
25	Lichtleiter
26	Motorlager

Schnittbild siehe  
Abbildung 13

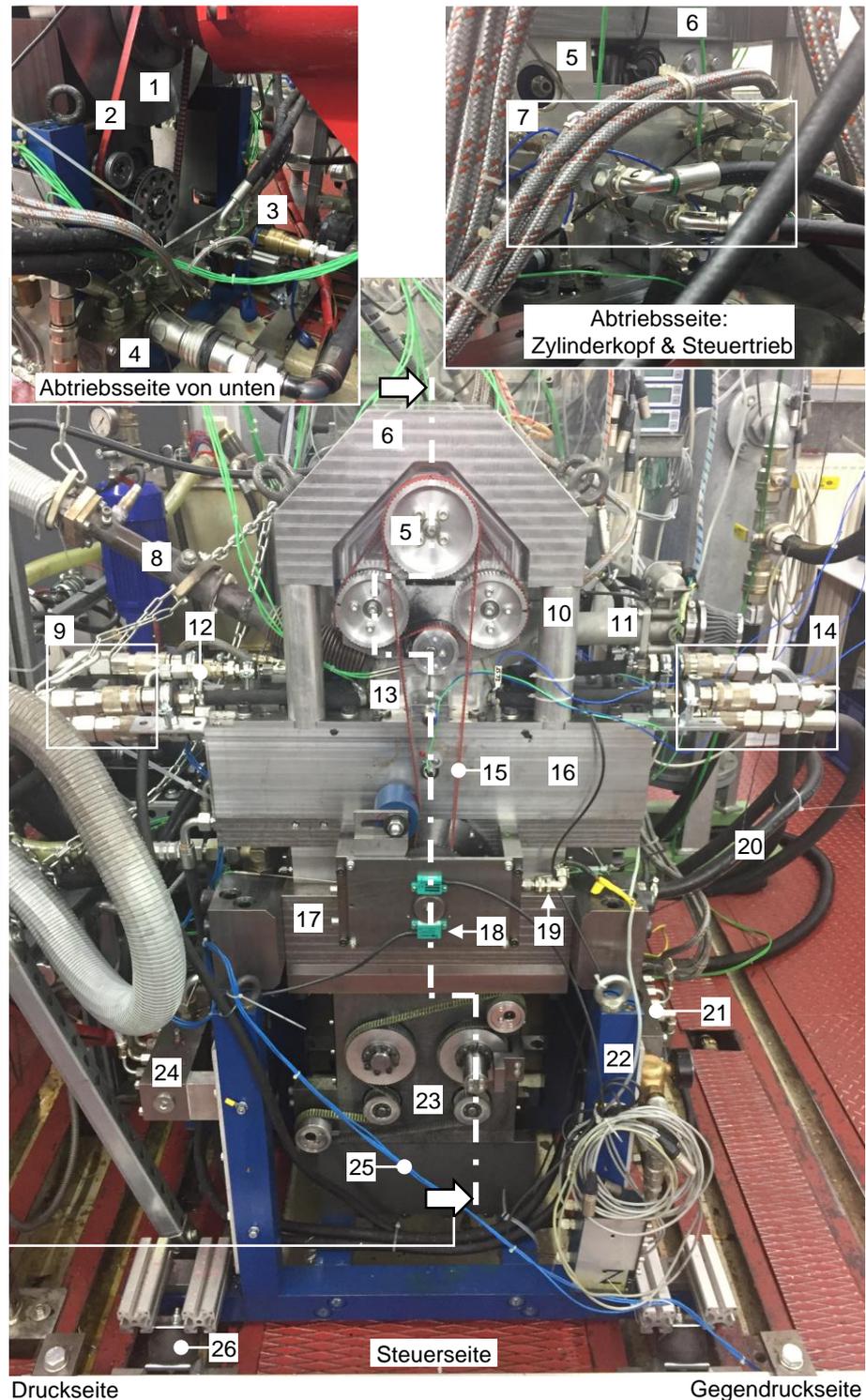


Abbildung 10: Prüfstand und Versuchsmotor

Die Einzylinderbauweise führt zu hohen Massenkräften, weshalb ein Vollaussgleich der Massenkräfte der ersten und zweiten Motorordnung realisiert wird. In [252] und [130] wird auf einen Antrieb des Massenausgleichs mittels Zahnriemen statt einer Zahnradübersetzung gesetzt, weil ein geringerer Einfluss auf die Messung der Reibkräfte festzustellen ist. Der Antrieb mittels Zahnriemen wird für den vorliegenden Versuchsmotor übernommen, jedoch von der Steuerseite auf die Abtriebsseite verlegt (2), siehe auch Abbildung 13. Auf dieser Seite trägt der Massenausgleich (23) vorteilhaft zum großen Massenträgheitsmoment des Schwungrades bei

und die Torsionsschwingungsbelastung der Kröpfung wird reduziert. Bei der Lagerung des Motors am Prüfstand werden sowohl Elastomerlager (26) als auch eine feste Verschraubung des Motorgestells mit dem Prüfstand eingesetzt (siehe Kapitel 4.4.3).

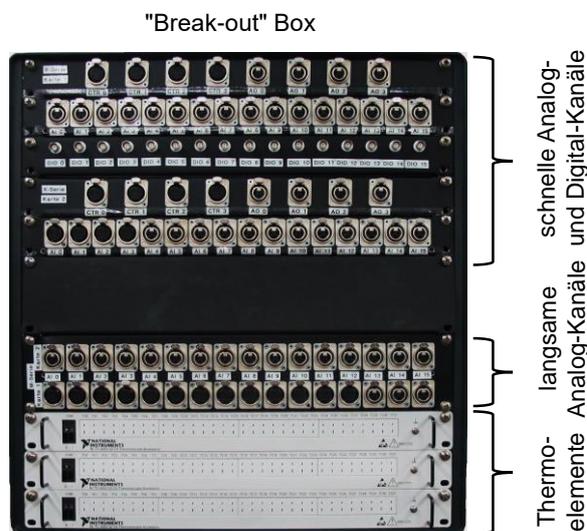


Abbildung 11: "Break-out Box" [96]

Die Konditionierung des Kühlmittels und des Motoröls erfolgt innerhalb der Prüfstandsperipherie. Über Leitungen gelangen die Betriebsstoffe zum Motorgestell. Eine Anforderung an den Versuchsmotor ist der schnelle Aufbau- und Abbau, da weitere Motoren an diesem Prüfstand betrieben werden. Dafür gibt es eine "Break-out Box" (siehe Abbildung 11) oberhalb der Drehstrom-Asynchronmaschine zur schnellen Trennung der zahlreichen Sensorleitungen sowie ein Steckkupplungssystem (3 & 4) für die Öl- und Kühlmittelversorgung (siehe Abbildung 10). Die Verwendung von abdichtenden Steckkupplungen wird auch bei der Verbindung von den Öl- und Kühlwasserleitungen (7, 9, 12 & 14) zu den Verteil- und Sammelgalerien (3, 4, 21 & 24) fortgeführt.

Für die vorliegende Arbeit werden das Zylindergehäuse (16), der Zylinderkopf (13) und der Steuertrieb (5) neu entwickelt. Bei Betrachtung der Abbildung 10 fällt die große Halteplatte (6) und die darunter liegenden Stützen (10) auf. Die Messung von Reibkräften an der Kolben-Gruppe nach dem Floating Liner Prinzip ist nur mit einer möglichst guten Entkopplung der hohen Brennraumdruckkräfte auf den Zylinderkopf von der Messung der deutlich geringeren Reibkräfte durchführbar. Deshalb wird eine Konstruktion gewählt, bei der der Zylinderkopf und der Steuertrieb von unten an der Halteplatte befestigt sind. Die Halteplatte ist über die Stützen auf dem Zylindergehäuse verschraubt und ermöglicht eine Krafteinleitung in das Zylindergehäuse fernab der Sensorik für die Reibkraftmessung, siehe auch Kapitel 4.4.

Neben der Sensorik für die tribologischen Untersuchungen verfügt der Prüfstand über eine Überwachung von Druck (WIKA-Drucktransmitter) und Temperatur (Thermoelemente/PT100) des Kühlmittels und des Motoröls sowie eine Indizierung des Brennraum-, Saug-, Abgasrohr- und Kurbelgehäusedrucks (Kistler-Drucksensoren). Temperaturen werden zusätzlich in wichtigen Lagerstellen und am Zylinderkopf überwacht. Der relativ arbeitende Brennraumdrucksensor wird hierbei über den absoluten Drucksensor im Saugrohr abgeglichen. Alle Kanäle werden über die "Break-out Box" verteilt oder gesammelt. Für das Motorsteuergerät der Firma Trijekt ist ein 60-2 Inkrementalgeberrad mit einem Hall-Sensor (19) auf der Steuerseite integriert. Mit dem Motorsteuergerät lassen sich Drosselklappenstellung, Einspritzmenge und Zündzeitpunkt einstellen. Der Motor wird für die tribologischen Untersuchungen ausschließlich mit einer Saugrohreinspritzung saugmotorisch und aufgeladen betrieben.

Für die kurbelwinkelsynchrone Abtastung der schnellen Messdaten – wie z.B. Brennraumdruck, Reibkraft, Schmierfilmdicken etc. – kommt ein Inkrementaldrehgeber (Pepperl und Fuchs) mit 7200 Pulsen pro Umdrehung (18) zur Anwendung. Bei den ersten Versuchen in

[226] stellt sich eine Abtastung mit 3600 Werten pro Umdrehung, entspricht 1/10 Grad Kurbelwinkel Auflösung, als unzureichend für die Schmierfilmdickenerfassung heraus. Für die Verarbeitung der erfassten Daten wird eine lehrstuhleigene LabVIEW-basierte Software genutzt. Die Hardware ist ein PXI-System der Firma National Instruments.

In Abbildung 13 ist ein Schnitt durch den Versuchsmotor gezeigt, dessen Definition in Abbildung 10 erfolgt. In der Darstellung sind die einzelnen Baugruppen zu sehen und deren Bestandteile beschrieben. Grundsätzlich wird zwischen sechs Baugruppen unterschieden, die als Steuertrieb, Zylinderkopf, Zylindergehäuse mit Messsystem, Kurbelgehäuse und Massenausgleich bezeichnet sind. Im Kurbel- und Zylindergehäuse befindet sich die sechste Baugruppe der Kurbeltrieb. Der Steuertrieb beinhaltet eine Zwischenwelle und zwei Nockenwellen, wovon die Auslassnockenwelle geschnitten ist. Für den Steuertrieb wird aufgrund einfacher Verfügbarkeit auf zwei Nockenwellen aus einem Rotax Motor zurückgegriffen, dessen Ventilabstand und Maximalhub ähnlich zum AUDI 2.0 TFSI sind. Zudem verfügt der Nockentrieb über eine Wälzlagerung, die durch den Ölnebel im Steuertriebgehäuse, welcher durch das Anspritzen der Nocken mit Öl und den hydraulischen Ventilspielausgleich entsteht, ausreichend mit Schmierstoff versorgt wird. Aufgrund der relativ kurz bauenden Nockenwellen ist eine Zwischenwelle erforderlich, welche zudem das Übersetzungsverhältnis von 2:1 einstellt. Diese ist mit lebensdauer geschmierten Wälzlagern ausgestattet.

Unterhalb des Steuertriebs befindet sich der Zylinderkopf mit zwei Einlass- und zwei Auslassventilen. Darunter liegt das Zylindergehäuse mit einem Messsystem zur Reibkrafterfassung und mit Lichtleitermessstellen zur Schmierfilmdickenmessung. Dabei bilden Wassermantel und Laufbuchse eine Einheit, die sich über Kraftmessdosens und Radiallagerscheiben auf dem Zylindergehäuse abstützen, vergleiche auch Kapitel 4.4.1.



Abbildung 12: Motor mit abgetrenntem Zylindergehäuse für den Umbau der Kolbengruppe

Eine Besonderheit ist die einfache Trennbarkeit der Baugruppen Steuertrieb, Zylinderkopf und Zylindergehäuse mit Messsystem – in einem Verbund – vom Kurbelgehäuse. Für das Anheben sind zwölf Verschraubungen zu lösen, die Steckkupplungen für Öl- und Wasserversorgung zu trennen und der Steuerriemen zu entfernen. Die Trennebene ist in Abbildung 13 bezeichnet. Dank dieses Aufbaus lassen sich auf schnelle und einfache Weise die verschiedenen Messkolben mit Messschwingensystem ein- und ausbauen, wie Abbildung 12 verdeutlicht. Der Kurbeltrieb ist im Kurbelgehäuse über vier Hauptlager abgestützt. Das Schwungrad ist über einen Wellenzapfen auf der Kurbelwelle zentriert und an einem Flansch der Kurbelwelle verschraubt. Außerdem ist in Abbildung 13 ein Koordinatensystem definiert, das für alle Abbildungen Gültigkeit hat.

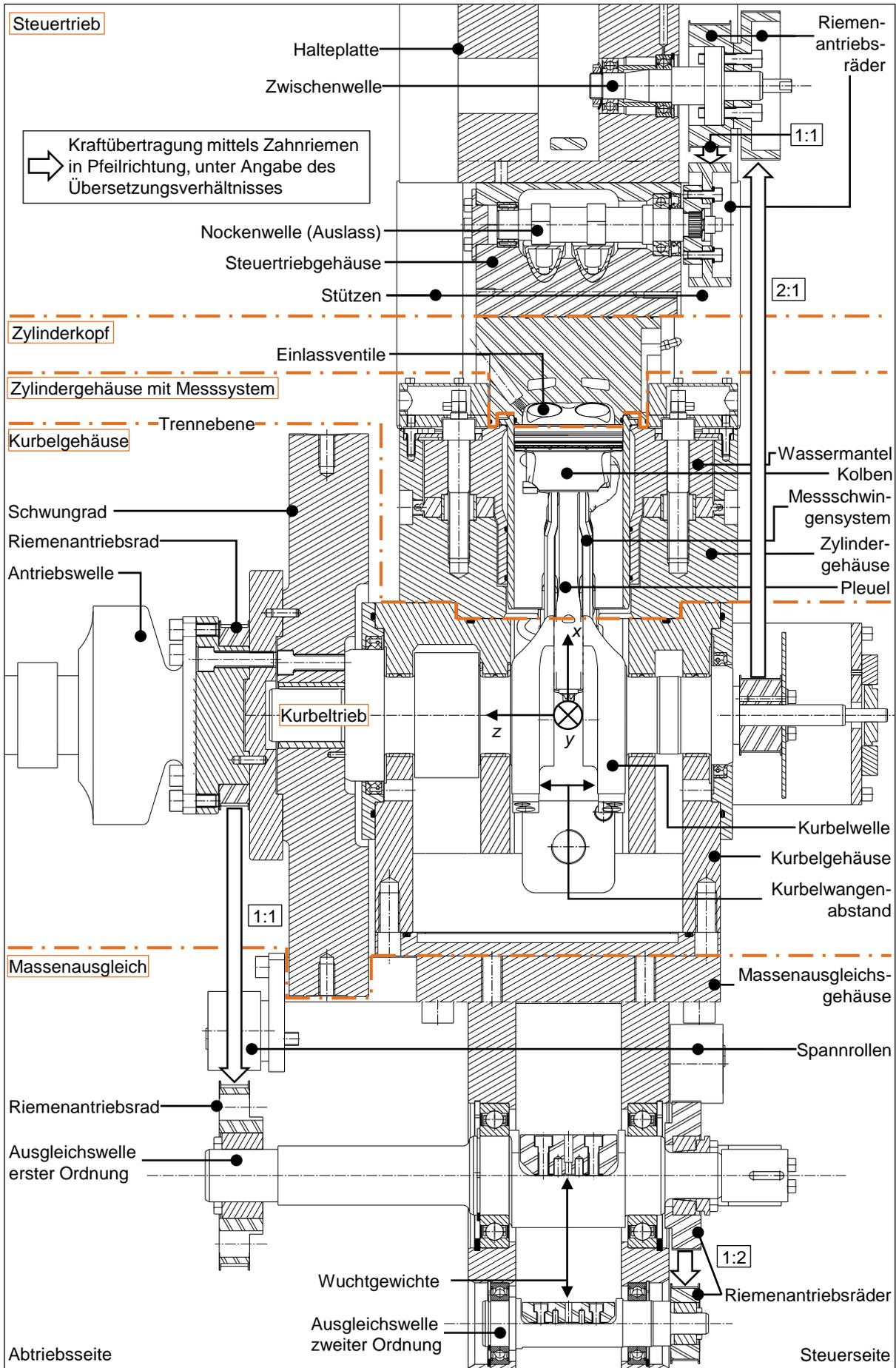


Abbildung 13: Schnitt durch den Versuchsmotor, Schnittdefinition in Abbildung 10

Unterhalb des Kurbelgehäuses ist das Massenausgleichsgehäuse angeschraubt. Innen befinden sich zwei Ausgleichswellen erster Ordnung und zwei Ausgleichswellen zweiter Ordnung. Die Antriebswellen sind auf der Steuerseite des Massenausgleichs über einen doppelseitigen Zahnriemen mit dem notwendigen Übersetzungsverhältnis verbunden (siehe auch Abbildung 10). Die Ausgleichswellen sind so aufgebaut, dass über Gewichte die geforderte Unwucht eingestellt wird und somit eine Variation der Kolbengruppe möglich ist. Gelagert sind die Ausgleichswellen über lebensdauer geschmierte Kugellager. Die Einstellung und Fixierung der Riemenantriebsräder auf den Ausgleichswellen ist mittels Spannsätzen gelöst.

Eine Schwierigkeit bei der Entwicklung des Zylindergehäuses mit Messsystem und des Zylinderkopfs stellt das Kurbelgehäuse aus [96] dar. Die Abmessung dieses in Richtung der z-Achse ist deutlich geringer als in [112], [252] und [130]. Das Messsystem muss jedoch eine hohe Steifigkeit haben, wie Ergebnisse aus Voruntersuchungen mit weniger steifen Anordnungen zeigen. Somit ist ein kompaktes und gleichzeitig steifes Messsystem erforderlich, das zusätzlich ein Messschwingensystem und die optische Messtechnik beinhaltet. Dies beschreiben die folgenden Abschnitte im Detail.

## 4.2 Messschwingensystem

Wie im vorhergehenden Kapitel erläutert, ist der Grundmotor so aufgebaut, dass kolbenseitige Messungen mit verschiedenen Messtechniken und insbesondere mit Lichtleitern durchführbar sind. In der Literatur sind viele Messschwingensysteme zu finden, wobei nur in sehr wenigen Veröffentlichungen Lichtleiter auf den Kolben geführt werden, da diese sich deutlich weniger biegen und tordieren lassen als Sensorkabel. In Hinblick auf Schwingensysteme mit eingebauten Lichtleitern veröffentlichte Weimar [249] kolbenseitige Messungen, jedoch nur bis zu einer Drehzahl von 1500 1/min. Kondo et al. [105] untersuchten mittels Particle Tracking Velocimetry (PTV) und eines Lichtleiters das Schmierölverhalten in der Nähe des Kolbenbolzens bei einer Drehzahl von 1850 1/min und ohne Last. Ito et al. [83] integrierten Lichtleiter im oberen und unteren Rail des Ölabstreifrings zur Messung von Filmdicken bis 3000 1/min und unter Vollast ( $p_{max} \approx 55$  bar).

In der folgenden Aufzählung findet sich auch Literatur zu Schwingensystemen, bei denen Sensorkabel zum Kolben verlegt sind. Eine geringere Anzahl an Veröffentlichungen gibt es für Rohre bzw. Kapillaren. Teilweise werden diese auch ohne Schwingensystem vom Kolben weggeleitet. Neben Messschwingen spielen heute auch die telemetrische Datenübertragung und die direkte Speicherung der Messdaten auf dem Kolben eine Rolle. Für das vorliegende Messvorhaben sind die Datenmengen jedoch zu groß für diese zwei Arten der Übertragung.

Veröffentlichungen zu Messschwingen seit 1972 werden in folgende Gruppen unterteilt:

- Sensorkabel: [257], [47], [50], [239], [108], [207], [46], [36], [14], [151], [142], [90], [188], [60], [111], [215], [61], [214], [144], [16], [191], [11], [105], [93], [99], [252], [83], [78], [96], [162]
- Rohr, Kapillare: [14], [142], [215], [214], [96]
- Rohr, Kapillare ohne Schwinde: [178], [119]
- Lichtleiter: [249], [105], [83], [96]
- telemetrische Datenübertragung: [211], [212]
- Datenspeicher auf Kolben: [260]

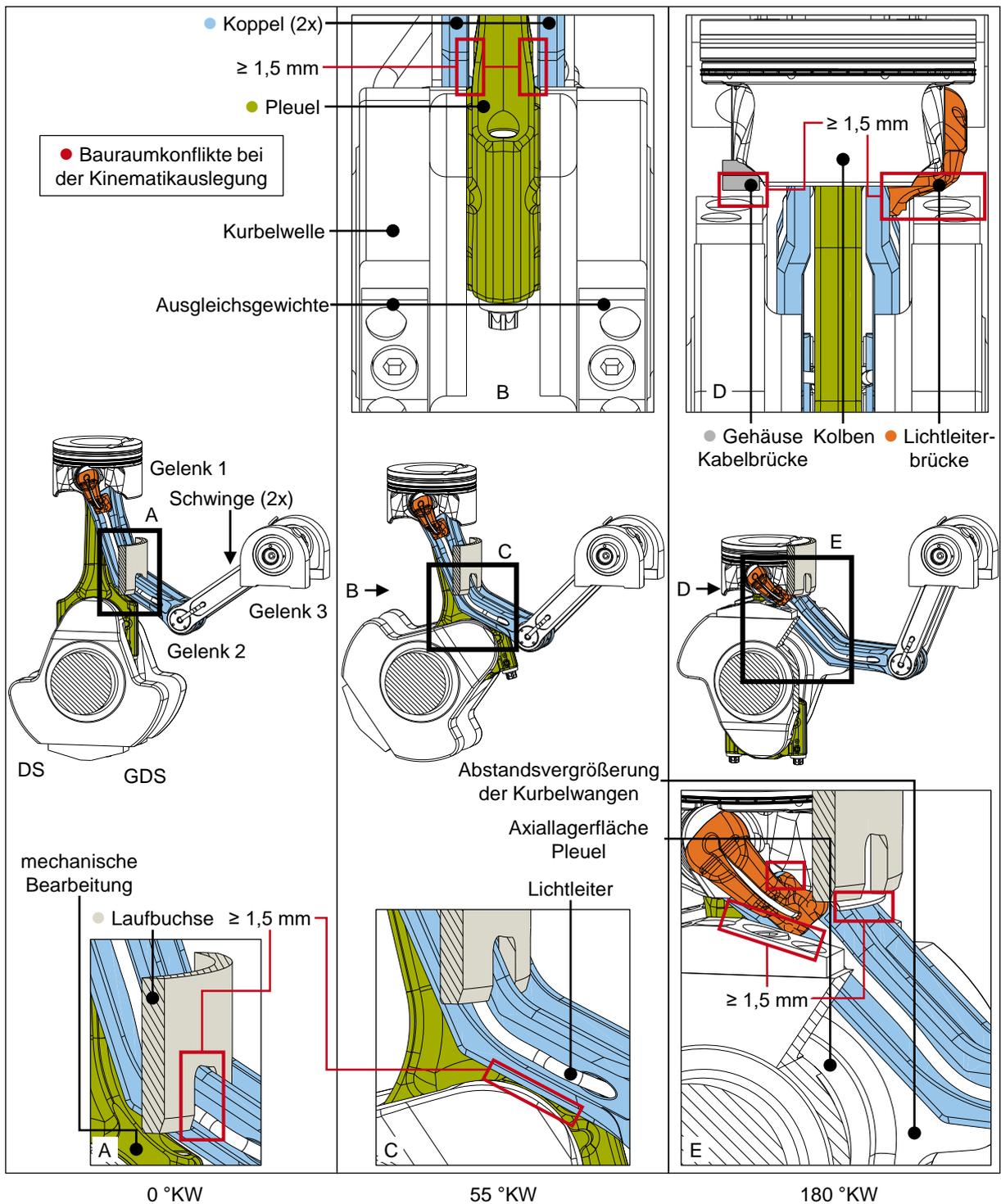


Abbildung 14: Bauraumkonflikte bei der Kinematikauslegung des Messschwingensystems

In der Literatur zu findende Schwingensysteme bestehen in der Regel aus einem Koppel- und einem Schwingenarm. Der Koppelarm ist am Kolben drehbar gelagert und auf der anderen Seite mit der Schwinge verbunden. Die Schwinge ist auf der zweiten Seite am Kurbelgehäuse drehbar befestigt (siehe Abbildung 14 und Abbildung 15). Koppel und Schwinge werden durch die Hubbewegung des Kurbeltriebs mitbewegt und führen hierbei abhängig von der Kinematik unterschiedlich große Hub- und Drehbewegungen aus. Das Auslegungsziel für ein Schwin-

gensystem besteht aus einer sehr hohen mechanischen Festigkeit bei geringem Bauteilgewicht und einem möglichst geringen Bewegungsumfang. In letzterer Hinsicht ist die relative Drehbewegung der Bauteile gegeneinander in den Gelenken gemeint, da sie zu einer Verdrillung bzw. Biegung der Kabel oder Lichtleiter führt und diese damit bei jedem Hub belastet. Die Lebensdauer der Kabel und Lichtleiter hängt daher mit der sorgfältigen Auslegung der Kinematik zusammen. Nachfolgend werden die wichtigsten Auslegungsrandbedingungen nach Seite 6 in [96] formuliert:

- Bauraum für mindestens 30 Sensorkabel, zwei Lichtleiter und drei Kapillaren oder für 18 Sensorkabel, acht Lichtleiter und acht Kapillaren
- kleine Beugewinkel in den Gelenken für eine geringe Torsion der Sensorkabel und Lichtleiter
- der minimale Biegeradius der Lichtleiter von 15 mm darf nicht unterschritten werden

#### 4.2.1 Kinematik und Einbausituation

Wie in Abbildung 14 festzustellen ist, wird ein System aus jeweils zwei Schwingen und Koppeln verwendet. Der Grund für diese Bauart ist die Forderung nach einer hohen Anzahl an Sensoren, einer Verlegung der Lichtleiter mit großen Biegeradien und einer hohen Steifigkeit, was im Folgenden näher erläutert wird.

Für die Konzipierung der Kinematik werden verschiedene Positionen des Lagerpunkts (Gelenk 3) am Kurbelgehäuse untersucht. Zielführend für geringe Beugewinkel ist die Position dieses Lagerpunkts auf der Druckseite oder Gegendruckseite im Bereich zwischen OT- und UT-Position des Kolbens. Daneben ist eine Lagerung des Koppelarms auf dem Kolbenbolzen sinnvoll. Dies dient der einfachen Überführung der Kabel bzw. Lichtleiter von der Koppel auf den Kolben, siehe auch Kapitel 4.2.2. Das führt auch zu einer minimalen mechanischen Bearbeitung des Kolbens, um diesen für hohe Lasten und Drehzahlen nicht zu stark zu schwächen. Die Anordnung in dieser Weise ist außerdem zu bevorzugen, um die Beugewinkel im Gelenk 2 zwischen Koppel und Schwinge gering zu halten. Zur Vergrößerung des Bauraums in Gelenk 2 ist die Kinematik derart ausgelegt, dass dieses nicht zwischen die Kurbelwangen eintaucht.

Die Abbildung 14 zeigt die Hauptkonflikte bei der Auslegung der Kinematik. Die Entwicklung des Kurbel- und Zylindergehäuses (siehe auch Abbildung 15) erfolgt in einem nachfolgenden Schritt, damit ein großer Freiraum bei der Konzipierung des Schwingensystems entsteht. Die Kurbelwinkel von 0 °KW, ca. 55 °KW und 180 °KW stellen die größte Einschränkung bei der Gestaltung dar. Bei 0° KW ist eine Schlitzung der Laufbuchse erforderlich, siehe (A) in Abbildung 14. Die Schlitzung dürfen nur so weit nach oben reichen, dass der Ölabbstreifring bei 180 °KW oberhalb zum Stehen kommt. In diesem Bereich befindet sich ein starker Knick im Koppelarm, der bei der mechanischen Festigkeit die größte Schwachstelle ist. Für eine hohe Biegesteifigkeit ist der Arm als Doppel-T Profil ausgeführt, was gleichzeitig Platz zum Verkleben der Kabel und Lichtleiter bringt. Ferner wird das Profil der Koppel bei 55° KW durch das Pleuel (B) und die Kurbelwelle (C) eingeschränkt. Für eine höhere Sicherheit ist zusätzlich die Gusshaut am Pleuel geplant (A). Teil (D) und (E) der Abbildung zeigen den sehr geringen Bauraum zwischen dem Kolben und den Ausgleichsgewichten bzw. zwischen den Wangen der Kurbelwelle. Auf der Abtriebsseite ist die Überführung der Sensorkabel durch eine Kabelbrücke vorgesehen, auf der Steuerseite die Überführung der Lichtleiter durch eine Lichtleiterbrücke (siehe Kapitel 4.2.2). Bei der Lichtleiterbrücke handelt sich um ein Rapid Prototyping Bauteil aus Aluminium, welches im Laser Melting Verfahren hergestellt und anschließend

nachbearbeitet wird. Das ermöglicht zum einen die Einhaltung der Biegeradien der darin verlegten Lichtleiter und zum anderen die Anpassung der Form, sodass ein ausreichender Sicherheitsabstand zu den Ausgleichsgewichten, den Kurbelwangen und der Laufbuchse erreicht wird.

Insgesamt hat das Schwingensystem stets einen Mindestabstand von 1,5 mm zu den anderen Bauteilen des Kurbeltriebs. Die Seriengeometrie der Kurbelwangen des Referenzmotors wird geändert, um zu erreichen, dass die Koppelarme bei der Hubbewegung zwischen die Kurbelwangen eintauchen (D & E). Durch einen Rechenalgorithmus ähnlich zu [111] wird die entworfene Kinematik optimiert und die Beugewinkel werden weiter verkleinert.

In Abbildung 15 ist die Einbausituation des Messschwingensystems im Versuchsmotor demonstriert, dabei ist die Position im OT gezeichnet. Gestrichelt skizziert ist die Position im UT. Die Tabelle 6 listet die entstandenen Beugewinkel auf, die im mittleren Gelenk 2 am geringsten sind.

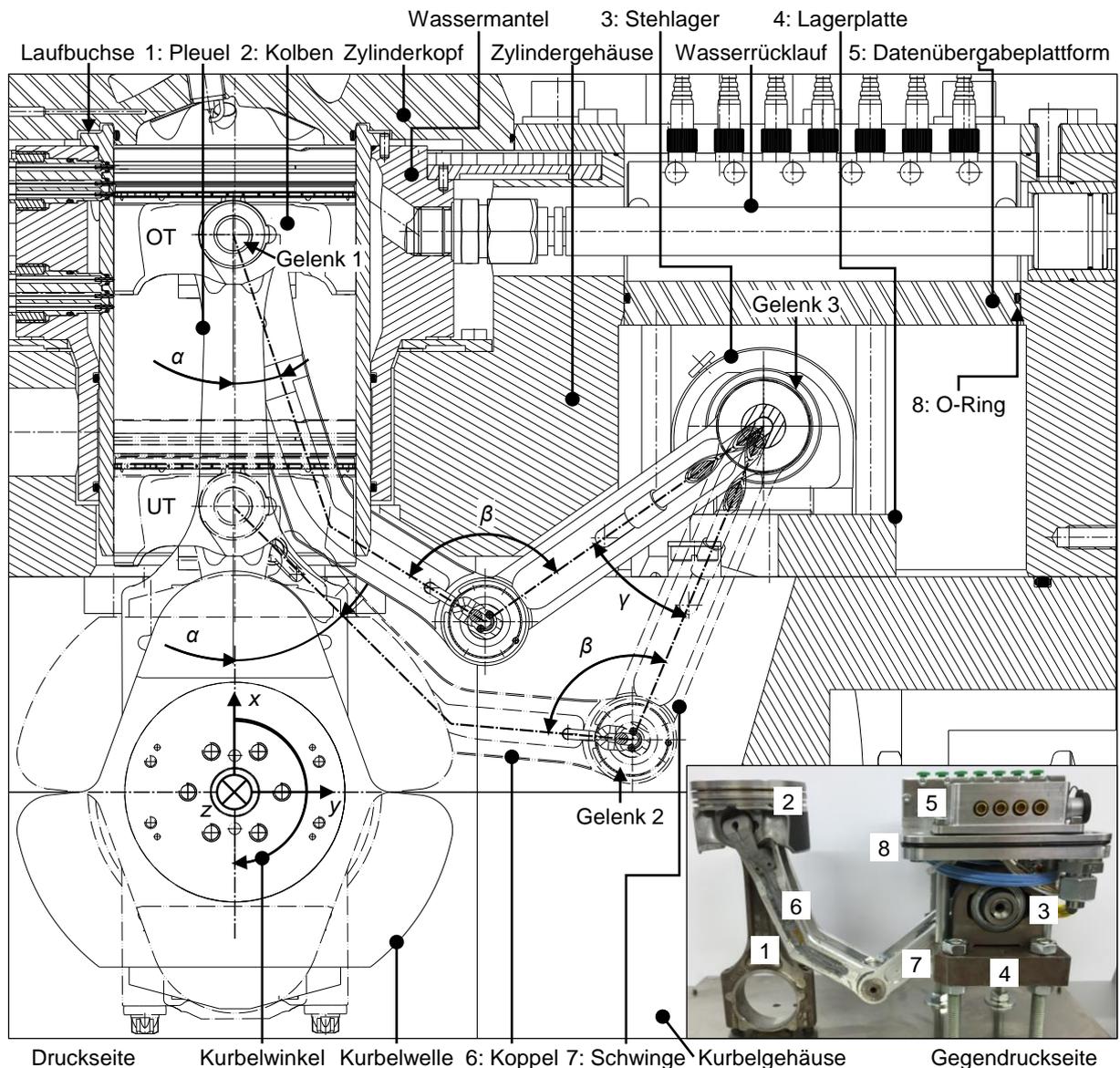


Abbildung 15: Einbausituation und Kinematik des Messschwingensystems

Winkel	$\alpha$ in °	$\beta$ in °	$\gamma$ in °
OT	18,3	113,2	32,2
UT	45	107,6	
Differenz	26,7	5,6	

Tabelle 6: Kinematikwinkel im Messschwingensystem

Insgesamt ist das Gelenk 1 und 2 das kritischste für die Datenübertragung, da hier ein geringerer Bauraum als im ortsfesten Gelenk 3 am Kurbelgehäuse vorhanden ist und zusätzlich hohe Beschleunigungen auftreten. Aus diesem Grund ist das System aus zwei parallelen Koppeln und Schwingen aufgebaut. Diese sind im mittleren Gelenk 2 und am ortsfesten Gelenk 3 verbunden. Dadurch entsteht ein größerer Bauraum im Gelenk 2 und die Empfindlichkeit der Anordnung gegenüber Querkräften in z-Richtung verringert sich, weil das mittlere Gelenk als vorgespannte Lagerung ausgeführt ist.

Neben der Schlitzung der Laubuchse gibt es weitere Bearbeitungen am Wassermantel und Zylindergehäuse, um ausreichend Bauraum zur Verfügung zu stellen. Auf der rechten Seite der Abbildung 15 ist der Zielkonflikt zwischen der Entwicklung eines möglichst steifen Reibmesssystems und der Unterbringung der umfangreichen Messtechnik zu sehen. Die Schmierfilmdickenmesstechnik auf der Druckseite (siehe auch Kapitel 4.5.1), das Gelenk 3, der Wasserrücklauf aus dem Wassermantel und die Datenübergabepattform (mit Lichtleiter- und Kabelsteckverbindern) für die Messdaten vom Kolben benötigen viel Bauraum. Dies behindert die Realisierung eines steifen und symmetrischen Zylindergehäuses. Weiterhin muss es möglich sein, das Zylindergehäuse vom Kurbelgehäuse abzuheben. Zur Abdichtung zwischen Datenübergabepattform und Zylindergehäuse ist auf ersterer ein radial abdichtender O-Ring verbaut.

#### 4.2.2 Lichtleiter- und Kabelführung, mechanischer Aufbau

In Abbildung 16 und Abbildung 17 sind die Lichtleiter- und Kabelführung vom Kurbelgehäuse auf den Kolben und der detaillierte mechanische Aufbau des Messschwingensystems beschrieben.

##### Lichtleiterführung

Die Lichtleitermessstellen befinden sich auf der Druckseite des Messkolbens, siehe (D) in Abbildung 16 oder Kapitel 4.3. Im Bereich des Kolbenhemds ist eine geringe Wandstärke vorhanden, weshalb die Lichtleiter eine zusätzliche Abstützung in Form einer Lichtleiterstütze benötigen, die im Kolbenboden mit zwei Schrauben befestigt ist. Die Lichtleiter sind in dieser Abstützung mit Epoxidharzklebstoff eingesetzt. Die Abstützung ist so geformt, dass der minimal zulässige Biegeradius eingehalten wird. Von dort ausgehend laufen die Lichtleiter entlang des Kolbenbodens – zwischen Pleuel und Kolben – zur Wand des Kolbenkastens auf der Gegendruckseite. Ein Ausbruch am Kolben zeigt, wie die Lichtleiter innerhalb eines Aluminiumrohres in den Kolbenbolzen hineingeführt werden, siehe auch Abbildung 17.

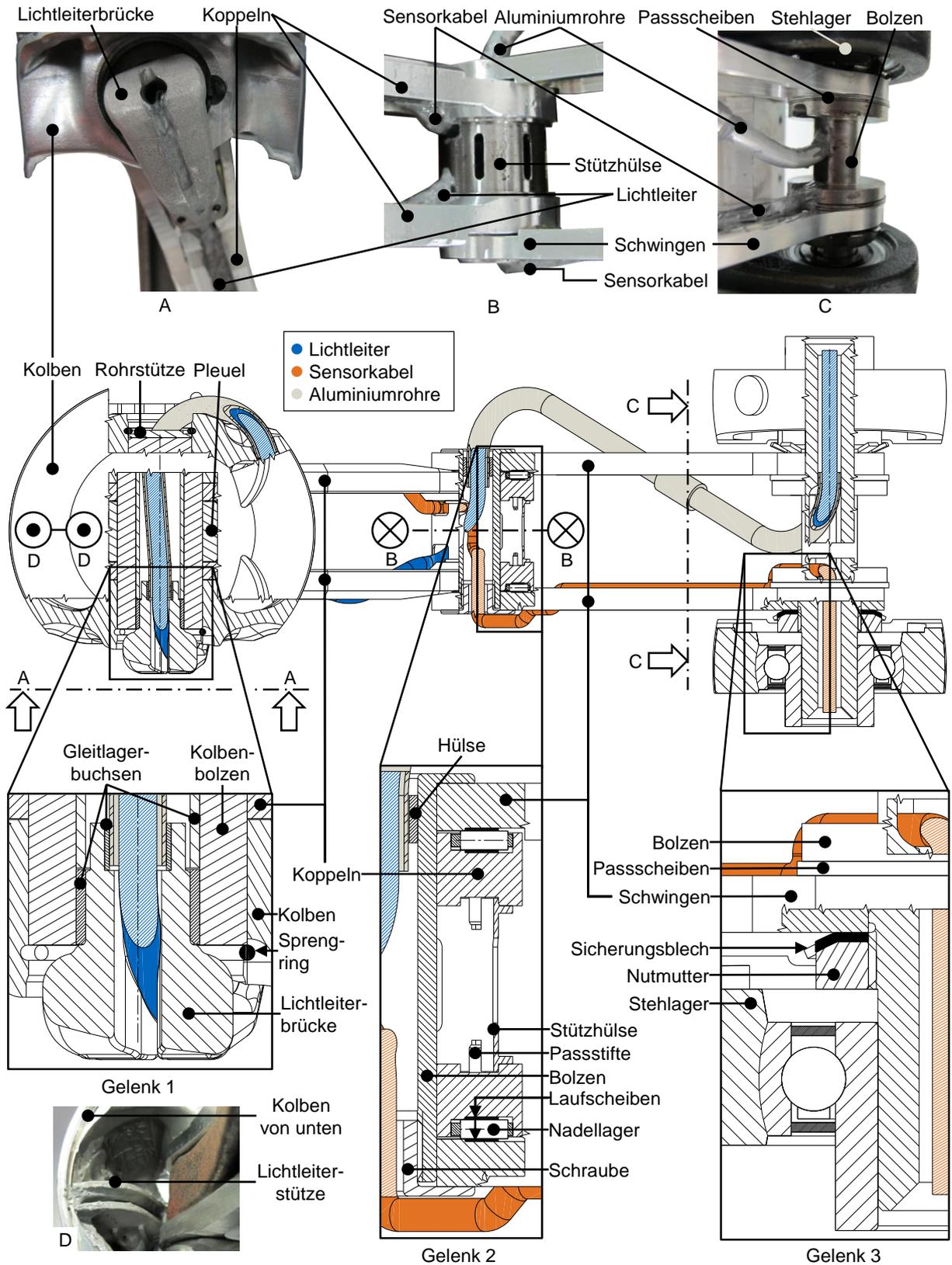


Abbildung 16: Lichtleiter- und Kabelführung, mechanischer Aufbau des Messschwingensystems nach [96]

Im Kolbenbolzen wird auf eine Verklebung innerhalb des Aluminiumrohres verzichtet, sodass die Lichtleiter die Relativbewegung zwischen Kolben und Koppel über eine Torsion ausgleichen. Zusätzlich sind die Lichtleiter an dieser Stelle eng mit einem Teflonschlauch umgeben, damit eine reibungsarme Relativbewegung gegeben ist und Bewegungen durch Massenkräfte minimiert werden, was auch für das Gelenk 2 gilt. Neben der Verklebung des Aluminiumrohres im Kolbenkasten und der Abstützung durch eine Rohrstütze zwischen Kolbenbolzen und Sprengring ist das Aluminiumrohr über ein Gleitlager in der Lichtleiterbrücke gelagert (Gelenk 1). Die Lichtleiterbrücke ist innerhalb des Kolbenbolzens über ein Gleitlagerbuchse gelagert und an der Koppel mit vier Schrauben fixiert. So kann sowohl der Kolbenbolzen frei rotieren als auch die Relativbewegung zwischen Lichtleiterbrücke und Aluminiumrohr ausgeglichen werden.

Bei den Versuchen stellt sich das Aluminiumrohr als Schwachstelle bei hohen Beschleunigungen heraus (Drehzahlen von 4000 1/min), weshalb eine zusätzliche frei im Kolbenbolzen rotierende Gleitlagerbuchse über die gesamte Länge des Kolbenbolzens eingesetzt wird (Gelenk 1). Das Aluminiumrohr ist darin über eine Klebstofffüllung gegenüber den Massenkräften abgestützt und eine Zerstörung im Bereich der Rohrstütze wird vermieden. Ansicht (A) in Abbildung 16 veranschaulicht die Führung der Lichtleiter über die Lichtleiterbrücke auf den steu-erseitigen Koppelarm. Vom Koppelarm aus treten sie in das Gelenk 2 – durch eine Öffnung in der Stützhülse und eine längliche Tasche im Bolzen – ein. Aus dem Gelenk 2 heraus werden die Lichtleiter in ein weiteres Aluminiumrohr verlegt. Darin sind sie durch eine Verklebung gegen die Massenkräfte geschützt und sie werden bis in das Gelenk 3 geführt.

### **Kabelführung**

Abbildung 17 verdeutlicht die Führung der Sensorkabel vom Kolben auf den abtriebsseitigen Koppelarm. Das Gelenk besteht aus einem Stahlrohr, das als Kabelbrücke bezeichnet wird, einer PTFE-Kugel in einem Gehäuse am Kolben und einer PTFE-Lagerschale auf der Koppel, vergleiche auch [239]. Das Gehäuse besteht aus zwei Hälften mit einer kugelförmigen Aus-  
höhlung für die PTFE-Kugel. Das Stahlrohr ist koppelseitig kugelförmig abgedreht und die PTFE-Lagerschale innen sphärisch ausgenommen. Die Schwenkbewegung der Koppel führt zu der in der Abbildung gezeigten Bewegung und erfordert einen Längenausgleich zwischen der Kabelbrücke und der PTFE-Kugel am Kolben. Die Sensorkabel werden außerhalb des Gehäuses am Kolben, auf der Koppel und den Schwingen verklebt. In den Gelenken sind sie für den Ausgleich der Bewegung – genauso wie die Lichtleiter – tordierbar gelagert. Grundsätzlich lassen sich die Sensorkabel auch analog zu den Lichtleitern verlegen.

### **Mechanischer Aufbau**

Der Aufbau des Schwingensystems aus jeweils zwei Koppeln und Schwingen lässt im Gelenk 2 eine vorgespannte Lagerung zu. Aus diesem Grund wird eine aufwändige Einstellung des Spiels im Gelenk über Passscheiben verhindert. Der Ausschnitt von Gelenk 2 in Abbildung 16 zeigt den einfachen Aufbau aus einem Bolzen, einer Schraube, einer Stützhülse und zwei Axial-Nadellagern. Um eine Verformung des Aluminiums der Koppel- und Schwingenarme durch die Vorspannkraft – aufgebracht über die Schraube im Bolzen – zu vermeiden, sind zwischen den Nadellagern und den Aluminiumbauteilen gehärtete Laufscheiben eingesetzt. Die Stützhülse zur Aufnahme der Vorspannkraft darf sich während des Betriebs nicht verdrehen, was zu einer Abscherung der Lichtleiter und Sensorkabel beim Durchtritt durch die Stützhülse führt. Dafür ist die Stützhülse über Passstifte gegen Verdrehen gesichert.

Der Bolzen und die Schwingen in Gelenk 3 führen keine Relativbewegung gegeneinander aus, womit eine durchgängige Verklebung der Lichtleiter und Kabel von Gelenk 2 bis zum Austritt aus Gelenk 3 garantiert ist. Die Relativbewegung ist über Nutmuttern gesperrt. Passscheiben zwischen Bolzen und Schwingen stellen den Abstand entsprechend zu Gelenk 2 ein. Der Bolzen ist in zwei Stehlagern radial abgestützt und gegenüber einem Verdrehen im Innenring des Kugellagers durch Madenschrauben (nicht dargestellt) gesichert.

Beim Einbau des Schwingensystems in den Versuchsmotor werden die Madenschrauben zunächst nicht gegen den Bolzen verschraubt. Durch mehrmaliges Durchdrehen des Kurbeltriebs stellt sich eine passende Ausrichtung des Schwingensystems innerhalb der Achsrichtung der Stehlager ein (Toleranzausgleich in Richtung der z-Achse). Anschließend werden die Madenschrauben fixiert.

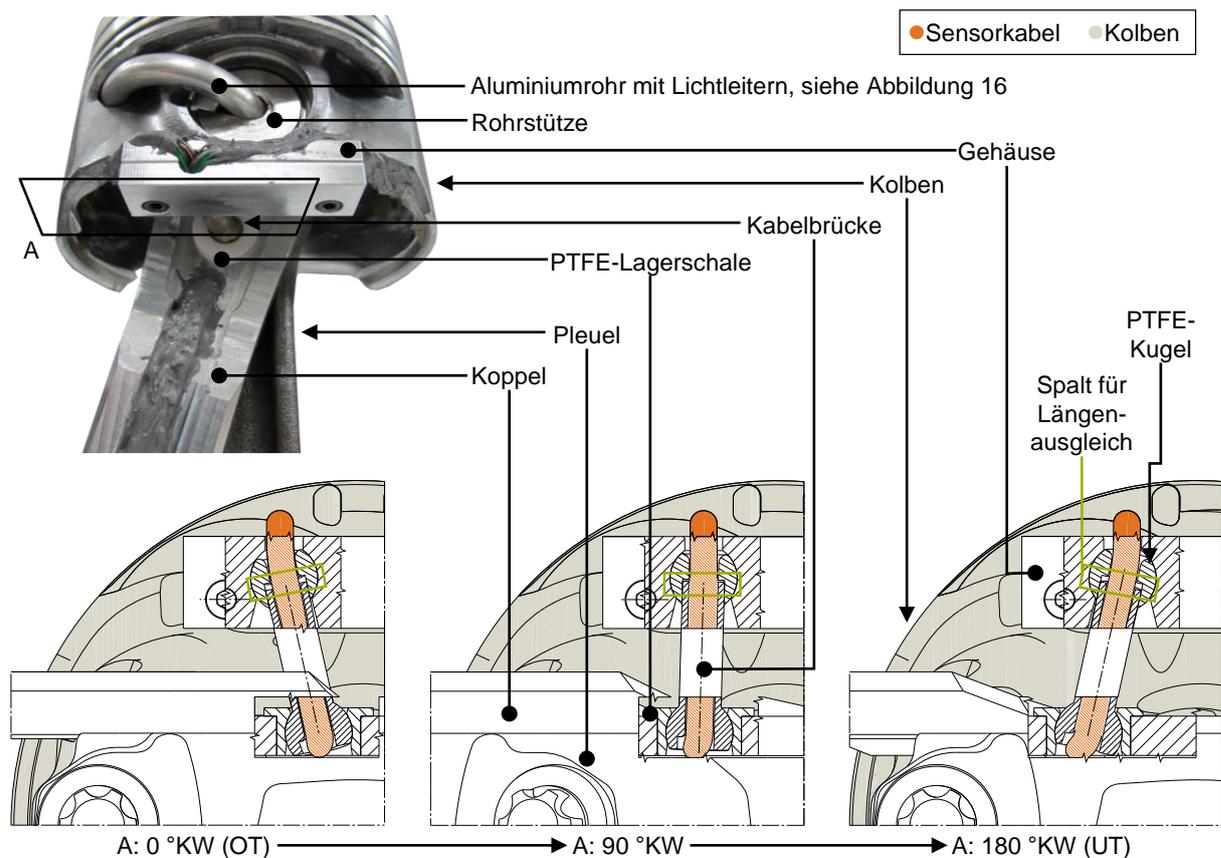


Abbildung 17: Kabelführung zwischen Koppel und Kolben nach [96]

### 4.3 Messkolben

Abbildung 18 zeigt die Messkolben, welche für die Untersuchungen in dieser Arbeit verwendet werden. Der Messkolben 1 ist während des Vorhabens Kolbenring-Öltransport I [96] entstanden. Der Messkolben 2 ist eine Entwicklung aus der Zeit nach dem Vorhaben Kolbenring-Öltransport II [226]. Der Bauraum für die Sensorkabel und Lichtleiter auf dem Messschwingensystem begrenzt die Anzahl der eingesetzten Sensoren, weshalb es zwei unterschiedliche Messkolben gibt. Die Sensorausstattung des Messkolben 1 ist speziell auf die Messung der Bewegungs- und Druckverhältnisse ausgerichtet. Insgesamt drei Wirbelstromsensoren (1) sind für eine Erfassung der Kolbensekundärbewegung am ersten Ringsteg auf der Druckseite sowie am Kolbenhemd auf der Druck- und Gegendruckseite eingelassen. Daneben gibt es

jeweils auf Druck- und Gegendruckseite zwei piezoresistive Drucksensoren (3) für Zwischenringdruckmessungen und je zwei Wirbelstromsensoren (4) für die axialen Ringbewegungsmessungen. Die Drucksensoren am ersten Ringsteg sind bündig zur Außenfläche des Kolbens eingesetzt. Die Materialstärke des zweiten Ringstegs gestattet nur einen zurückversetzten Einbau der Sensoren. Ein Kanal mit kleinerem Durchmesser führt zur Membran des Drucksensors. Die Wirbelstromsensoren für die axialen Ringbewegungsmessungen befinden sich im ersten Ringsteg, was die Schnittbilder (A-A) und (B-B) darstellen. Über Montagebohrungen (6) werden die Wirbelstromsensoren bis zum ersten Ringsteg durchgefädelt und dort verklebt. Daneben befinden sich zwei Lichtleiter (2) und drei Kapillaren (5) in den Ringnuten für die Messung von Öltransportvorgängen, siehe [96], [226].

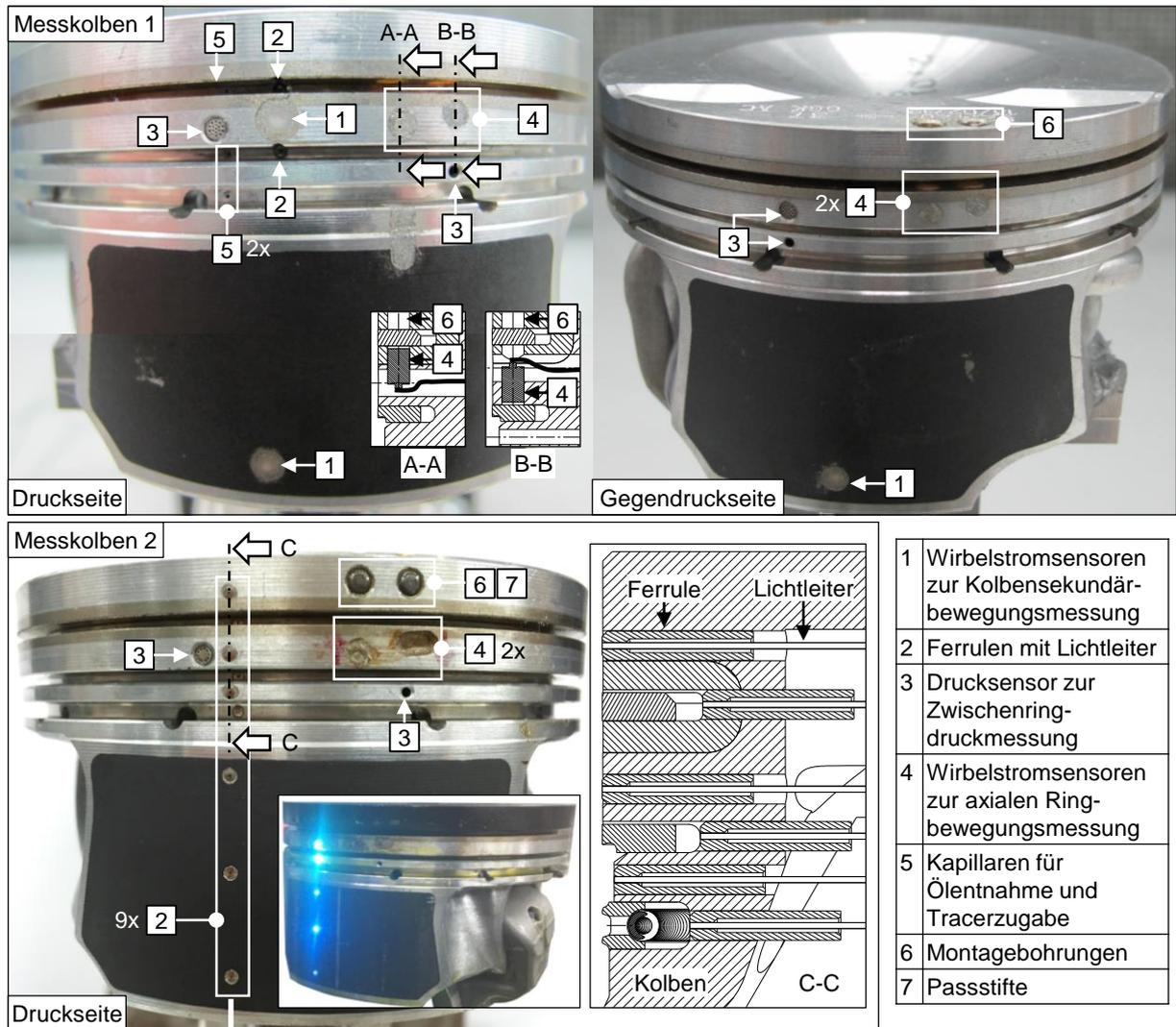


Abbildung 18: Messkolbenübersicht

Der Messkolben 2 ist für kolbenseitige Schmierfilmdickenmessungen konzipiert. Dafür sind neun Lichtleiter – um 11° versetzt zur Druckseite – vom Feuersteg bis zur unteren Kante des Kolbenhemds integriert. Die Versetzung ist erforderlich, damit die LiF-Messungen auf der Druckseite der Laufbuchse (siehe Kapitel 4.5.1) nicht beeinflusst werden. Der Schnitt (C-C) zeigt die eingesetzten Ferrulen mit den Lichtleitern vom Feuersteg bis zum dritten Kolbenring. Weiterhin sind Drucksensoren für Zwischenringdruckmessungen und Wirbelstromsensoren

zur axialen Ringbewegungsmessung eingeklebt. Der Typ und der Einbau der Wirbelstromsensoren ist dabei gegenüber dem Messkolben 1 verbessert, siehe auch [96]. Alle Sensoren befinden sich um  $7,5^\circ$ ,  $11^\circ$  und  $15^\circ$  (um die  $x$ -Achse) versetzt zur Druck- und Gegendruckseite.

In Abbildung 18 sind an den Montagebohrungen (6) der Wirbelstromsensoren im ersten Ringsteg zwischen dem Messkolben 1 und 2 Unterschiede ersichtlich. Während am Messkolben 1 die Montagebohrungen ausschließlich mit Klebstoff aufgefüllt sind, sind im Messkolben 2 zusätzlich Passstifte (7) quer zur Hubrichtung in den Feuersteg eingepresst und verklebt.

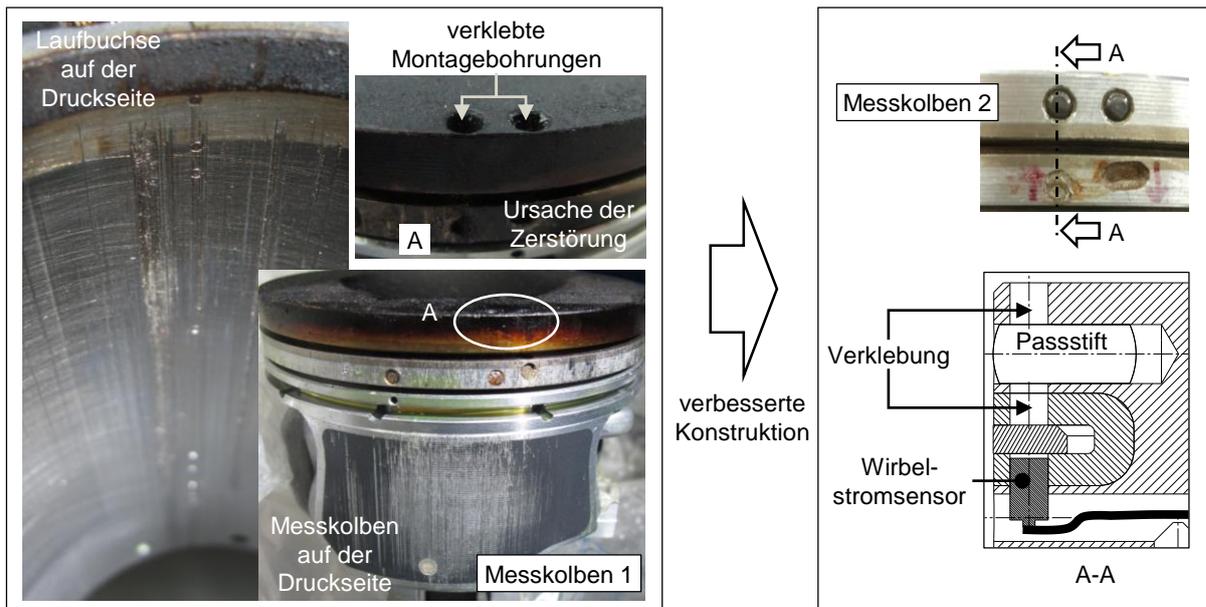


Abbildung 19: Schaden am Messkolben 1 und der Laufbuchse

Die Laufspuren in Abbildung 19 sind der Grund für die Überarbeitung der Abdichtung des Feuerstegs. Mit zunehmender Betriebsstundenanzahl wird der Klebstoff aus dem Feuersteg herausgebrannt und über die Ringnuten und Ringstege auf das Kolbenhemd verteilt. Durch die erhöhte Temperatur ist auch die Verklebung im ersten Ringsteg beschädigt, die Sensoren sind jedoch weiter funktionstüchtig. Der verteilte Klebstoff führt zu den Laufspuren, weswegen für den Messkolben 2 die Konstruktion geändert ist, wie der rechte Teil der Abbildung 19 veranschaulicht. Die verbesserte Abdichtung des Feuerstegs am Messkolben 2 bewährt sich seither.

Ein weiterer Defekt trat an den Lichtleitern auf. Betroffen ist ein Messkolben, der vor dem hier vorgestellten Messkolben 2 aufgebaut wurde. Nach kurzer Betriebszeit versagten sechs der acht Lichtleiter, siehe Abbildung 20. Bei der Zerlegung des ganzen Messschwingensystems wurden nur an der Lichtleiterbrücke – im Teil (B) – defekte Lichtleiter entdeckt. Hier werden die Lichtleiter mit einem Biegeradius von 15 mm verklebt, welcher der kleinste im kompletten Verlauf vom Kurbelgehäuse zum Messkolben ist.

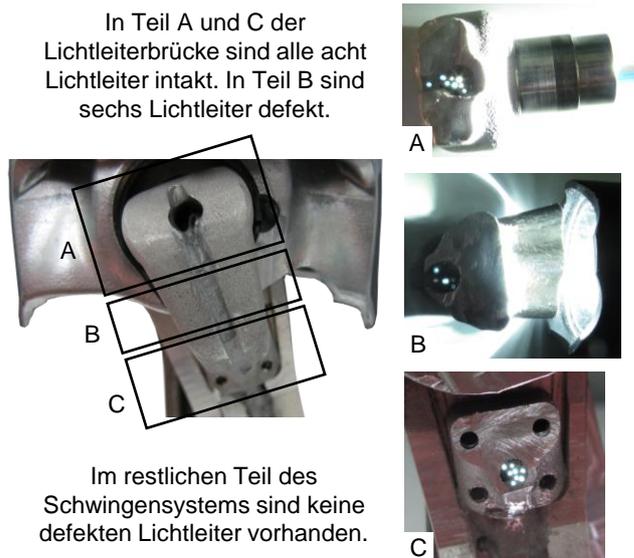


Abbildung 20: defekte Lichtleiter in der Lichtleiterbrücke

In Abbildung 20 sind Lichtleiter des Typs FG365UEC nach Tabelle 14 (siehe Anhang A.2, Seite 140) eingearbeitet. Sie verfügen über einen Kerndurchmesser von  $365\ \mu\text{m}$ , was eine hohe Lichtausbeute verspricht, deshalb fiel die Auswahl in [96] auf diesen Typ. Bei den ersten Schmierfilmdickenmessungen wird allerdings ersichtlich, dass auch kleinere Kerndurchmesser ausreichend sind. Im Messkolben 2 sind Lichtleiter der Baureihe FG200UCC gemäß Tabelle 14 (siehe Anhang A.2, Seite 140) eingebaut, die einen Biegeradius von minimal  $12\ \text{mm}$  aufweisen. Ein Schaden bleibt mit diesem Typ bisher aus.

#### 4.4 Reibmesssystem

##### 4.4.1 Zylindergehäuse

Das Ergebnis der Entwicklung ist in Abbildung 21 in einer 3D-Ansicht mit einem Ausbruch des Quadranten zwischen Druck- und Steuerseite zu sehen. Ein weiterer Ausbruch befindet sich an den Stützen des Zylinderkopfs und im Quadranten zwischen Druck- und Abtriebsseite auf Höhe von Detail A.

In Voruntersuchungen erweist sich vor allem die Steifigkeit des Zylindergehäuses und des Wassermantels im Bereich der Auflageflächen der Kraftmessdosen als entscheidender Faktor für die Messgenauigkeit. Umso höher die Gesamtsteifigkeit des Messaufbaus ist, desto weniger ist das Messsignal mit zunehmender Drehzahl von Schwingungen überlagert.

Abbildung 21 zeigt das zentrale Element für die Reibkraftmessung – eine piezoelektrische Kraftmessdose vom Typ Kistler 9061A – wovon insgesamt zwei oberhalb der Kurbelwellenachse vorhanden sind, siehe auch Abbildung 13. An den Auflageflächen sind sowohl das Zylindergehäuse als auch der Wassermantel mit hoher Steifigkeit ausgeführt. Durch eine Vorspannung der Kraftmessdosen mittels Schrauben wird eine Messung von Kräften in Auf- und Abwärtsrichtung des Kolbenhubes verwirklicht.

Der Kolben überträgt oberhalb der Kraftmessdosen hohe Seitenkräfte als Folge des wirkenden Brennraumdrucks im Arbeitstakt. Für die Abstützung sind außer den Kraftmessdosen Radiallagerscheiben integriert. Zwei befinden sich auf gleicher Höhe wie die Kraftmessdosen auf der Druck- und Gegendruckseite. Eine weitere annähernd rotationssymmetrische Scheibe ist auf Höhe des oberen Totpunkts des ersten Kompressionsrings angebracht. Die Radiallagerscheiben sind mit einer geringen Materialstärke versehen, sodass der Kraftnebenschluss in Hubrichtung gering ist. Der Kraftnebenschluss ist anhand der Fußnote 3 auf Seite 12 und der Gleichung (4) auf Seite 13 definiert. Ein zusätzlicher Kraftnebenschluss ist durch die Abdichtung

des Brennraums vorhanden. Hier wird ein radial wirkendes Dichtelement gewählt, um den Einfluss des Brennraumdrucks auf die Reibkrafterfassung klein zu halten, siehe auch Kapitel 4.4.2.

Bei der Kalibrierung mittels aufgelegter Gewichte ergibt sich für das gezeigte Messsystem ein Kraftnebenschluss von insgesamt 9,4 Prozent anteilig zur Kalibriergewichtskraft.

Neben der Anbindung des Wassermantels an das Zylindergehäuse stellt die Abbildung 21 dar, wie die Laubuchse in den Wassermantel integriert ist. Für einen Wechsel – z.B. für die Untersuchung verschiedener Honungen – ist die Laubuchse von oben in den Wassermantel montiert und über vier Schrauben fixiert, siehe Detail A. Auf der Druckseite befinden sich zwei Wasserzuläufe, wovon einer in der Abbildung ersichtlich ist. Auf der Gegendruckseite gibt es einen zentralen Rücklauf, siehe Abbildung 15. Der gekühlte Teil der Laubuchse wird über O-Ringe abgedichtet. In den Wassermantel sind zwei identische Einschrauber zur LiF-basierten Schmierfilmdickenmessung eingelassen und durchdringen den Bereich der Wasserkühlung, siehe auch Kapitel 4.5.1. Die Lichtleiter des unteren Einschraubers werden an der druckseitigen Zylindergehäusewand über Kabelverschraubungen in Metallausführung abgedichtet und gleichzeitig zugentlastet. In der gleichen Gehäusewand sind die Wasserzuläufe verschiebbar gelagert und über einen O-Ring gedichtet, wie die Abbildung 15 für den Rücklauf zeigt, siehe auch [252]. Die Verschiebbarkeit entkoppelt von den Wasserversorgungsschläuchen ausgehende Kräfte von der Reibkraftmessung. Die Lichtleiter des oberen Einschraubers werden auf der Radiallagerschreibe in Richtung Abtriebsseite zu einer dichtenden Verschraubung geführt.

Oberhalb des Zylindergehäuses befindet sich eine Abdeckplatte. Zwischen Abdeckplatte und Zylindergehäuse wird über O-Ringschnüre abgedichtet, zwischen Abdeckplatte und Zylinderkopf über einen O-Ring, siehe Detail B. Durchdrungen wird die Abdeckplatte von den Stützen für den Zylinderkopf, dessen Kräfte hier in das Zylindergehäuse eingeleitet werden. Der komplette Motor ist im Vergleich zu [252], [130] gegenüber der Umgebung abgedichtet, wodurch das entstehende (Reverse-)Blow-By über eine am Kurbelgehäuse angeschlossene Leitung mit gemessen werden kann, siehe [96] zum Messprinzip.

Ein Schwachpunkt der Konstruktion aus [252] ist das kleine Kurbelgehäusevolumen, welches dazu führt, dass Druckschwingungen durch die Auf- und Abwärtsbewegung des Kolbens auf den Wassermantel und die Radiallagerscheiben übertragen werden. In dieser Hinsicht ist der Luftraum innerhalb des Kurbel- und Zylindergehäuses größer gestaltet, um den Einfluss zu verringern. In [252], [130] wird den Druckschwankungen durch eine Öffnung des Kurbelgehäuses entgegengewirkt und zusätzlich die Reibkraft in der Messdatenauswertung korrigiert. Letzteres geschieht auch in dieser Arbeit.

In der Abbildung 21 sind zwei Beschleunigungssensoren auf den Vorspannschrauben der Kraftmessdosen angebracht, welche die Beschleunigung des Wassermantels mit aufzeichnen. Zusätzlich gibt es Beschleunigungssensoren auf dem Zylindergehäuse, die dort die Schwingungen erfassen, siehe Kapitel 4.4.3.

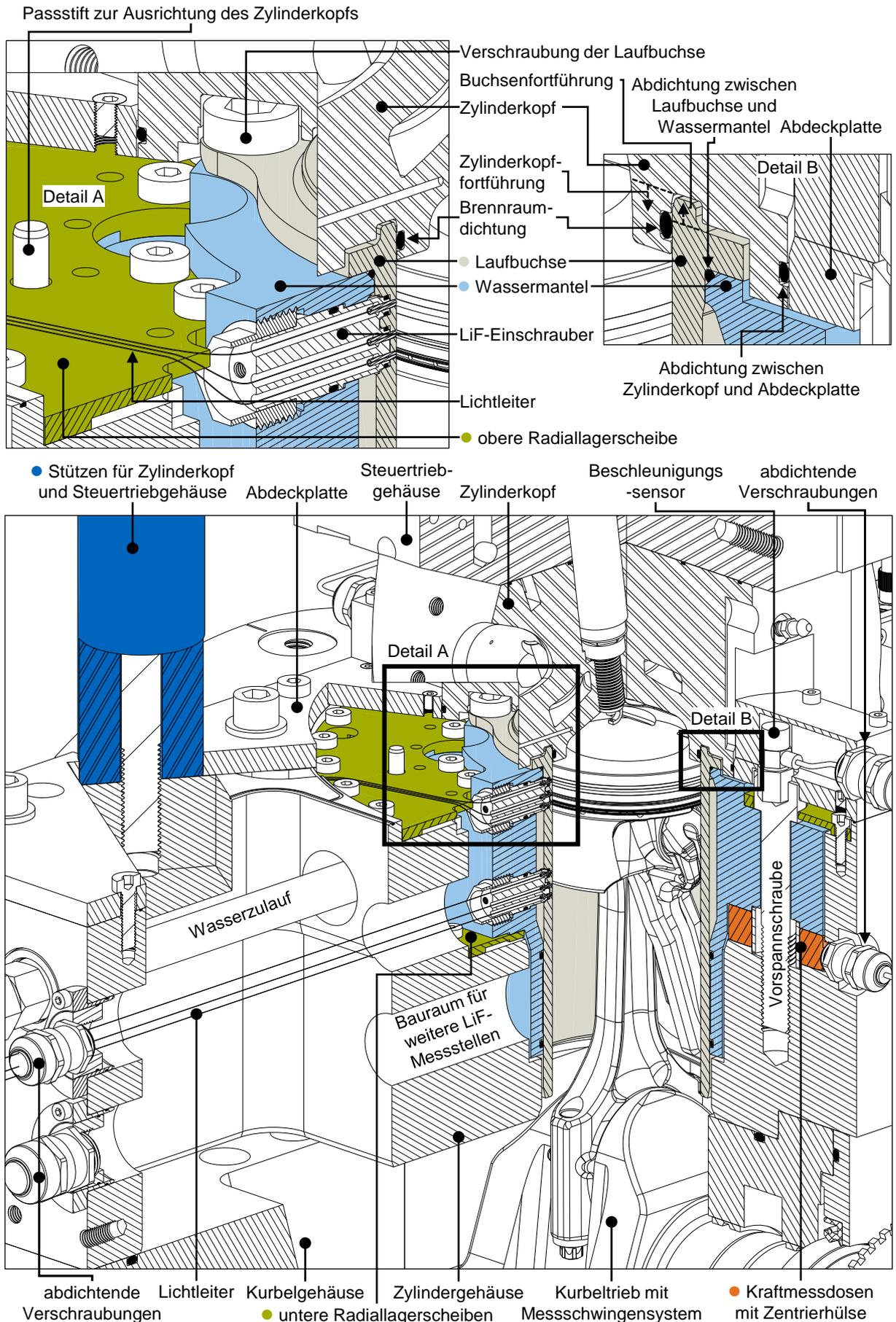


Abbildung 21: 3D-Schnitt des Reib- und Schmierfilmdickenmesssystems

#### 4.4.2 Zylinderkopf

Als Basis für die Entwicklung des Zylinderkopfs gilt die Konstruktion aus [183], [96]. Die Abbildung 22 stellt den notwendigen Bauraum für die Einlass- und Auslassgeometrie<sup>11</sup>, die Wasserkühlung, die Brennraumdichtung und die weiteren benötigten Komponenten dar. Der Bauraum wird durch die gefrästen Außenflächen des Zylinderkopfs und die gefräste Brennraumkontur begrenzt, vergleiche Abbildung 23. Aufgrund der radial wirkenden Brennraumdichtung sind die Ventile hinsichtlich des Tellerdurchmessers bzw. des effektiven Querschnitts gegenüber [183], [96] verkleinert. Die Ventilwinkel sind beibehalten. Mit der Größenreduzierung wird eine Verringerung des Ventilabstands in der Pleuellnabe möglich, was folglich den Bauraum für die Brennraumdichtung erhöht. Die Geometrie der Wasserkühlung ist so aufgebaut, dass Kühlwasser die Ventile von allen Seiten umströmt. Gekühlt wird von der Druck- zur Gegendruckseite, analog zur Laufbuchse. Mittig ist die Wasserkühlung von der Zündkerze und dem theoretisch einsetzbaren DI-Injektor unterbrochen. Die unteren Grenzflächen der Wasserkühlung verlaufen nahezu parallel zur Brennraumoberfläche.

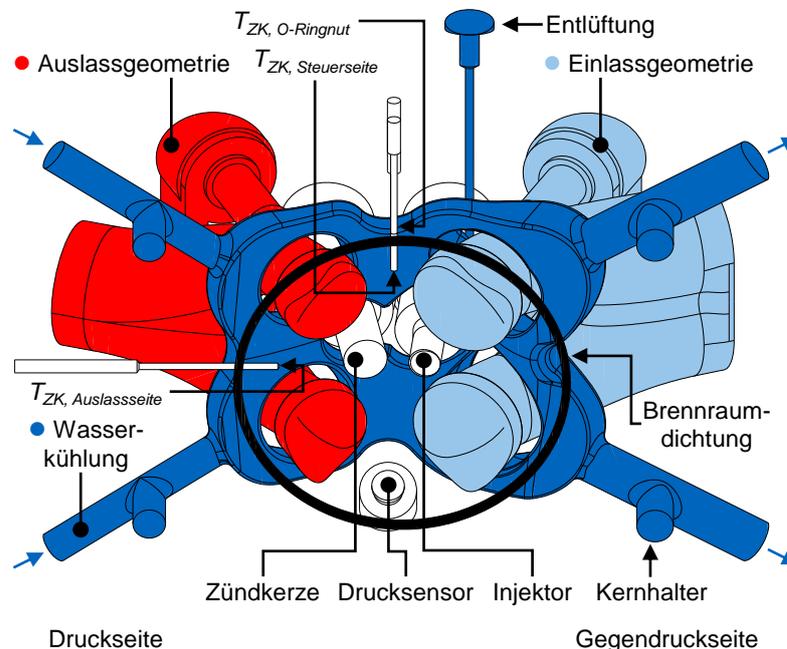


Abbildung 22: Bauräumteilung des Zylinderkopfs

In Richtung Abtrieb befindet sich der Sensor für die Indizierung des Brennraumdrucks. Die Wasserkühlgeometrie wird für den Gießvorgang über vier Kernhalter abgestützt, welche nach der mechanischen Fräsbearbeitung verstopft werden. An der höchsten Stelle der Wasserkühlung zwischen den Einlassventilen ist eine Entlüftungsbohrung eingearbeitet.

Zur Temperaturüberwachung sind drei Thermoelemente im Zylinderkopf vorhanden. Eines befindet sich auf der Auslassseite zwischen den Auslassventilen sowie zwei weitere zwischen dem Brennraum und der Wasserkühlung. Nach Tabelle 7 erreicht das Thermoelement auf der Auslassseite die höchsten Temperaturen beim gefeuerten Motorbetrieb. Die gemessene Temperatur ist für den Aluminiumwerkstoff unkritisch. Die Temperatur am Thermoelement in der

<sup>11</sup> Die Einlass- und Auslassgeometrie besteht aus dem Bauraum für die Ladungswechselkanäle, den Ventiltrieb, die Ventilschaffführungen und die Ventilsitzringe.

Nähe der O-Ringnut ist im Vergleich zu der oberhalb des Brennraumdachs an der Steuerseite etwas höher.

In Abbildung 23 ist eine 3D-Schnittansicht der Baugruppe Zylinderkopf dargestellt. Aus Abbildung 22 ist die farbliche Markierung der Ladungswechselkanäle und der Wasserkühlung wiederzuerkennen.

Thermoelemente	Temperatur am Betriebspunkt	
	$n = 1000 \text{ 1/min, } p_{mi} = 5 \text{ bar}$	$n = 3000 \text{ 1/min, } p_{mi} = 15 \text{ bar}$
$T_{ZK, O\text{-Ringnut}}$	93 °C	117 °C
$T_{ZK, Steuerseite}$	92 °C	111 °C
$T_{ZK, Auslassseite}$	95 °C	127 °C

Tabelle 7: Zylinderkopftemperaturen

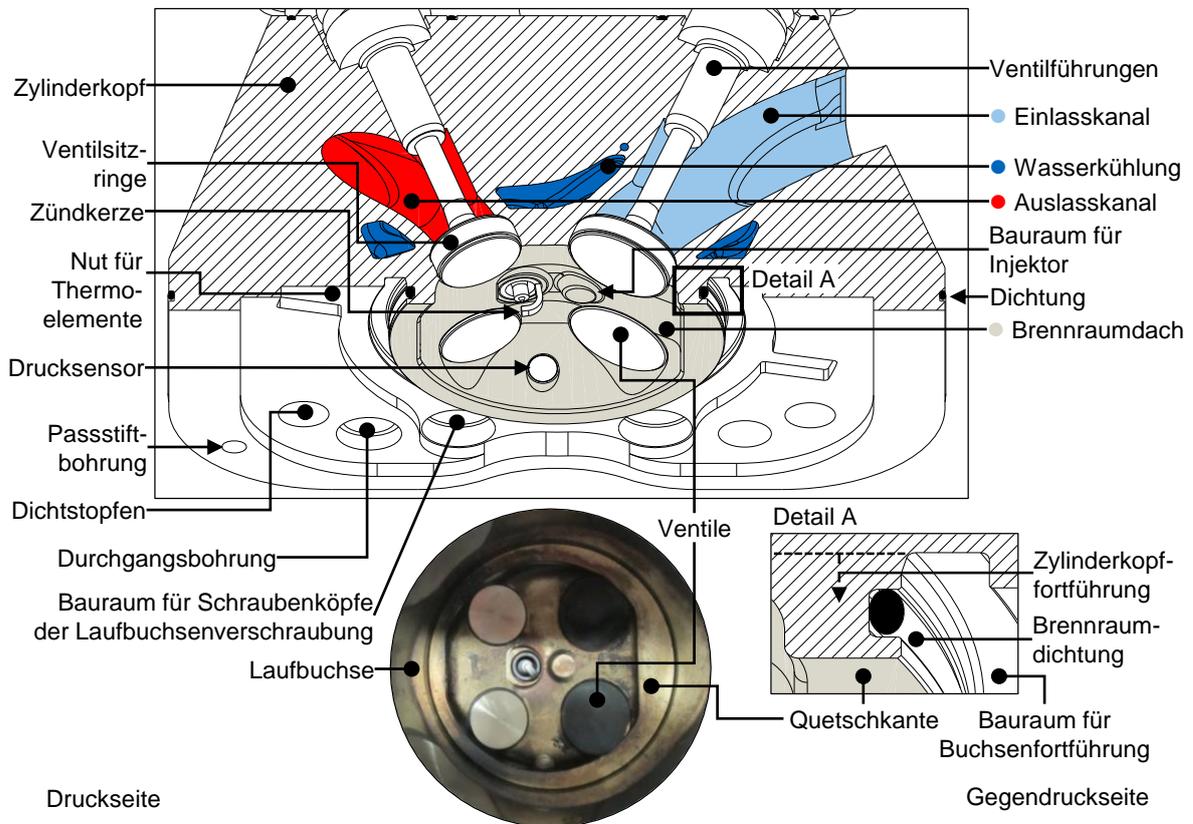


Abbildung 23: 3D-Schnittansicht des Zylinderkopfs

Aufgrund der geometrischen Besonderheiten des Reibmesssystems ist der Brennraum mit einer Aufnahme für einen Dichtring versehen, siehe Detail A. Dadurch ergibt sich eine rundherum führende Quetschkante und ein kleiner dachförmiger Brennraum, der der Seriengeometrie nachempfunden ist. Die große Herausforderung ist, in diesem vier Ventile mit ausreichender Größe, eine Zündkerze, einen Indizierquarz und Bauraum für einen DI-Injektor vorzusehen. Dabei herrscht ein Sicherheitsabstand von mindestens 3,5 mm zwischen allen Kanälen und Bauteilen aus Abbildung 22.

Insgesamt sind vier Taschen für die Köpfe der Schrauben im Zylinderkopf eingebracht, die zur Befestigung der Laufbuchse im Wassermantel dienen. Diese müssen bei der Wasserkühlgeometrie berücksichtigt werden. Weiter außen an der unteren Fläche des Zylinderkopfs sind die Durchgangslöcher für die Verschraubung mit dem Ventiltriebgehäuse und die mit Dichtstopfen

versehenen Kernhalterbohrungen erkennbar. In der Schnittebene befindet sich eine Nut für die Thermoelemente, welche aus der Laubuchse nach oben herausgeführt werden, siehe Anhang A.3 auf Seite 141. Ausgerichtet wird der Zylinderkopf zum Zylindergehäuse über zwei Passstifte. Um einen geringen Einfluss von Verformung und Bewegung des Zylinderkopfs auf das Messsystem zu gewährleisten, ist die Abdichtung zwischen Zylinderkopf und Zylindergehäuse in radialer Bauweise ausgeführt. Unterhalb des Schnittbilds ist eine Fotografie der Laubuchse von unten mit eingebautem Zylinderkopf zu sehen.

Beim Betrieb des Zylinderkopfs ergeben sich durch die Vierventiltechnik und die kleine dachförmige Brennraumform Vorteile im Vergleich zu [252]. Das Gemisch brennt deutlich schneller durch, weshalb frühe Verbrennungsschwerpunktlagen kein Klopfen auslösen. Dazu trägt auch die durch eine Aluminiumbauweise bedingte bessere Kühlung des Zylinderkopfs bei.

Bei der Auslegung der Passung zwischen der Zylinderkopffortführung (Detail A) und der Innenfläche der Laubuchse sind die unterschiedlichen Wärmedehnungen des Laubuchsen- und Zylinderkopfwerkstoffs zu berücksichtigen, wofür ein gewisses Spaltmaß vorgesehen ist. Die Größe des Spalts wird jedoch durch eine mögliche Spaltextrusion des O-Rings bei hohen Brennraumdrücken begrenzt, was eine sorgfältige Auslegung erfordert. Die gemessenen Betriebstemperaturen können in Zukunft für eine weitere Optimierung der Passung zwischen Zylinderkopf und Laubuchse genutzt werden.

#### 4.4.3 Störeinflüsse auf die Reibkraft

##### Übersicht

Die Aufbereitung der Reibkräfte für die im Folgenden und in Kapitel 5 gezeigten Diagramme geschieht mit einer automatisierten Messdatenauswertung aus [252] und nach Graf aus [97]. Konzeptionell unterschiedlich ist die kurbelwinkelgetaktete Messung, was die Auswertung grundsätzlich vereinfacht, weil keine nachträgliche Zuordnung von zeitbasierten Daten zum Kurbelwinkel erfolgen muss. Genauso wie in der Datenaufbereitung aus [252] wird eine Filterung (Tiefpass 3. Ordnung mit 1000 Hz) vorgenommen. Zusätzlich wird darin der Brennraumdruck- und Kurbelgehäusedruckeinfluss durch eine nachträgliche Korrektur der Reibkraft kompensiert.

Bei einer unterkritischen Lagerung des Motors auf dem Prüfstandsboden ergeben sich weitere Störungen auf dem Reibkraftsignal gemäß dem oberen Diagramm in Abbildung 24. Zur Korrektur kann in der Auswertung die Vorgehensweise nach Graf aus [97] genutzt werden. Für diese sind Beschleunigungssensoren angebracht, die sowohl Wassermantelschwingungen als auch Zylindergehäuseschwingungen auf Druck- und Gegendruckseite aufzeichnen. Anders als nach Graf in [97] werden in dieser Arbeit die Motorgestellschwingungen durch eine überkritische Motorlagerung (Elastomerlager zwischen Motorgestell und Fundament des Prüfstands) stark reduziert, was eine Korrektur in der Auswertung überflüssig macht. Dies wird sichtbar, wenn die Reibkraftkurve bei einem indizierten Mitteldruck von 6 bar und einer Drehzahl von 2000 1/min aus dem oberen Diagramm der Abbildung 24 und aus der Abbildung 25 gegenübergestellt werden.

Bei hohen Mittel- und Spitzendrücken kommt es zu starken Schwingungen des Zylinderkopfs in der Hochdruckphase, die durch einen Beschleunigungssensor an der Halteplatte des Zylinderkopfs aufgezeichnet werden, siehe Abbildung 25. Mittels der Beschleunigungssensoren wird der Reibkraftverlauf korrigiert, siehe Abbildung 25 und Abbildung 27. Zusätzlich tritt am

Versuchsmotor aus dieser Arbeit eine weitere Beeinflussung der Reibkraft auf, bedingt durch die Verwendung einer Elastomerbrennraumdichtung. Eine Korrektur ist derzeit nicht durchführbar, siehe Abbildung 28.

**Erläuterung**

Abbildung 24 zeigt die gemessenen Reibkräfte bei unterkritisch gelagertem Motor. Im oberen Diagramm sind ausgewertete Reibkraftverläufe ohne die Schwingungskorrektur zu sehen. Am Motorgestell gemessene Schwingungen, die in der Hochdruckphase durch das eingebrachte Drehmoment beginnen, führen zu einer Überlagerung auf dem Reibkraftsignal. Diese Schwingung ist auch in [252] auf den ausgewerteten Signalen ersichtlich, wie der Vergleich zwischen geschleppten und gefeuerten Reibkraftverläufen nach Abbildung 43 in [252] belegt. Im obigen Teil der Abbildung 24 ist ein Abklingen der Schwingung bis zum LOT erkennbar. Eine Verstärkung der Schwingung findet mit einer Erhöhung der Drehzahl statt.

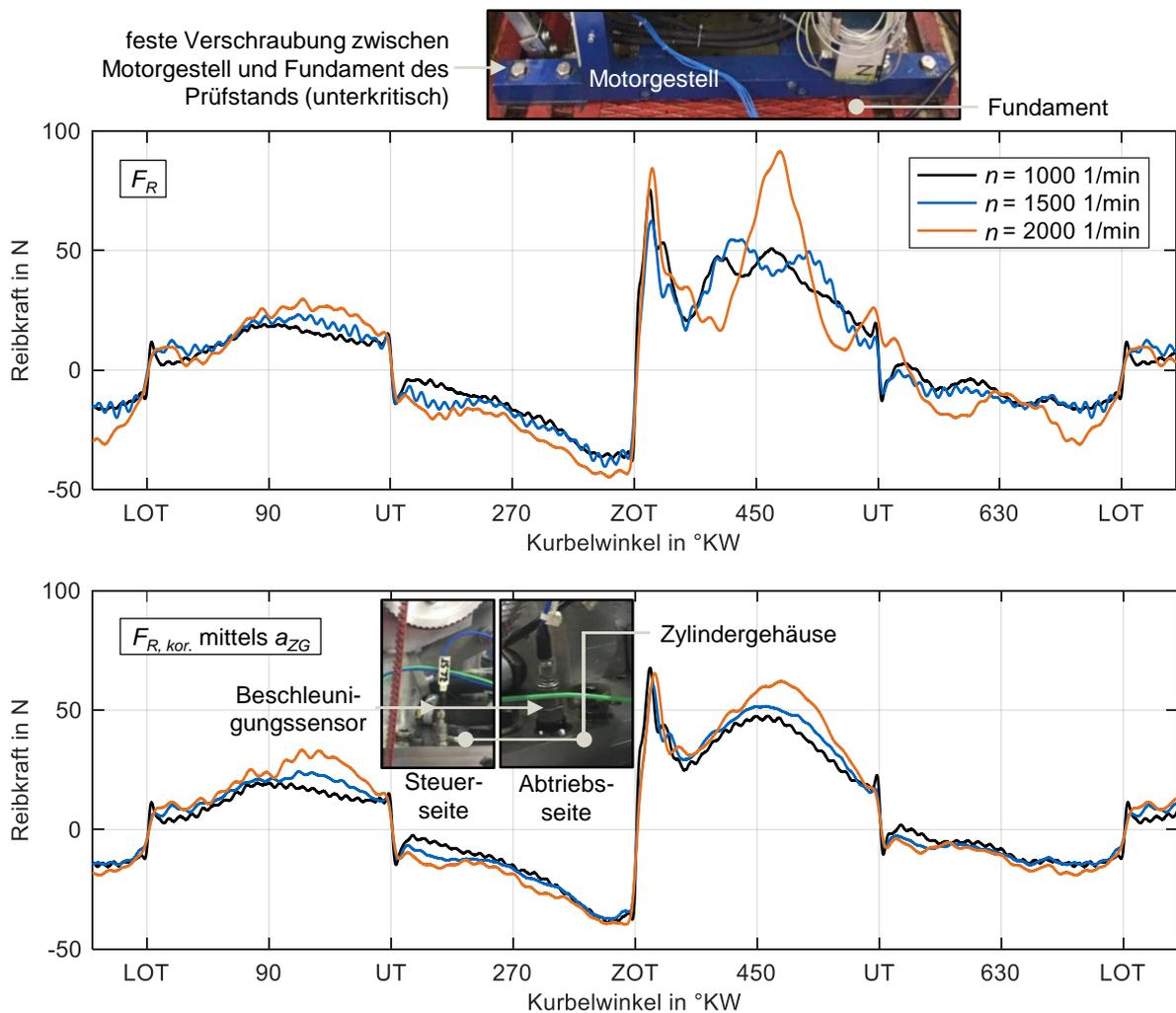


Abbildung 24: Reibkraft bei unterkritisch gelagertem Motor,  $p_{mi} = 6 \text{ bar}^{12}$

<sup>12</sup> Der Kurbelwinkelbereich wird für die Reibkraft und den Schmierfilm in der gesamten Arbeit von maximal 45 °KW vor bis maximal 45 °KW nach LOT dargestellt. Begründet ist diese Vorgehensweise mit der besseren Sichtbarkeit des Bereichs unmittelbar vor, am und nach dem LOT.

Gemäß Graf [97] werden die ermittelten Beschleunigungswerte auf dem Zylindergehäuse mit einem über sämtliche Messungen identischen Faktor multipliziert und vom Reibkraftsignal abgezogen. Das Ergebnis ist im unteren Diagramm der Abbildung 24 geplottet. Die korrigierte Reibkraft zeigt keine Schwingungen mehr im Bereich vom ZOT bis zum LOT auf.

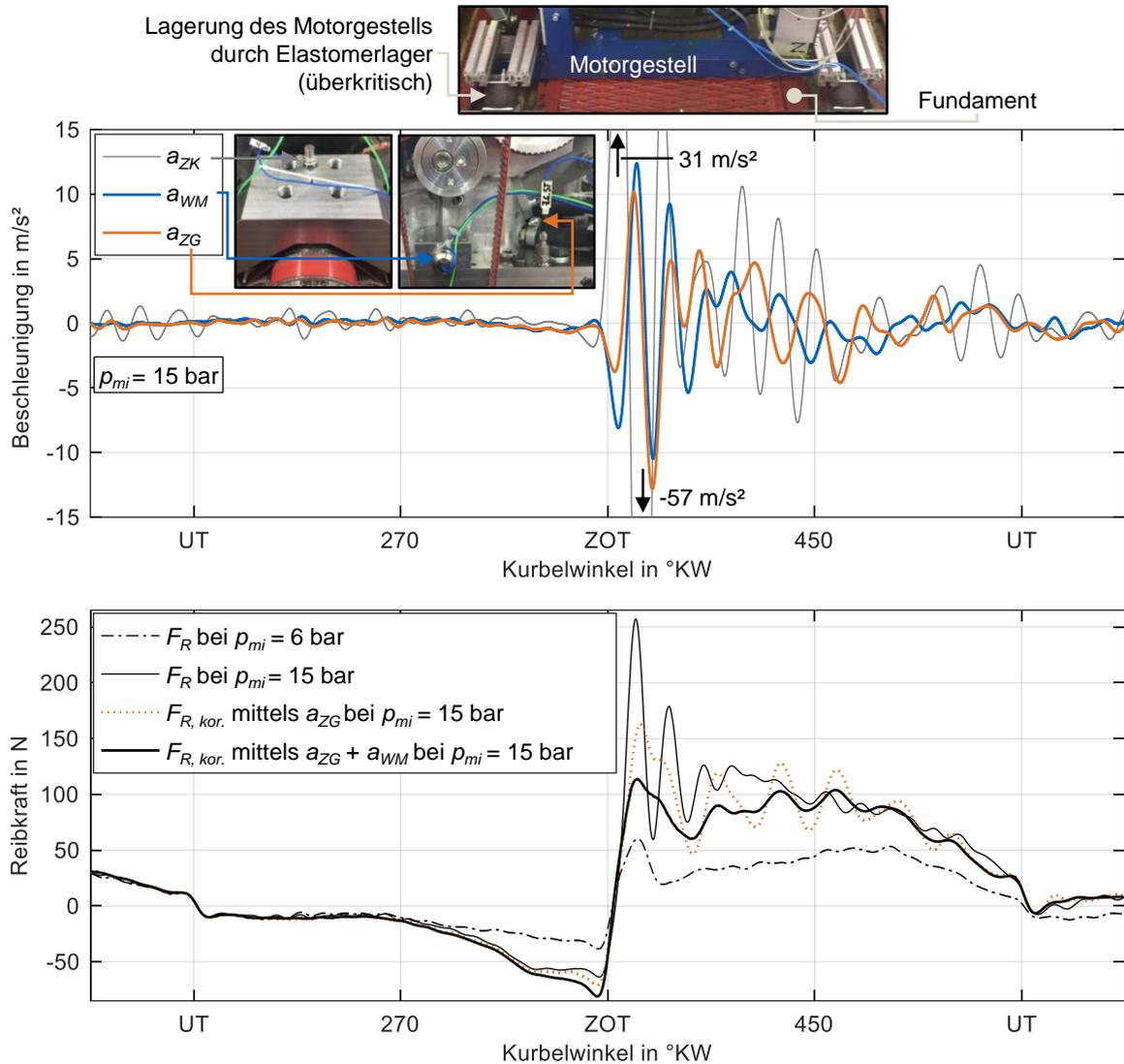


Abbildung 25: Reibkraft bei überkritisch gelagertem Motor,  $n = 2000$  1/min

Eine Möglichkeit diese Gestellschwingungen zu reduzieren, bietet der Einsatz von Elastomerlagern zwischen Motorgestell und Prüfstandsboden, wovon insgesamt vier angebracht sind, siehe Abbildung 25. Im unteren Diagramm der Abbildung ist wiederum ein Reibkraftverlauf bei einer Drehzahl von 2000 1/min und einem indizierten Mitteldruck von 6 bar abgebildet. Schwingungen nach dem ZOT, wie in Abbildung 24 oben, sind durch die weiche Lagerung kompensiert. Eine nachträgliche Bearbeitung der Messdaten ist dadurch obsolet.

Die großen Unterschiede zwischen einer unter- und überkritischen Lagerung des Forschungsmotors veranschaulicht auch die Analyse der Schwingungsfrequenzen durch eine Fourier-Transformation. Das Ergebnis ist für alle Motordrehzahlen eines Schlepversuchs mithilfe eines Campbell-Diagramms demonstriert, siehe Abbildung 26 (A). Auffällig ist die starke Eigenfrequenz zwischen 0 und 500 Hz. Die Detailbetrachtung bei einer Drehzahl von 1000 1/min (C) bzw. der noch weiter vergrößerte Ausschnitt zwischen 0 und 500 Hz (D) weist die Frequenz

bei ca. 150 Hz auf. Diese Frequenz ist drehzahlunabhängig, was auf eine Eigenschwingung des Versuchsmotors hindeutet. Ferner passt sie zu der Störung der Reibkraft im oberen Teil der Abbildung 24. Bei der Lagerung des Motors auf dem Prüfstand über Elastomerlager (B) ist die Amplitude bei ca. 150 Hz sehr stark gedämpft, wie auch das untere Diagramm in Abbildung 25 beweist. Weitere Eigenfrequenzen sind ab einer Drehzahl von 2500 1/min bei 1200, 2000 und 3200 Hz gut sichtbar, welche durch die überkritische Lagerung fast unbeeinflusst bleiben.

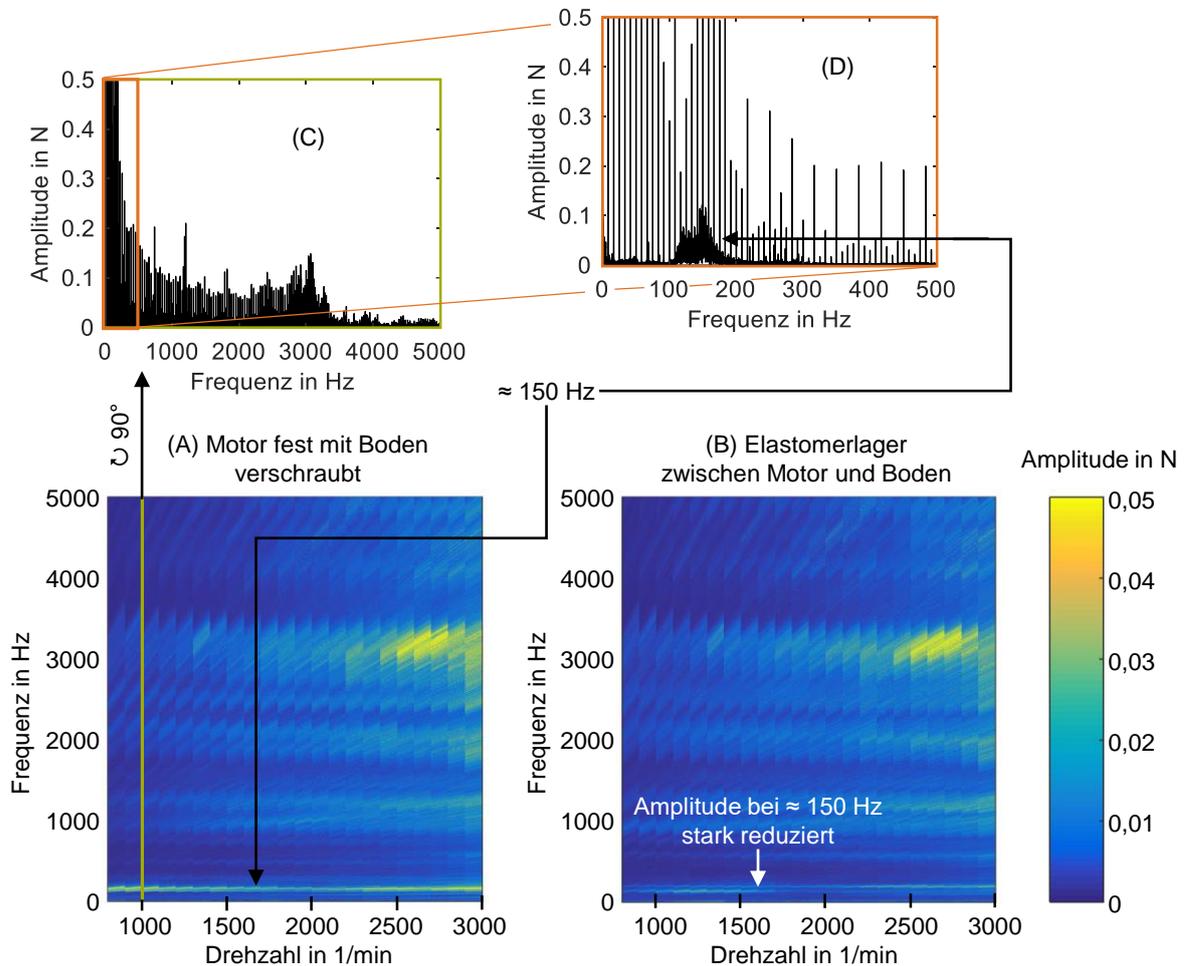


Abbildung 26: Schwingungen bei unter- und überkritisch gelagertem Motor im Schleppversuch

Die Erhöhung des indizierten Mitteldrucks auf 15 bar schafft eine weitere Schwingung auf dem Reibkraftsignal ( $F_R$  bei  $p_{mi} = 15$  bar), siehe Abbildung 25. Diese beginnt nach dem ZOT und klingt bis zum UT bei 540 °KW ab. Die Messung der Beschleunigung des Zylinderkopfs  $a_{ZK}$  zeigt die Ursache für die hohen Reibkraftamplituden, welche einen maximalen betragsmäßigen Wert von 57 m/s<sup>2</sup> erreichen. Der Brennraumdruck hat durch die relativ weit von der Laufbuchsenachse entfernte Einleitung der Kräfte aus dem Zylinderkopf über Stützen eine große Hebelwirkung, siehe Abbildung 21. Die Korrektur dieser Schwingung ist jedoch nicht über die Beschleunigungswerte des Zylinderkopfs möglich, zumal  $a_{ZK}$  auch außerhalb der Hochdruckphase starke Ausschläge hat, welche die Reibkraft nicht aufweist. Eine "Überkorrektur" ist zu vermeiden, womit auch die Beschleunigungswerte  $a_{ZG}$  und  $a_{WM}$  nicht allein verwendet werden können. Das zeigt der durch  $a_{ZG}$  korrigierte Verlauf ( $F_{R, kor.}$  mittels  $a_{ZG}$  bei  $p_{mi} = 15$  bar). Zwar ist die Schwingung unmittelbar nach dem ZOT reduziert, im späteren Verlauf Richtung UT bei

540 °KW treten bedingt durch die Korrektur höhere Ausschläge auf. Bei einer solchen Korrektur macht es sich bemerkbar, dass  $a_{ZG}$  und  $a_{WM}$  nach ca. 410 °KW noch starke Amplituden haben, die nicht korrigierte Reibkraft jedoch kaum. Der Korrekturfaktor ist identisch zur Abbildung 24.

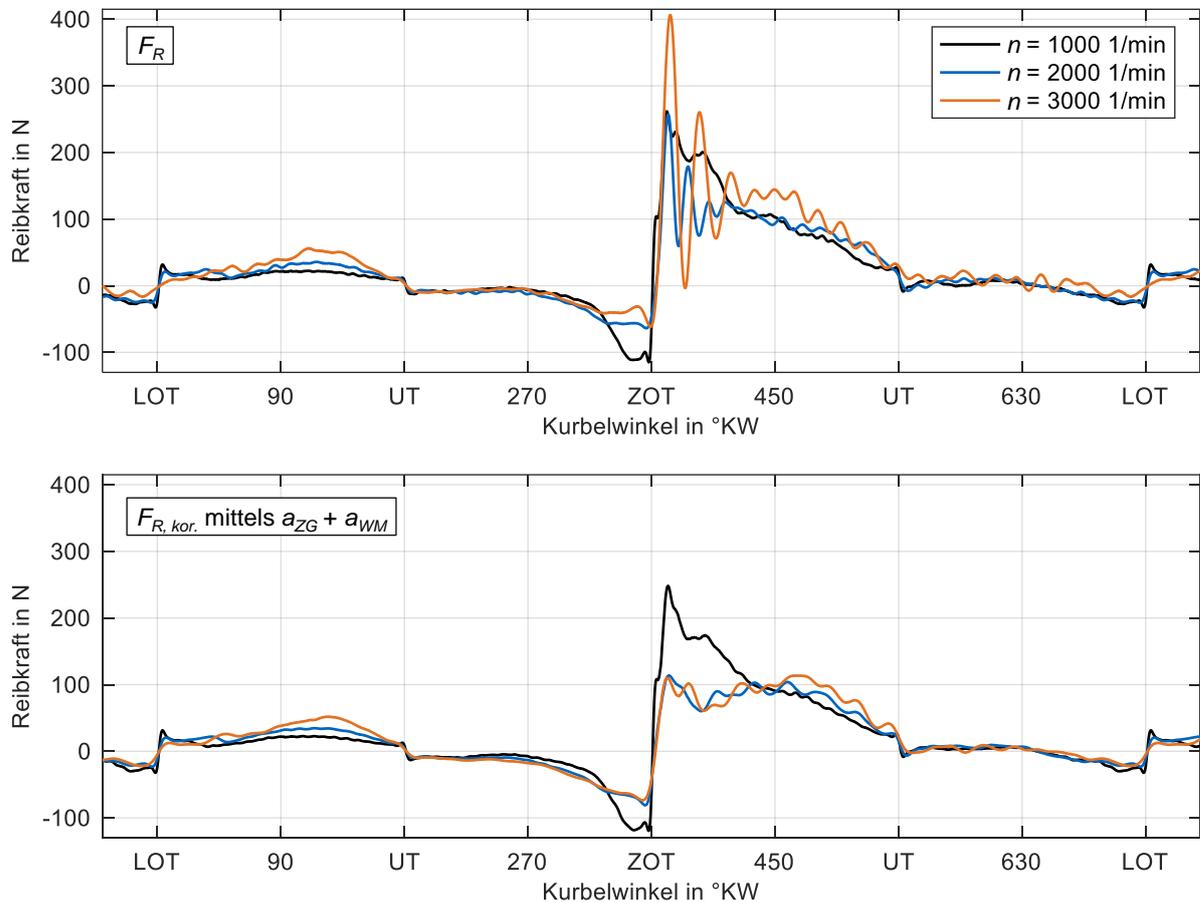


Abbildung 27: Reibkraft ohne und mit Schwingungskorrektur,  $p_{mi} = 15$  bar

Eine adäquate Schwingungskorrektur wird erst durch die Multiplikation der Beschleunigungen an Zylindergehäuse und Wassermantel mit jeweils dem halben zuvor verwendeten Korrekturfaktor und anschließender Addition möglich. Die Vorgehensweise ist dadurch begründet, dass die ersten drei Amplituden nach ZOT relativ gleichphasig verlaufen und in deren Betrag nur moderate Unterschiede feststellbar sind. Somit lässt sich der Korrekturfaktor auf die Beschleunigungen  $a_{ZG}$  und  $a_{WM}$  aufteilen. Der Vorteil dieser Art der Korrektur liegt im Verlauf der Beschleunigungen von  $a_{ZG}$  und  $a_{WM}$  nach der dritten Amplitude nach ZOT. Der Verlauf dieser wird gegenphasig und weicht betragsmäßig nur geringfügig ab. Insofern ist eine gleichmäßige Aufteilung des Korrekturfaktors am sinnvollsten. Folglich wird eine "Überkorrektur" in diesem Bereich umgangen. Die Korrektur enthält der Verlauf ( $F_{R, kor.}$  mittels  $a_{ZG} + a_{WM}$  bei  $p_{mi} = 15$  bar). Die ersten drei großen Ausschläge der Reibkraft nach ZOT werden korrigiert. Zudem wird die Ausrichtung des Verlaufs um den ZOT symmetrischer zur Nulllinie (= 0 N), wie die negativere Reibkraft vor ZOT und die etwas geringere Reibkraft nach ZOT vorweisen. Insbesondere ca. zwischen 400 und 450 °KW ist dies der Fall. Im restlichen Arbeitsspiel stimmen die nicht korrigierten und korrigierten Reibkraftverläufe sehr gut überein.

Für die weitere Beurteilung des Korrekturverfahrens wird der Drehzahlschnitt in Abbildung 27 betrachtet. Am auffälligsten sind die reduzierten Schwingungsamplituden kurz nach dem ZOT, wobei nur bei den höheren Drehzahlen Schwingungen überlagert sind. Bei einer Drehzahl von 1000 1/min ist die Korrektur überflüssig. Im Ausschiebe- und Ansaugtakt werden die Verläufe durch die Einbeziehung der Beschleunigungen merklich glatter. Im ZOT wird die symmetrische Ausrichtung zur Nulllinie verbessert und die Steigung der Reibkraft in den Mischreibungsgebieten im UT größer und passt besser zu jener im ZOT. Ferner werden die Mischreibungspeaks bei einer Drehzahl von 2000 1/min und 3000 1/min dadurch kleiner als bei 1000 1/min, wie es gleichermaßen auf den LOT zutrifft.

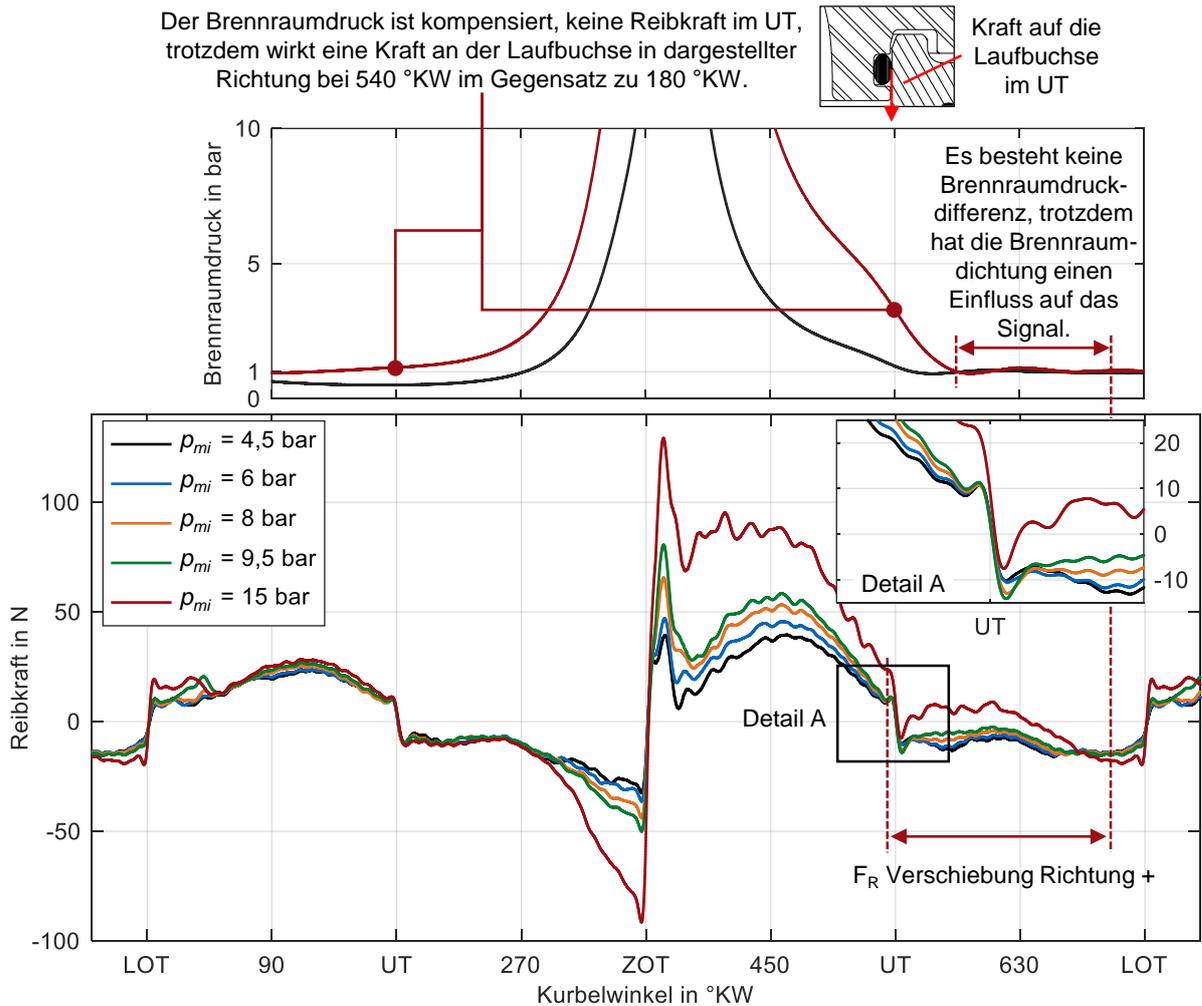


Abbildung 28: Reibkraft bei  $n = 1500 \text{ 1/min}$

Der Lastschnitt bei einer Drehzahl von 1500 1/min in Abbildung 28 zeigt auf, dass mit zunehmendem Brenndruck eine Störung der Reibkraft zwischen UT im Ausschiebetakt und anschließendem LOT besteht. Das Detail A veranschaulicht die mit der Last ansteigende Verschiebung der Reibkraft in positiver Richtung, was einer plausiblen betragsmäßigen Vergrößerung der Reibkraft widerspricht. Besonders deutlich wird der Effekt beim Sprung zwischen 9,5 und 15 bar indiziertem Mitteldruck. Diese Abweichung ist nicht auf den Brenndruck alleine zurückzuführen. Dies wird am UT bei 180 °KW ersichtlich, an dem die Reibkräfte trotz unterschiedlicher Brenndrücke symmetrisch zur Nulllinie ausgerichtet sind. Im Gegensatz dazu ist bei 540 °KW mit zunehmender Last keine symmetrische Ausrichtung mehr vorzufinden. Positiv aufgetragene Reibkräfte sind der Definition nach in Richtung negativer x-Achse

wirkende Reibkräfte an der Laufbuchse. Als Ursache für diese Kraft wird die Elastomerbrennraumdichtung angenommen, welche trotz Brennraumdrücken von mehr als 1 bar bis nach UT bei 540 °KW hinaus eine Kraft nach unten auf die Laufbuchse ausübt. Diese Kraft hält auch noch bis kurz vor LOT an, obwohl die Brennraumdrücke für alle Lasten in diesem Bereich nahezu identisch sind. Als Ursache kommt eine Rückverformung der Brennraumdichtung in Frage, die zeitverzögert zum Brennraumdruck stattfindet. In [252] auf Seite 85 und Seite 87 ist diese Art der Reibkraftverschiebung in schwacher Ausprägung ebenso zu sehen, obwohl der effektive Mitteldruck von 6 bar deutlich geringer ist.

## 4.5 Optische Messtechnik

### 4.5.1 Optisch zugängliche Laufbuchse

Die Abbildung 29 zeigt ein Schnittbild des Versuchsmotors mit allen LiF-Messstellen an der Laufbuchse. Mittels zweier identischer sogenannter LiF-Einschrauber sind die Lichtleiter auf der Druckseite angebracht, siehe Abbildung 30. Die Lichtleiter sind vertikal im Abstand der Kolbenringe angeordnet, wie durch den Kolben in der OT Position verdeutlicht ist. Von den zwei Einschraubern ist jedoch aufgrund der geringen Laserleistung (siehe Kapitel 4.5.2) ausschließlich der zweite von oben mit drei Lichtleitern versehen. Die Messstellen IV bis VI sind aufgrund ihrer Lage ausgewählt, was in Kapitel 4.5.4 erläutert wird.

Die Fotografie der Laufbuchse von innen zeigt die mit Keramikferrulen und Lichtleitern besetzten Messstellen des zweiten Einschraubers. Für den oberen Einschrauber ist ein Blindstopfen als Ersatz montiert, der über keine Lichtleiter verfügt.

Aus dem Vorhaben Kolbenring-Öltransport I [96] und II [226] sind weitere Messstellen im unteren Bereich der Laufbuchse bekannt, welche hier als Messstellen VII bis XI bezeichnet sind. Für diese ist eine Durchgangsbohrung im Zylindergehäuse und ein zweiter Dichtring zwischen Wassermantel und Laufbuchse oberhalb der fünf Messstellen vorhanden. Durch die Abdichtung gegen das Kühlwasser oberhalb ist eine nachträgliche Integration der Messstellen leicht durchzuführen.<sup>13</sup>

---

<sup>13</sup> Diese sind nicht kombinierbar mit einer Thermolaufbuchse mit den Messstellen  $T_{LB, DS7}$ ,  $T_{LB, GDS7}$ , siehe Anhang A.3 auf Seite 141.

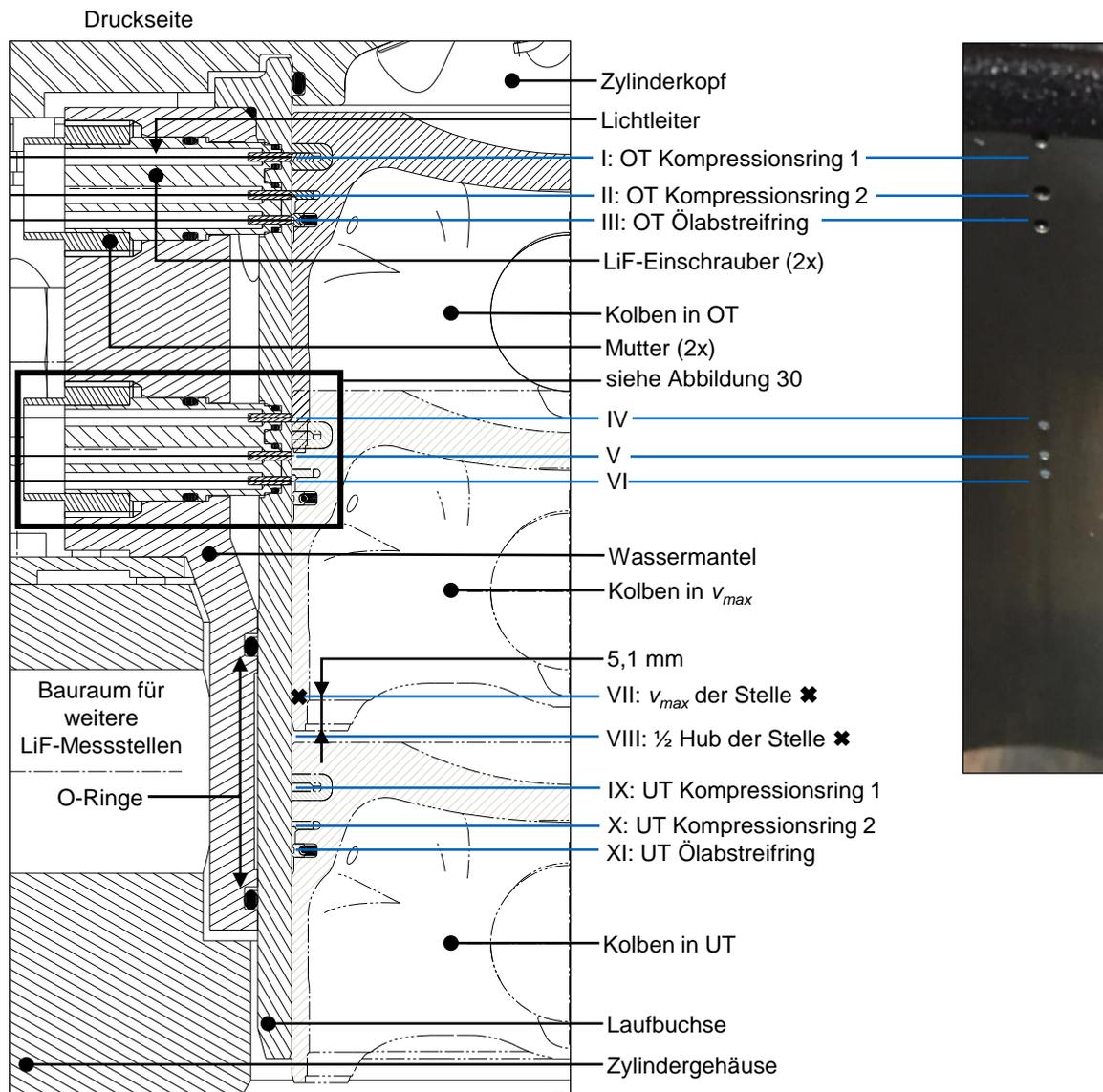


Abbildung 29: Schnittbild der optisch zugänglichen Laufbuchse

Die Abbildung 30 vergrößert den unteren LiF-Einschrauber. Innerhalb des Wassermantels ist der LiF-Einschrauber in seiner Position ausgerichtet und gegen Verdrehen gesichert. Ein O-Ring zwischen Wassermantel und Einschrauber dichtet gegen das Kühlwasser ab. Der Einschrauber liegt durch die Montage einer Mutter an einer geplanten Fläche der Laufbuchse an, wofür nur ein sehr geringes Drehmoment aufgewendet wird. Das vermeidet eine Verformung der Laufbuchse. In Richtung Buchseninnenfläche befindet sich die Abdichtung der Messstellen sowohl gegen das Kühlwasser als auch gegen das Brennraumgas. Zur Realisierung geringer Montagevorspannkräfte dichten die O-Ringe in radialer Richtung ab. Die zwei unteren Lichtleitermessstellen im LiF-Einschrauber teilen sich einen O-Ring, zumal die geringe Baugröße keine Lösung mit separaten O-Ringen zulässt.

Das Honen der Laufbuchse wird im Wassermantel montiert und mit den LiF-Einschraubern durchgeführt. Danach werden die Lichtleiter bis an die Laufläche von außen vorgeschoben, sodass sie leicht in die Laufbahn vorstehen. Die Verklebung mit der Ferrule und die Politur bis zur feinsten Körnung von  $0,3 \mu\text{m}$  für eine glatte Oberfläche findet im Vorhinein statt. Nach dem

Befüllen des jeweils größeren Teils der Durchgangsbohrungen mit Klebstoff wird ein Aluminiumrohr mit Spielpassung in die Laufbuchse geschoben. Durch Aufheizen des gesamten Aufbaus ändert sich die Spielpassung in eine Presspassung. Dies ist durch den größeren Wärmeausdehnungskoeffizienten des Aluminiumrohres im Vergleich zur Laufbuchse aus Grauguss bedingt. Infolgedessen werden die Ferrulen bündig zur Laufflächengrenze zurückgeschoben und der Klebstoff härtet in dieser Position aus. Das Ziel dieser Montagetechnik ist ein nahezu bündiger Einbau, siehe auch Kapitel 4.5.3.

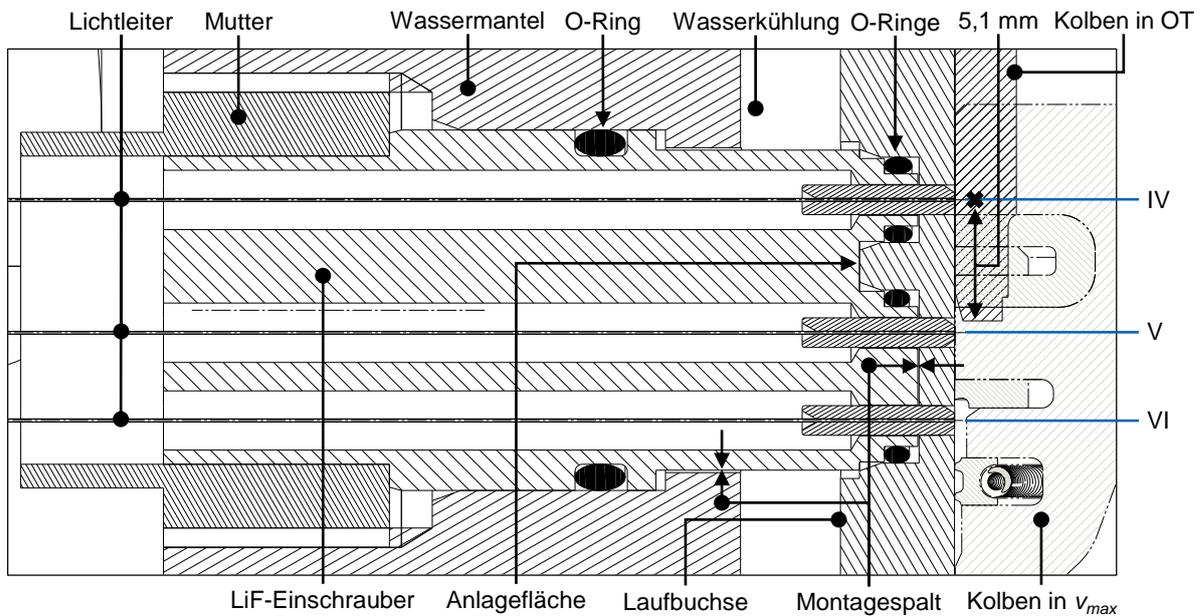


Abbildung 30: Vergrößerung eines LiF-Einschraubers, siehe Abbildung 29

Aufgrund der Verklebung der Ferrulen im Teil des größeren Bohrdurchmessers im Einschrauber ist eine Demontage der LiF-Einschrauber ohne Zerstörung der Messstellen durchführbar. Das ist für den Fall einer Wartung bzw. Zerlegung des gesamten Systems gedacht.

Der Einfluss der leicht vorgespannten LiF-Einschrauber auf die Rundheit der Laufbuchse wird mittels eines Incometers geprüft. In Abbildung 31 sind die Radialplots der Lauffläche auf verschiedenen Höhenstufen gezeigt. Auf der Druckseite bei 180° Umfangswinkel sind an den Messstellen keine Verformungen auffällig, die auf ein zu starkes Anzugsdrehmoment der Muttern hindeuten. Bemerkenswert sind jedoch insgesamt die Abweichungen vom Nenndurchmesser 82,51 mm. Die Abweichungen zum Nennmaß betragen zum Teil über 10 µm. Die Form der Abweichung – verringerter Durchmesser bei ca. 30°, 120° bis 150° und 270° Umfangswinkel – deuten auf eine fehlerhafte Einspannung durch ein Dreibackenspannfutter bei der Drehbearbeitung hin. Die Abweichungen von der Rundheit bleiben auch während des Honvorgangs erhalten.

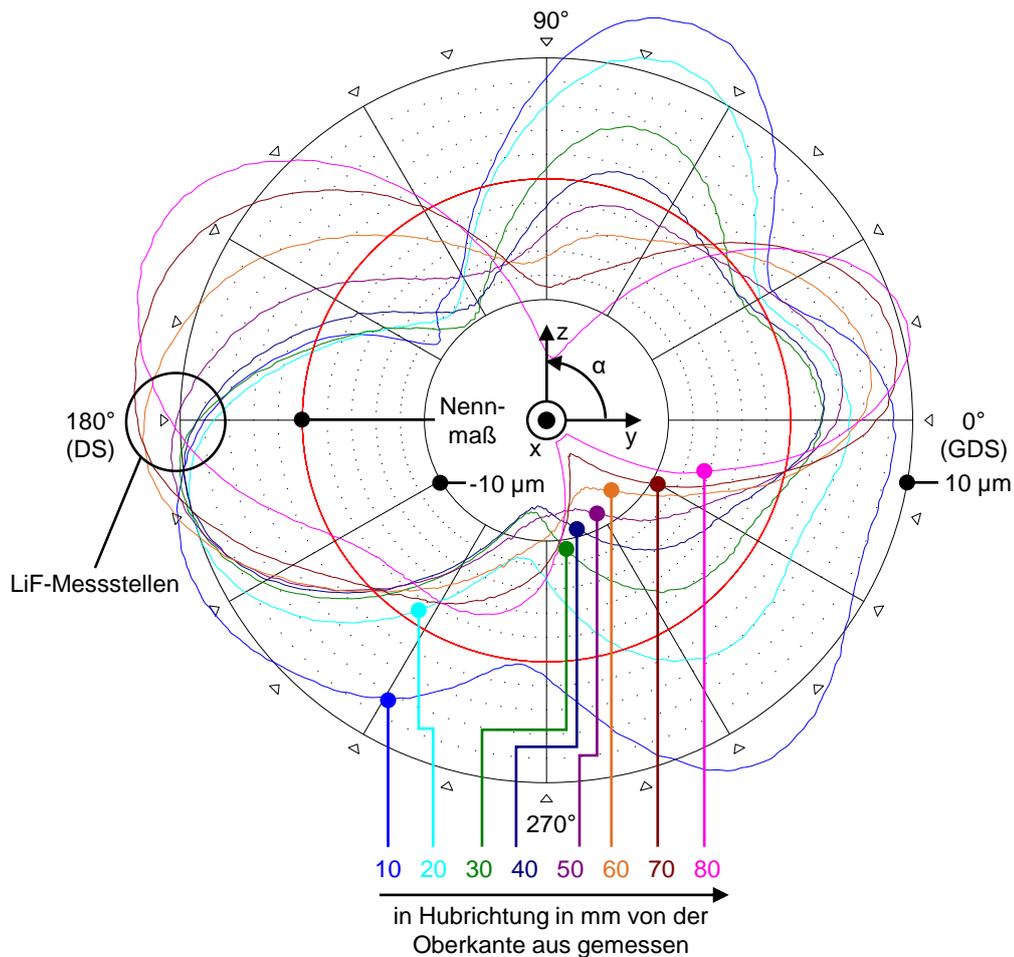


Abbildung 31: Radialkonturen der Laufbuchse

#### 4.5.2 Laseroptischer Aufbau

Die Schmierfilmdickenmessung basiert auf dem Prinzip der laserinduzierten Fluoreszenz. In dem Vorhaben Kolbenring-Öltransport I [96] und II [226] wurde ein optischer Aufbau gemäß Abbildung 32 entwickelt. Die Beschreibung im Folgenden lehnt sich Großteils an die Erläuterungen in [96] und [226] an.

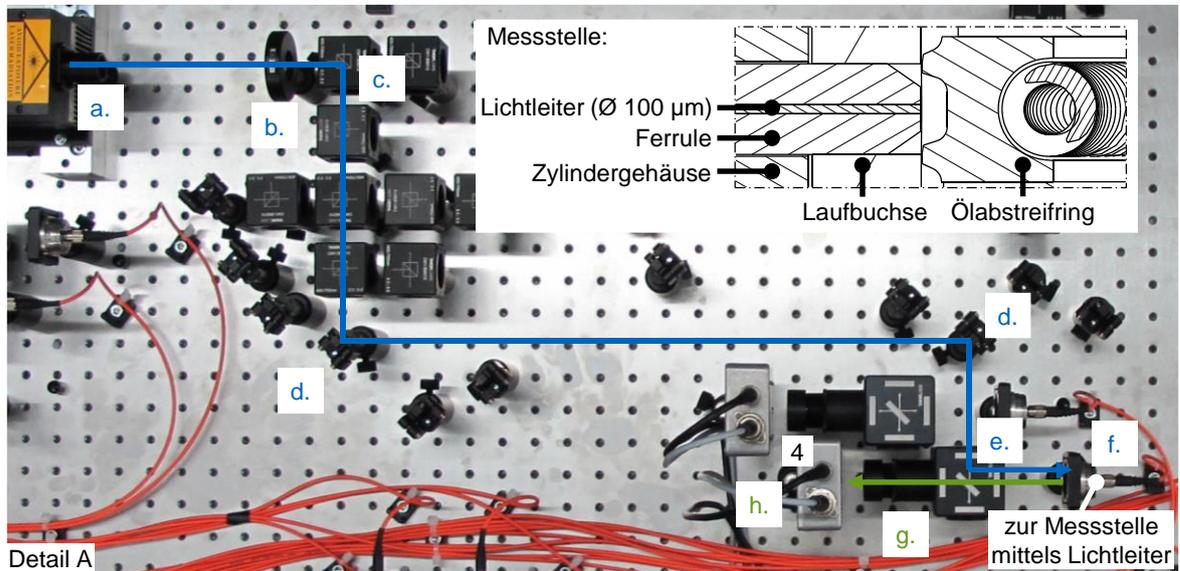
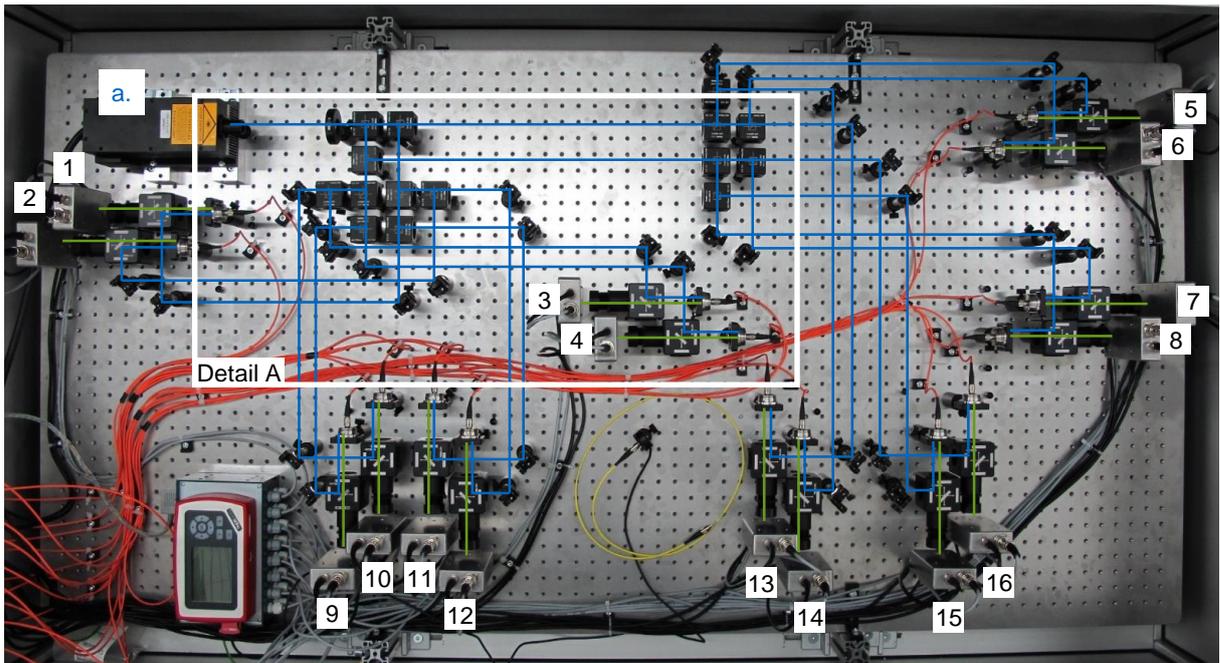
Alle Bauteile sind auf einer Grundplatte aus Aluminium mit einer steifen Wabenstruktur verschraubt, die speziell für optische Messtechnik angeboten wird. Hinsichtlich des Laserschutzes ist die optische Messtechnik in ein lichtdichtes Gehäuse aus Aluminium-Fertigbauteilen integriert.

Das Foto in Abbildung 32 zeigt den Aufbau von oben ohne Abdeckung, welche für Montagearbeiten heruntergenommen werden kann. Grundsätzlich sind 16 Strahlengänge für 16 Messstellen vorhanden, die von einem diodengepumpten Festkörperlaser (cw) mit Licht versorgt werden (a.). Die Wellenlänge des Laserlichts beträgt 472 nm. Alle Strahlengänge sind nach demselben Prinzip aufgebaut. Für die Erläuterung ist eine Vergrößerung des Strahlengangs (4) im Detail A aufgezeigt. Zunächst durchläuft der Laserstrahl einen Bandpassfilter, der im Bereich 450 bis 485 nm durchlässig ist (b.). Jeder Strahlengang passiert daraufhin insgesamt vier Strahlteiler (c.), welche das Laserlicht im Verhältnis 50/50 auf zwei Strahlen in einem 90° Winkel aufteilen. Nach dem vierten durchleuchteten Strahlteiler ist die Laserleistung auf

unter 1/16 gesunken, weil beim Durchgang zusätzlich geringe Verluste auftreten. Für die Aufteilung sind insgesamt 15 Strahlteiler montiert. In (d.) trifft der Strahl auf zwei Spiegel, mittels welcher der Strahl exakt auf den dichroitischen Spiegel in (e.) und die Faserkopplung in (f.) ausgerichtet wird. In dem Diagramm unterhalb des Details A sind die Charakteristiken der optischen Bauteile aufgetragen. Der dichroitische Spiegel ist für das Laserlicht mit einer Wellenlänge von 473 nm nicht durchlässig. Der Strahl wird durch den Dichroiten (e.) um 90° abgelenkt und trifft in die Faserkopplung (f.). Von der Faserkopplung wird das Laserlicht durch einen Multimode-Lichtleiter zu den Messstellen an der Laufbuchse oder auf dem Messkolben geleitet, wie es rechts in der Abbildung für die Laufbuchse skizziert ist. Gegenüber [96] – siehe Tabelle 14 im Anhang A.2, Seite 140 – werden geringere Faserdurchmesser verwendet, die die Einkopplung mit einer genügend hohen Leistungsausbeute deutlich erschweren. Ferner sind aufgrund der unterschiedlichen Lichtleiter für Kolben und Laufbuchse nicht mehr alle optischen Strahlengänge mit allen Messstellen kombinierbar. Der Grund hierfür ist, dass die Faserkopplungstechnik entsprechend der Lichtleitergröße verwendet werden muss. Außerdem ist damit außerhalb und innerhalb des Laseraufbaus eine durchgängige Lichtleitergröße für die jeweilige Messstelle notwendig.

An der Messstelle angekommen, regt der Laser den im Öl gelösten Farbstoff Lumilux CD 345 zur Fluoreszenz an. Wie im Diagramm in der Abbildung 32 gezeigt, wird das Laserlicht zu ca. 90 Prozent absorbiert. Das Emissionsspektrum weist aufgrund des "Stokes-Shift" eine höhere Wellenlänge auf. Das Maximum der Lichtintensität liegt ca. bei 505 nm. Die Fluoreszenzstrahlung wird von der gleichen Faser, aus der das Laserlicht austritt, aufgenommen und gelangt zurück zur Faserkopplung (f.). Nach dem Austritt aus der Faserkopplung trifft es auf den Dichroiten (e.). Das Diagramm unter Detail A zeigt, dass der Wellenlängenbereich des Emissionsspektrums den dichroitischen Spiegel größtenteils durchdringt. Eine Linse (g.) fokussiert das vom Öl emittierte Licht auf die Fotodiode (h.), an der die Intensität der Fluoreszenz gemessen wird. Der Emissionsfilter in (g.) sorgt dafür, dass kein Streu- bzw. Laserlicht die Messung an der Fotodiode beeinflusst.

Für eine konstante Bestimmung der Schmierfilmdicke ist die Leistungsstabilität des Lasers besonders wichtig. Aus diesem Grund wird sie über einen längeren Zeitraum kontinuierlich gemessen, indem ein Strahl mit sehr geringer Leistung vom Laser direkt auf eine Fotodiode geführt wird. Mit einem 100 mW Laser wird eine äußerst geringe hochfrequente Leistungsschwankung ermittelt, die bei der Messdatenauswertung nicht berücksichtigt werden muss. Die Langzeitabweichung der Leistung über einen Zeitraum von vier Stunden liegt unterhalb von 0,3 Prozent. Ein weiterer Laser mit 1 W Leistung, der für die Versorgung von allen 16 Messstellen geeignet ist, kann aufgrund von Defekten bis zum Ende der Messungen für diese Arbeit nicht leistungsstabil betrieben werden. Die Korrektur großer Leistungsschwankungen in der Auswertung wird nicht als zielführend angesehen, obwohl eine nahezu lineare Abhängigkeit zwischen Leistung und Fluoreszenz besteht. Trotzdem ist das Messsignal bei konstanten Schmierfilmen von schlechterer Qualität (Rauschen). Mit dem 100 mW Laser können maximal drei Messstellen an der Laufbuchse und zusätzlich fünf am Kolben versorgt werden.



- a. Laser
- b. Bandpassfilter 450 nm bis 485 nm
- c. 50/50 Strahlteiler
- d. Spiegel
- e. dichroitischer Spiegel
- f. Faserkopplung
- g. Emissionsfilter und Sammellinse
- h. Fotodiode

- Laser
- ..... Farbstoff Absorption
- ..... Farbstoff Emission
- Transmission dichroitischer Spiegel
- - - Transmission Emissionsfilter

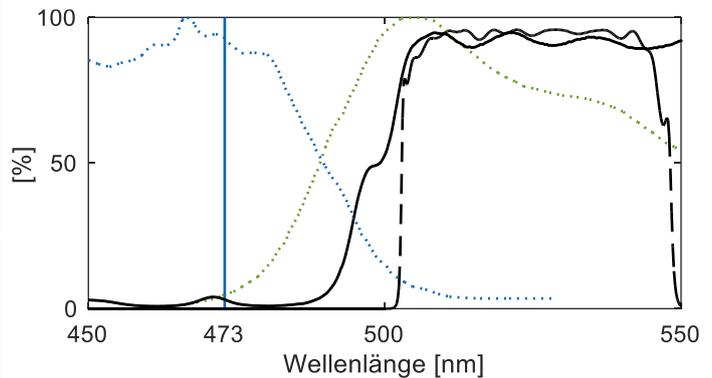


Abbildung 32: laseroptischer Aufbau nach [226]

### 4.5.3 Referenzversuch zur Schmierfilmdickenmessung

In der vorliegenden Arbeit wird auf einen externen Referenzversuch verzichtet und eine "in-situ" Kalibrierung mit den Versuchsteilen an den Messstellen der Laufbuchse durchgeführt, siehe auch Seite 24 ff. in Kapitel 2.3.2. Damit wird der gesamte laseroptische Aufbau vom Laser bis zum Austritt an der Messstelle im Motor kalibriert. Genauso wird die Oberflächenkontur und die Materialbeschaffenheit der Versuchsteile berücksichtigt. Die Kalibrierung erfolgt gemäß Abbildung 33.

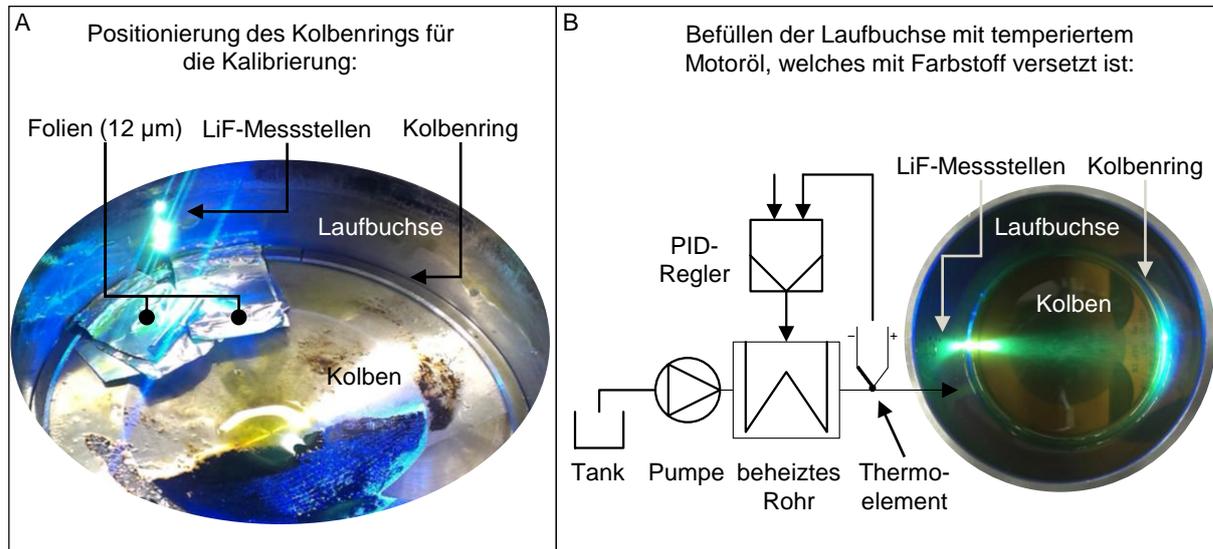


Abbildung 33: Referenzversuch zur Kalibrierung der LiF-Messtechnik nach [226]

Für die Kalibrierung werden der Kompressionsring 1, der Kompressionsring 2 oder der Ölabbstreifring in der Laufbuchse positioniert, sodass der Ringstoß nicht vor der Messstelle liegt. Zur Einstellung der Schmierfilmdicke werden Präzisionsfolien mit 12 µm Stärke verwendet. Die Folien werden direkt links und rechts neben den Messstellen zwischen dem Kolbenring und der Lauffläche positioniert, siehe Abbildung 33 (A).

In Teil (B) der Abbildung ist gezeigt, wie anschließend Öl in den Zylinder eingefüllt wird, damit eine Vollfüllung zwischen Kolbenring und Laufbuchse herrscht. Das Öl wird aus einem Tank mittels einer Schlauchpumpe in ein Rohr gefördert, das von außen beheizt ist. Im Anschluss an das Rohr ist ein Temperaturfühler angebracht, der die Öltemperatur erfasst. Mittels eines PID-Reglers wird die Rohrheizung so eingestellt, dass die Temperatur der Vorgabe entspricht. Auch die Laufbuchse muss durch die Kühlwasserbeheizung auf die Wunschtemperatur gebracht werden. Auf diese Weise wird ein Auskühlen des Öls verhindert.

Tabelle 8 fasst die Ergebnisse des Referenzversuchs zur Kalibrierung der LiF-Messstellen zusammen. Zur Beurteilung der Messqualität werden die Messstellen in der Laufbuchse mittels eines µsurf cylinder Messgeräts der Firma Nanofocus untersucht. Von den Messstellen wird mit einer Abdruckmasse (Repliset F1 von Struers) dazu ein Negativmodell angefertigt, welches optisch vermessen wird. Zeile 2 in der Tabelle 8 zeigt die vermessene Kontur für die mit Lichtleiter versehenen Messstellen IV, V und VI. Daneben ist das Ergebnis für die Messstelle IX der Laufbuchse aus dem Forschungsvorhaben Kolbenring-Öltransport II [226] abgebildet. An dieser Messstelle ist der geringste Abstand zwischen Lichtleiter und Lauffläche vorhanden. Im Gegensatz zu den Messstellen IV bis VI ragt der Lichtleiter ca. 4 µm gegenüber dem umliegenden Bereich in die Lauffläche hinein. Von den Messstellen IV bis VI hat der

Lichtleiter der Messstelle VI den größten Rückstand von ca. 45  $\mu\text{m}$ . Er eignet sich demzufolge am wenigsten für die Erfassung präziser absoluter Schmierfilmhöhen. Dabei ist der Lichtleiter hauptsächlich in die Ferrule zurückversetzt, wie das Farbschema im Konturplot und der Profilschnitt zeigen. Die Ferrule hingegen ist sogar mit etwas weniger Rückstand zur Lauffläche eingebaut als an den Messstellen IV und V. Diese Messstellen weisen einen ähnlichen Rückstand von ca. 14  $\mu\text{m}$  der Ferrule bzw. des Lichtleiters zur Lauffläche auf.

Die Kalibrierung gemäß dem Referenzversuch aus Abbildung 33 wird zunächst für eine Temperatur von 30 °C durchgeführt. Außer an der Messstelle VI ist stets der größte Spannungsanstieg am Ölabstreifring vorhanden, was anhand der Ringform erklärbar ist. Neben den scharfen Kanten kann potenziell ein hohes Ölvolument enthalten werden. Das zeigt das Profil des Ölabstreifrings in der letzten Zeile der Tabelle 8. Bei dem Kompressionsring 1 handelt es sich um einen Rechteckring, der über den geringsten Profilirücksprung verfügt. Infolgedessen steigt die Spannung über der Schmierfilmhöhe für den Kompressionsring 1 am geringsten an.

An allen Messstellen und für alle Kolbenringtypen ergibt sich eine gemessene Spannung an der Fotodiode auch ohne eingestellten Abstand (ohne Folie). Diese Spannung ist maßgeblich durch die Einbausituation bestimmt, wie die Diagramme in Zeile 3 der Tabelle 8 veranschaulichen. Daneben spielt die Stärke der eingekoppelten Laserleistung und die Profilform des Kolbenrings eine Rolle. Die Messstelle IX verfügt über den besten Einbau und folglich auch über den geringsten Spannungswert ohne eingesetzte Folie. Für die Bewertung des Einbaus wird das Verhältnis aus gemessener Spannung bei keiner Folie (0  $\mu\text{m}$ ) und zwei Folien (24  $\mu\text{m}$ ) gebildet. Den Bestwert mit 2 bis 5,4 Prozent liefert die Messstelle IX. Danach folgt die Messstelle IV mit 33 bis 35 Prozent.

Bedingt durch die Profilform verdrängt der Kompressionsring 1 am meisten Öl aus dem Spalt und liefert somit den geringsten absoluten Signalwert. Hinsichtlich des zuvor beschriebenen prozentualen Verhältnisses ist die relative Abhängigkeit von der Profilform nicht eindeutig bestimmbar.

Die Tabelle 8 stellt ebenso den Einfluss der Temperatur auf die gemessene Fluoreszenzintensität dar. Demnach sinkt bei 70 °C und 90 °C das Signal auf 85 bzw. 75 Prozent des Ausgangswerts ab. Höhere Temperaturen als 90 °C können in dem Aufbau aus Abbildung 33 nicht eingestellt werden.

Das Ergebnis einer Messung im gefeuerten Betrieb bei einer Drehzahl von 1000 1/min und einem indizierten Mitteldruck von 9,5 bar präsentiert die letzte Zeile in der Tabelle 8. Die Messstellen IV, V und IX zeigen unter Berücksichtigung der Kalibrierung Messwerte an den Kanten des Ölabstreifrings von unter 1,3  $\mu\text{m}$ . Anhand der Messstelle VI zeigt sich, dass der ungünstige Einbau zu höheren Messwerten führt. Trotz des höheren Einbauoffsets von IV und V im Vergleich zu IX sind die minimalen Schmierfilmhöhen für IV und V niedriger. Grundsätzlich befinden sich allerdings alle Messstellen auf unterschiedlicher Höhe im Hubverlauf, was auch auf einen Einfluss der Position im Hubverlauf hindeutet.

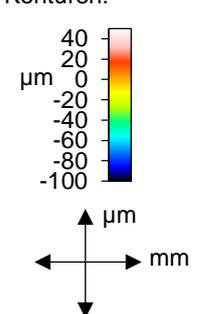
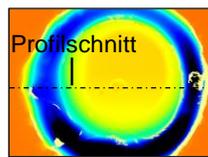
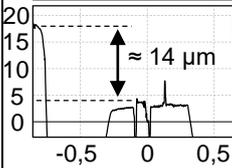
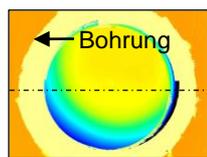
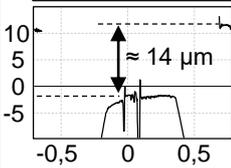
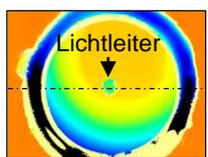
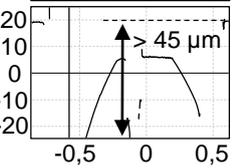
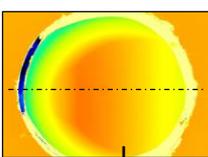
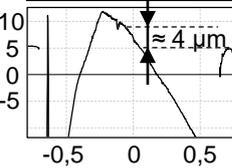
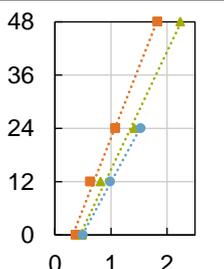
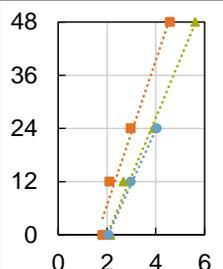
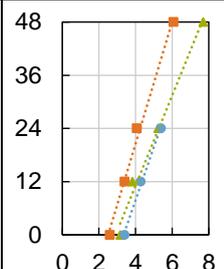
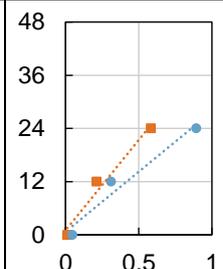
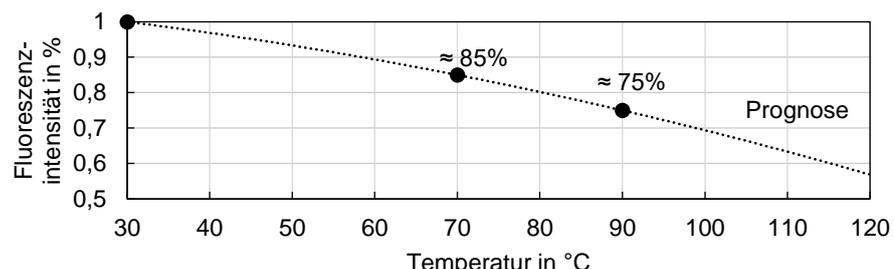
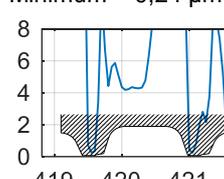
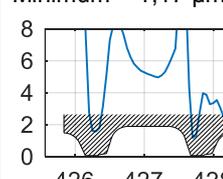
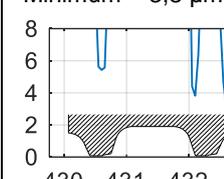
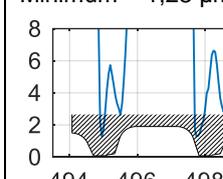
Messstellen:	IV	V	VI	IX <sup>14</sup>
<b>Konturen:</b>  40 20 0 -20 -40 -60 -80 -100 μm ↑ μm ← mm	 Profilschnitt 	 Bohrung 	 Lichtleiter 	 
<b>Kalibrierlinien bei ≈ 30 °C:</b> ■ KR1 ▲ KR2 ● ÖAR 2-teilig ⋮ Trendlinie linear ↑ μm → V				
<b>Signaloffset:</b> Signal bei 0 μm Signal bei 24 μm	KR1: 35 % KR2: 34 % ÖAR: 33 %	KR1: 61 % KR2: 55 % ÖAR: 51 %	KR1: 64 % KR2: 61 % ÖAR: 63 %	KR1: 2 % ÖAR: 5,4 %
<b>Temperatureinfluss auf die Fluoreszenzaktivität von Öl und Farbstoff relativ zum Ausgangswert bei einer Kalibrier-Temperatur von ≈ 30 °C:</b> ● Messpunkte ⋮ Trendlinie polyn.	 Fluoreszenzintensität in % Temperatur in °C ≈ 85% ≈ 75% Prognose			
<b>Kalibrierfaktor bei 85 °C in μm/V:</b>	KR1: 41,3 KR2: 34,3 ÖAR 2-teilig: 30	KR1: 21,1 KR2: 17,1 ÖAR 2-teilig: 15,6	KR1: 17,7 KR2: 13,1 ÖAR 2-teilig: 15,5	KR1: 52,6 ÖAR 2-teilig: 35
<b>Ölfilm am Ölabbstreifring bei:</b> $n = 1000 \text{ 1/min}$ $p_{mi} = 9,5 \text{ bar}$ ↑ μm → °KW	Minimum = 0,24 μm 	Minimum = 1,17 μm 	Minimum = 3,8 μm 	Minimum = 1,28 μm 

Tabelle 8: optische Untersuchung der LiF-Messstellen

Zusammengefasst zeigen die Kalibrierversuche eine große Abhängigkeit der gemessenen Spannung an der Fotodiode von der Ausrichtung der Komponenten im laseroptischen Aufbau, der Einbausituation des Lichtleiters an der Messstelle im Motor und den untersuchten Kolbengruppenbauteilen. So ist die Messstelle V und IX an die gleiche Fotodiode innerhalb des laseroptischen Aufbaus angekoppelt. Unterschiedliche Einbaubedingungen an der Laufbuchse

<sup>14</sup> Die Messstelle befindet sich in der Laufbuchse aus dem Vorhaben Kolbenring-Öltransport II [226].

führen jedoch zu stark abweichenden Spannungen an der Diode. Referenzversuche außerhalb des Motors oder ohne die Berücksichtigung dieser Einflussgrößen sind demnach in ihrer Aussagekraft stark begrenzt.

Eine Kalibrierung des Kolbenhemds und der Lichtleitermessstellen am Kolben ist nicht vorhanden, da die Einstellung eines genauen Spalts zwischen Kolben und Laubuchse bisher nicht gelungen ist. Für laubuchsenseitige Messstellen werden für den Kolben als Kalibrierfaktor die Werte des ersten Kompressionsrings verwendet, da dieser über das Profil mit dem geringsten Rücksprung verfügt. Kolbenseitige Messstellen werden mit den laubuchsenseitigen abgeglichen, was im folgenden Abschnitt erläutert wird.

#### 4.5.4 Einordnung der Messstellen im Hub- und Geschwindigkeitsverlauf

In der Abbildung 34 sind die Messstellen in der Laubuchse und im Kolben im Hub- und Geschwindigkeitsverlauf des Kurbeltriebs eingezeichnet. Auf der linken Seite der Abbildung ist der Schnitt durch die Messstellen aus Abbildung 29 veranschaulicht. Auf Höhe der Lichtleiter ist im mittleren Teil des Bilds jeweils eine horizontale Linie skizziert, auf der das Messsignal für die Messstellen IV bis VI aufgetragen ist.

In der Mitte der Abbildung ist der Hubverlauf des Kolbens vom ZOT bis zum LOT demonstriert. Ganz rechts in der Abbildung sind die farblichen Markierungen zur Unterteilung des Kolbens skizziert. Eine flächenförmige Markierung erhalten die Kolbenringe und das Kolbenhemd im Bereich der Graphitbeschichtung. Die Fasen am oberen Ende des Feuerstegs und an den Enden des Kolbenhemds sind durch schwarze und graue Linien markiert.

Gekennzeichnet sind weiterhin die Kurbelwinkel bei 434,1 °KW bzw. 645,9 °KW, an welchen die Maximalgeschwindigkeit erreicht wird. Dort weisen somit auch die Markierungen der Kolbenbereiche die größte Steigung auf. Ersichtlich in dieser Darstellung ist, dass an den Messstellen IV bis VI die Kolbenringe hohe Geschwindigkeiten erzielen. Die Kolbenhemdgeschwindigkeit ist hingegen zwischen der Messstelle VI und VIII maximal.

Zur Verdeutlichung dieses kinematischen Sachverhalts enthält die Tabelle 9 eine Berechnung der Geschwindigkeiten als Prozentwert der Maximalgeschwindigkeit. Dies ist für die Kolbenringe, das obere Ende des Feuerstegs und die Enden des Kolbenhemds dargestellt. Zur Veranschaulichung ist der Hintergrund des Prozentwerts zwischen weiß (= 0 %) und schwarz (= 100 %) abgestuft. In der Spalte ganz links sind die Messstellen bezeichnet.

Beispielhaft wird der Geschwindigkeitsverlauf des Kompressionsrings 1 (KR1) erklärt. Wie in Kapitel 4.5.1 beschrieben, ist die Messstelle I so ausgerichtet, dass der Kompressionsring 1 im oberen Totpunkt dort umkehrt. Der Kurbelwinkel für die oberste erreichte Messstelle (= oM) ist demnach  $\varphi_{oM} = 360 \text{ °KW}$  bzw.  $720 \text{ °KW}$ . Der Kolbenring bleibt an dieser Stelle stehen, weshalb der Prozentwert 0 beträgt. Der Kompressionsring 1 erreicht im Abwärtshub maximal die Messstelle IX (= uM) im unteren Totpunkt bei  $\varphi_{uM} = 540 \text{ °KW}$ , an der er wiederum umkehrt.

Wie auch in Abbildung 34 ersichtlich, werden demzufolge von den bezeichneten Kolbenbereichen nicht alle Messstellen überfahren. Die oberen Bereiche am Kolben gelangen nicht an die untersten Messstellen und umgekehrt die untersten Bereiche des Kolbens nicht an die obersten Messstellen. Das zeigt auch die stufenartige Anordnung der Geschwindigkeitswerte in Tabelle 9.

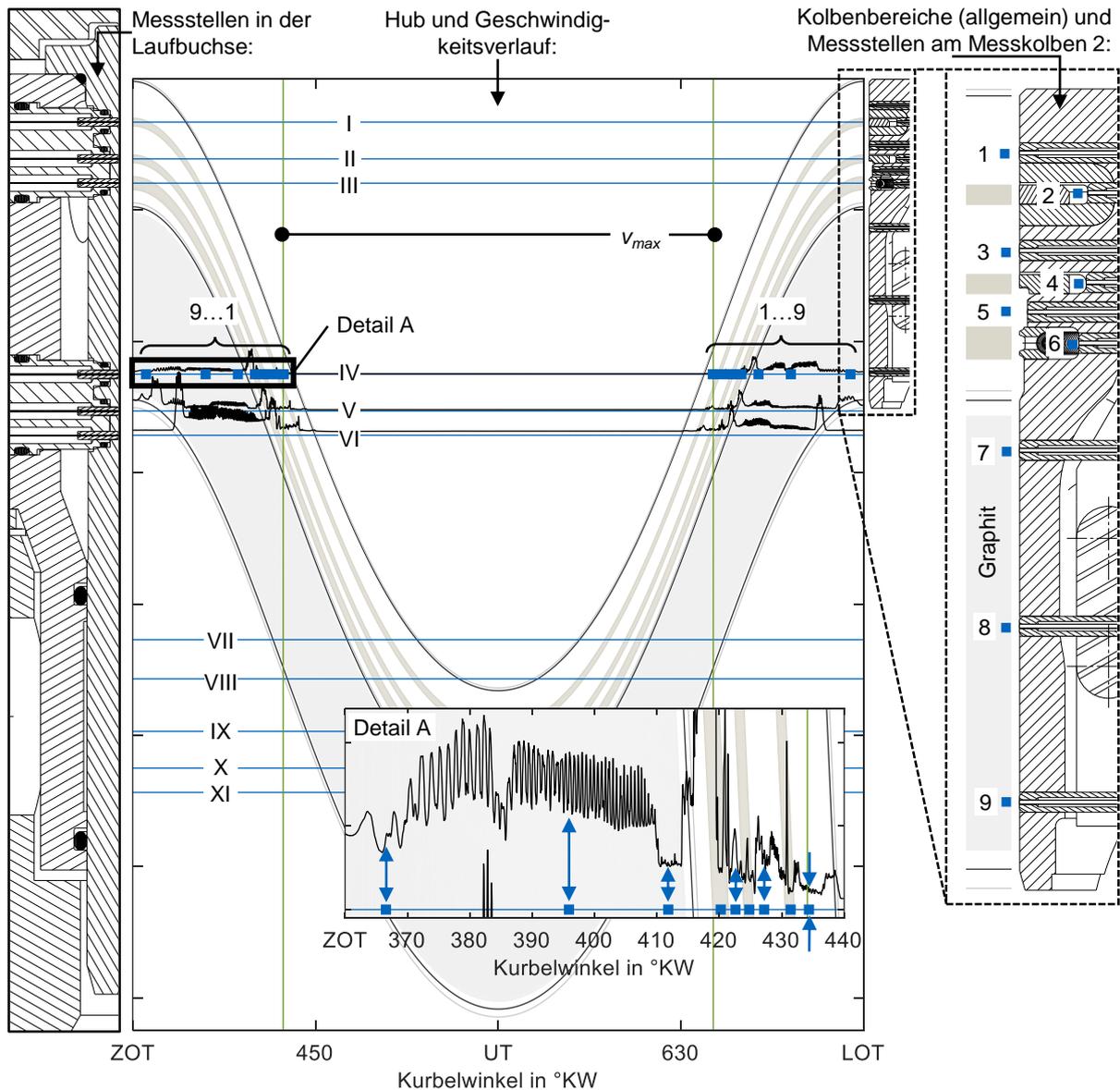


Abbildung 34: Messstellen im Hub- und Geschwindigkeitsverlauf

Für die Untersuchung der Kolbenringe bei hoher Geschwindigkeit eignen sich insbesondere die Messstellen IV bis VI, an denen die Kolbenringe zwischen 96,3 und 99,9 Prozent der Maximalgeschwindigkeit erreichen.

Das Kolbenhemd bei hoher Geschwindigkeit ist am besten mit der Messstelle VII zu untersuchen, zumal das obere Ende des Kolbenhemds mit 83,4 Prozent und das untere Ende mit 99,6 Prozent der Spitzengeschwindigkeit vorbeikommt. An der Messstelle VI werden im Mittel für alle Kolbenbereiche die größten Geschwindigkeitsbeträge erreicht (50,8 bis 99,9 Prozent).

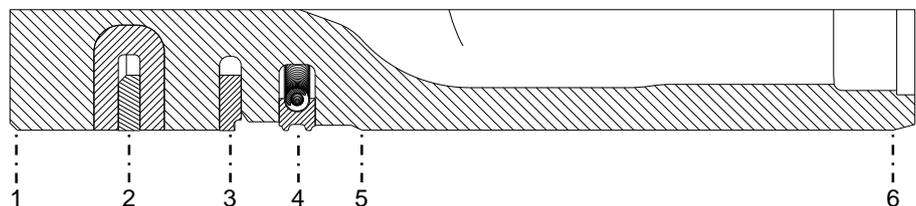
Die Kolbengruppenreibung trägt hauptsächlich bei hohen Geschwindigkeiten zur Verlustleistung bei, siehe Gleichung (12) auf Seite 72. Demnach sind die Messstellen IV bis VI gegenüber I bis III vorzuziehen. Aus diesem Grund werden diese Messstellen mit Lichtleitern bestückt.

Außerdem sind die Seitenkräfte für die Messstellen IV bis VI höher als für die darunterliegenden und damit interessant für die Schmierfilm- und Reibkraftuntersuchungen. In Kapitel 4.5.3

zeigt der Kalibrierversuch, dass die Messstellen IV und V bessere Messwerte als die Messstelle VI liefern. Die Auswertung in Kapitel 5 bezieht sich demnach auf die Messstellen IV und V.

Abbildung 34 und Tabelle 9 legen dar, welche Kolbenbereiche die laufbuchsenseitigen Lichtleiter erfassen können. Ersichtlich ist, dass die Messstellen V bis VIII vom kompletten Kolben vier Mal pro Arbeitsspiel überfahren werden. Mit allen anderen Messstellen sind Schmierfilme nur an Teilen der Kolbengruppe messbar. Von den kolbenseitigen Lichtleitern hingegen wird ein spezifischer Punkt am Kolben kontinuierlich über dem gesamten Hub vermessen. Auf eine Einordnung im Hub- und Geschwindigkeitsverlaufs der Lichtleiter am Kolben wird daher verzichtet.

Gemäß Kapitel 4.5.3 ist keine Kalibrierung der kolbenseitigen Messstellen vorgesehen, da bisherige Kalibrierversuche keine hohe Zuverlässigkeit aufweisen. Stattdessen wird die Kalibrierung der Lichtleiter in der Laufbuchse auch für die Lichtleiter im Kolben verwendet. Im Detail A der Abbildung 34 ist aufgezeigt, an welchem Kurbelwinkel die Messstellen am Kolben an der Messstelle IV vorbeikommen. Diese sind 11° am Umfang zur Druckseite versetzt (siehe Abbildung 18). Dies ist notwendig, damit keine Beeinflussung der Messung durch das Laserlicht von den gegenüberliegenden Messstellen der Laufbuchse auftritt. Es wird davon ausgegangen, dass zu diesem Zeitpunkt der Schmierfilm an der Messstelle IV und der kolbenseitigen Messstelle annähernd gleich sind. Ein Faktor für die kolbenseitige Messstelle wird so gewählt, dass die Schmierfilme nach Multiplikation mit dem Spannungswert gleich wie an der Messstelle IV sind. Der Abgleich wird während des Arbeitstakts durchgeführt, da hier die höchsten Seitenkräfte vorliegen und somit eine definierte Anlage gewährleistet ist. Der Faktor wird über alle Messungen in Kapitel 5 konstant gehalten.



siehe Abbildung 34:	Ort am Kolben	1: FS oben		2: KR1		3: KR2		4: ÖAR		5: KHD oben		6: KHD unten	
Messstelle	$\varphi_{oM}$ in °KW	386,1	693,9	360	720	360	720	360	720	415,8	664,2	373,5	706,5
I	$v/v_{max}$ in %	54,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
II		71,6	51,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
III		79,6	64,8	42,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
IV		99,5	99,9	98,4	96,3	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5
V		97,5	99,7	99,9	99,1	97,6	97,6	97,6	97,6	97,6	97,6	97,6	97,6
VI		95,3	98,6	99,9	99,9	99,1	99,1	99,1	99,1	99,1	99,1	99,1	99,1
VII		45,8	61,5	72,3	78,3	83,4	83,4	83,4	83,4	83,4	83,4	83,4	83,4
VIII		21,9	46,5	60,7	68,2	74,6	74,6	74,6	74,6	74,6	74,6	74,6	74,6
IX			0	38,8	50,2	59,1	59,1	59,1	59,1	59,1	59,1	59,1	59,1
X				0	31,5	44,4	44,4	44,4	44,4	44,4	44,4	44,4	44,4
XI					0	31	31	31	31	31	31	31	31
	$\varphi_{uM}$ in °KW	520,6	559,4	540	540	540	540	540	540	512,7	567,3	457,2	622,8

Tabelle 9: Messstellen im Hub- und Geschwindigkeitsverlauf

### 5 Ergebnisse

Die Untersuchungen in diesem Kapitel werden in dem Kennfeld nach Abbildung 35 durchgeführt. Mit dem Tribologieforschungsmotor aus dieser Arbeit werden Drehzahlen bis 3000 1/min und Lasten bis zu einem indizierten Mitteldruck von 15 bar gefahren. Der Betrieb der Messkolben aus Kapitel 4.3 hingegen findet noch in dem Messsystem aus Kolbenring-Öltransport I bis II [96], [226] statt. Mit dem Messkolben 1 werden Lasten bis 9,5 bar indiziertem Mitteldruck und mit dem Messkolben 2 bis 13 bar indiziertem Mitteldruck erreicht. Die Konditioniertemperatur von Kühlmittel und Motoröl wird auf 85 °C eingestellt, der Druck an der Kolbenkühlöse auf 2 bar fixiert. Somit sind für alle Versuche konstante Betriebsbedingungen realisiert. Ausgenommen davon sind die Versuche bei Deaktivierung der Kolbenkühlöse in Kapitel 5.2.2. Bei allen Versuchen kommt das Motoröl Castrol Edge 5W30 zum Einsatz, gemischt mit 0,05 Gewichtsprozent Lumilux CD 345.

Die Abbildung 35 zeigt die schematische Auswertung der Schmierfilmdicken in den folgenden Abschnitten. Grundsätzlich sind LiF-Messstellen an der Laufbuchse (Möglichkeit 1) und am Kolben (Möglichkeit 2) vorhanden.

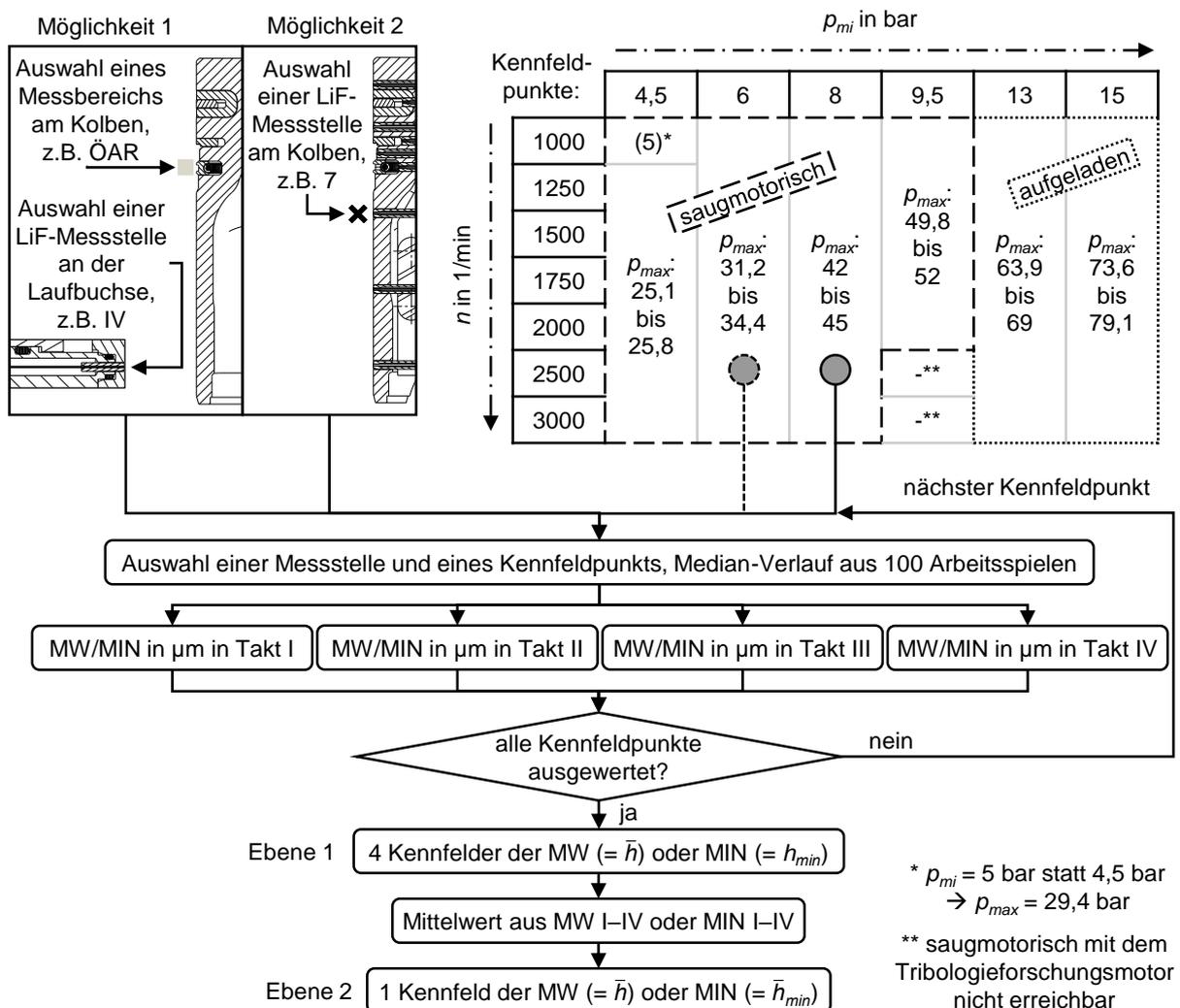


Abbildung 35: Schema zur Auswertung der Schmierfilmdicken

Wird eine Messstelle an der Laubuchse gewählt, kann ein komplettes Arbeitsspiel des vier Mal vorbeifahrenden Kolbens beobachtet werden, vergleiche auch Abbildung 37. Alternativ ist die Vergrößerung eines spezifischen Bereichs wie z.B. des Ölabstreifrings im Arbeitstakt realisierbar, siehe beispielsweise Abbildung 41. Dafür wird ein Kennfeldpunkt ausgewählt und der Verlauf über 100 Arbeitsspiele gemittelt. Als Mittelung für die Schmierfilmdicke wird der Median geplottet, weil bei der Schmierfilmdickenmessung an vereinzelt Kurbelwinkelpunkten große Abweichungen auftreten. Die Absicht dabei ist, dass diese den gemittelten Verlauf möglichst wenig beeinflussen. Hinsichtlich der Brennraumdrücke, Reibkräfte und der Kolbensekundärbewegung wird der arithmetische Mittelwert angewendet.

Als Möglichkeit 2 wird ein kolbenseitiger Lichtleiter genutzt und für 100 Arbeitsspiele ein Medianverlauf ausgewertet. Anders als bei einer Messung von der Laubuchse aus ist eine kontinuierliche Beobachtung einer spezifischen Stelle am Kolben durchführbar und somit gibt es keine farbliche Markierung von Kurbelwinkelbereichen in den Diagrammen, siehe Abbildung 42.

Nach dem Berechnungsschema in Abbildung 35 wird aus dem Medianverlauf der 100 Arbeitsspiele ein Minimalwert für den Ölabstreifring in dem jeweiligen Arbeitstakt bestimmt. Dies gilt für eine laubuchsenseitige Messstelle. Statt dem Minimalwert kann auch der arithmetische Mittelwert des Medianverlaufs in den einzelnen Arbeitstakten ausgerechnet werden. Handelt es sich um eine kolbenseitige Messstelle, werden alle 3600 Mediane eines einzelnen Takts gemittelt.

Sobald die Mittel- oder Minimalwerte für jeden Betriebspunkt erfasst sind, sind sie in einem Kennfeld darstellbar, was in dem Schema als Ebene 1 betitelt wird. Für die Auswertung stehen die Betriebspunkte aus dem rechts dargestellten Kennfeld zur Verfügung. Für die Messkolben gelten die Einschränkungen, welche auf der Seite zuvor beschrieben sind. Aus den vier Kennfeldern für die jeweiligen Takte des Arbeitsspiels wird wiederum ein Kennfeld errechnet. Aus den vier Mittel- oder Minimalwerten in Ebene 1 wird dafür ein Mittelwert für das gesamte Arbeitsspiel gebildet. Das Kennfeld daraus wird in der Grafik als Ebene 2 benannt. Alle Schmierfilm-Kennfeldauswertungen in den folgenden Teilen dieser Arbeit sind für das komplette Arbeitsspiel (Ebene 2) geplottet. Ergebnisse der einzelnen Arbeitstakte (Ebene 1) sind in [226] zu finden.

Weiterhin sind in Kapitel 5 Reibmitteldruckkennfelder abgebildet. Dabei handelt es sich stets um den Reibmitteldruck der Kolbengruppe. Aus dem Reibkraftverlauf wird nach [252] der Verlauf der Reibleistung berechnet.

$$P_{r, KG}(\varphi) = F_R(\varphi) \cdot v(\varphi) \quad (12)$$

Die Berechnung des Reibmitteldrucks der Kolbengruppe setzt sich wie folgt zusammen [252].

$$p_{mr} = \frac{W_{r, KG}}{V_h} = \frac{\bar{P}_{r, KG}(\varphi)}{V_h \cdot n \cdot \frac{1}{2}} \quad (13)$$

In dem Motorkennfeld in der Abbildung 35 werden die erreichten Spitzendrücke der Betriebspunkte angegeben. Als weitere Ergänzung befinden sich im Anhang A.4 auf Seite 143 die Druckverläufe für den Betriebspunkt mit der geringsten und höchsten Last bei einer Drehzahl von 1000, 2000 und 3000 1/min.

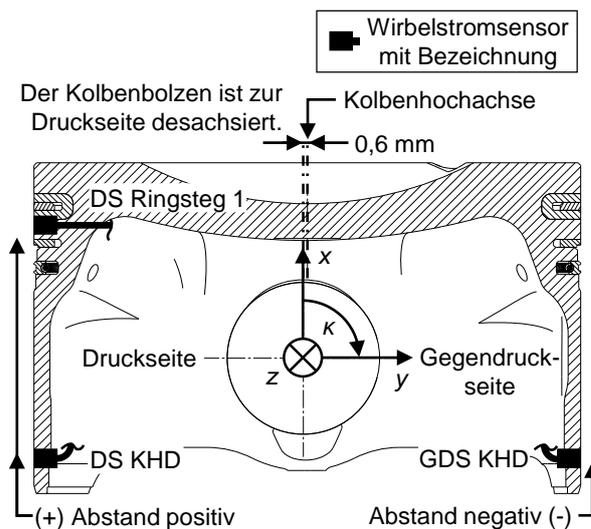


Abbildung 36: Koordinatensystem zur Darstellung der Kolbensekundärbewegung

In einigen Abbildungen zu den Reibkraft- und Schmierfilmverläufen wird die Pleuellagersekundärbewegung mit visualisiert. Für die Auswertung der Pleuellagersekundärbewegung, basierend auf den Wirbelstromsensoren in Messpleuellager 1 (siehe Kapitel 4.3), wird das Koordinatensystem aus der Abbildung 36 angewendet.

In der Achse des Pleuellagerbolzens ist ein Koordinatensystem eingezeichnet, dessen Ausrichtung dem Koordinatensystem in Abbildung 13 entspricht. Dies ist jedoch in die Pleuellagerbolzenachse verschoben. Erfasste Abstände der Sensoren am ersten Ringsteg und Pleuellagerhemd auf der Druckseite sind demgemäß positiv. Aufgezeichnete Abstände des Sensors auf der Gegendruckseite werden als negative Werte gezeigt.

Entsprechend der Definition der Drehrichtungen in Abbildung 1 ist bei einem Kippen des Pleuellagers aus der neutralen Lage der Kippwinkel positiv, bei der sich das Pleuellagerhemd Richtung Druckseite bewegt. In der Abbildung 36 entspricht dies einer Drehbewegung im Uhrzeigersinn.

Alle Variantenuntersuchungen in Kapitel 5 werden direkt nacheinander vorgenommen, um Einflüsse auf die Fluoreszenzmessung durch Bleichung des Farbstoffs, Verschmutzung und Ölalterung zu minimieren. Weiterhin wird ein Ölvolumen von ca. 30 Litern im Tank bevorratet, was die Minimierung solcher Einflüsse begünstigt.

## 5.1 Experimentelle Untersuchung motorischer Betriebsparameter

### 5.1.1 Last

In diesem Abschnitt wird bei konstanter Drehzahl der Einfluss der Last auf die Reibkraft und den Schmierfilm untersucht. Zunächst wird dafür die laufbuchsenseitige Messstelle IV betrachtet. Im Anschluss daran wird die pleuellagerseitige Messung des Schmierfilms und der Sekundärbewegung analysiert.

#### Lastschnitt der Reibkraft und der Schmierfilmdicke an der LiF-Messstelle IV an der Laufbuchse

Im oberen Teil der Abbildung 37 ist das Pleuellagerprofil zu sehen, dessen Bereiche mit spezifischen Farben markiert sind. Gegenüber der Abbildung 34 in Kapitel 4.5.4 wird zusätzlich sowohl zwischen oberer und unterer Hälfte (bzw. Ringkante) des zweiteiligen Ölabbreiferings als auch zwischen oberem und unterem Teil der Graphitbeschichtung des Pleuellagerhemds unterschieden. Diese Aufteilung gilt in gleicher Weise für alle weiteren Abbildungen dieser Arbeit.

Das Pleuellagerpaket überfährt die Messstelle IV an der Laufbuchse viermal im Arbeitstakt. Während des Richtungswechsels des Pleuellagers von der Aufwärts- in die Abwärtsbewegung im OT befindet sich die Messstelle IV relativ weit unten am Pleuellagerhemd, siehe Umkehrpunkt in Abbildung 37 oder Abbildung 30.

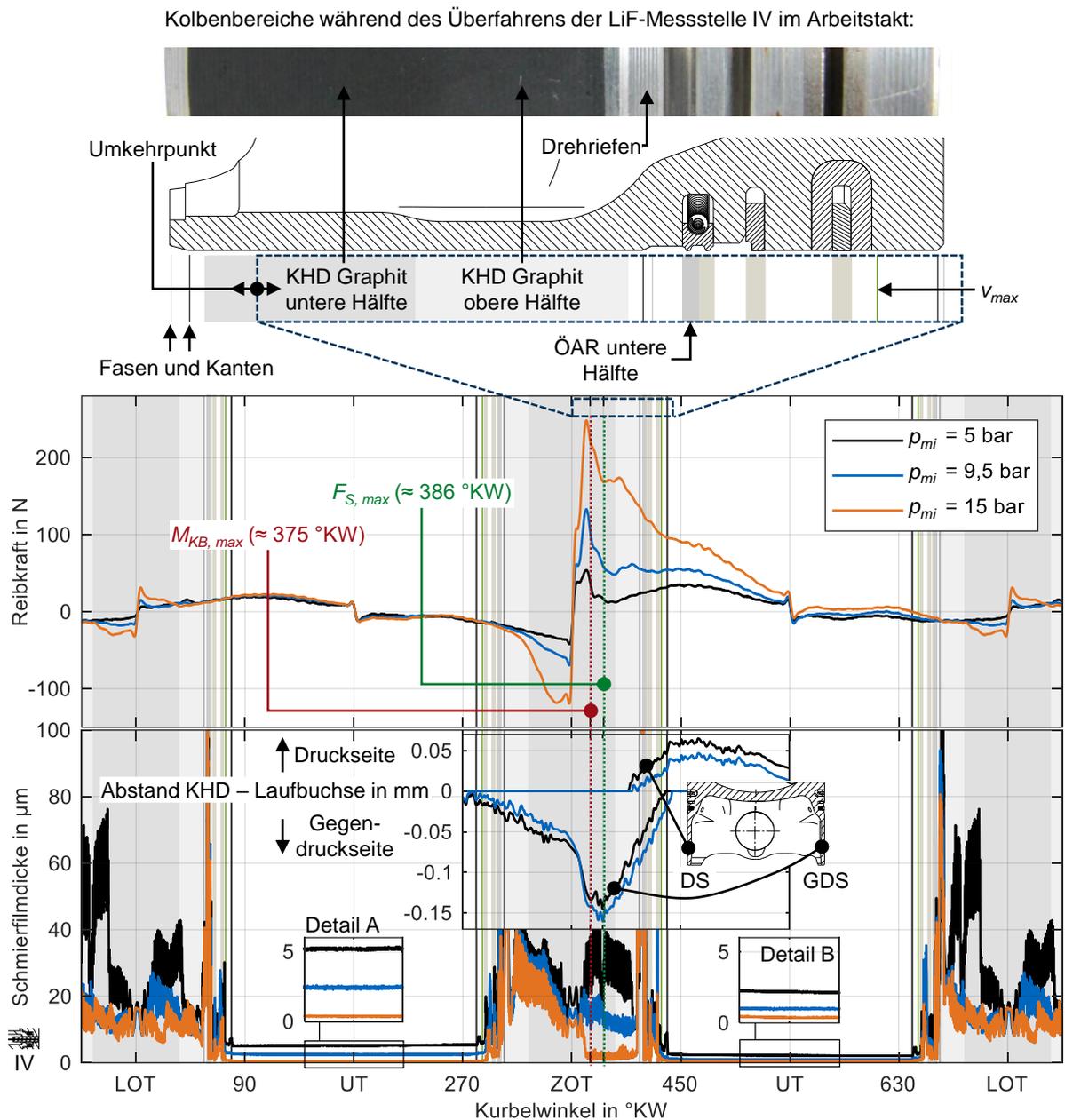


Abbildung 37: Lastschnitt der Reibkraft und Schmierfilmdicke bei  $n = 1000$  1/min

	an der Stelle $M_{KB,max}$			an der Stelle $F_{S,max}$			KR1 im Arbeitstakt		
$\varphi$ in °KW	$\approx 375$			$\approx 386$			$\approx 430,6$ bis $432$		
$\rho_{mi}$ in bar	$M_{KB}$ in Nm	$F_R$ in N	$h$ in $\mu\text{m}$	$F_S$ in N	$F_R$ in N	$h$ in $\mu\text{m}$	$F_R$ in N	$h_{min}$ in $\mu\text{m}$	$\rho_{BR}$ in bar
5	8,4	39,5	31,6	1540 N	16,5	27,3	29,3	3,7	5,7
9,5	15,8	106,2	16,6	2744 N	58,4	15,4	51	2,0	9,9
15	24,8	223	2,3	4323 N	168,4	1,3	103,4	0,2	14,8

Tabelle 10: Reibkraft und Schmierfilmdicke an spezifischen Kurbelwinkeln bei  $n = 1000$  1/min

Durch die Erhöhung der Last steigen die Reibkräfte vor allem im oberen Totpunkt an. Anhand der Abbildung 38 (siehe auch Abbildung 21) ist ersichtlich, dass durch die Radiallagerscheiben und die Kraftmessdosen die freie Wärmeausdehnung des Wassermantels und der Laufbuchse vorwiegend im oberen Bereich behindert ist. Das wird auch durch die niedrigere Temperatur

des Zylindergehäuses verstärkt, an welchem der Wassermantel befestigt ist. Demgegenüber ist die Laufbuchse und der Wassermantel unterhalb der Kraftmessdosen und Radiallagerscheiben vergleichsweise mit dünnen Wandstärken versehen und kann sich ungehindert ausdehnen. Eine größere Aufdehnung im unteren Bereich ist außerdem dadurch zu erwarten, dass die untere Hälfte der Lauffläche nicht von der Wasserkühlung umschlossen wird und deshalb über eine schlechtere Wärmeabfuhr verfügt.

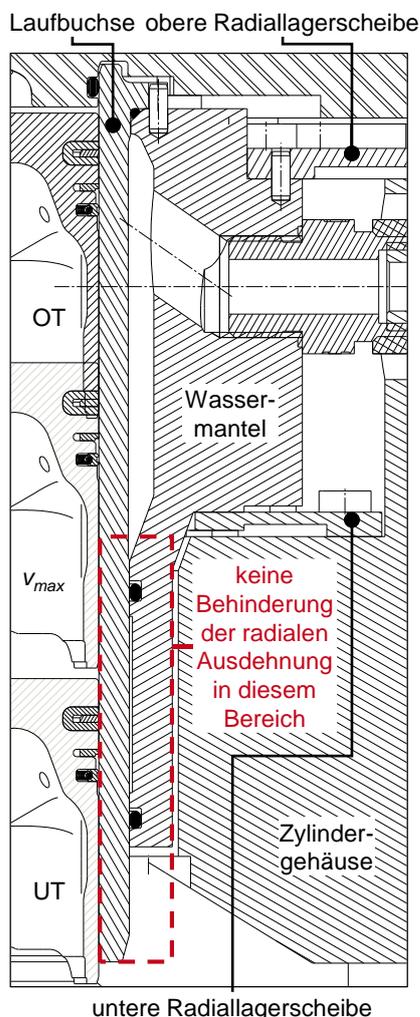


Abbildung 38: Schnitt durch das Zylindergehäuse auf der Gegendruckseite

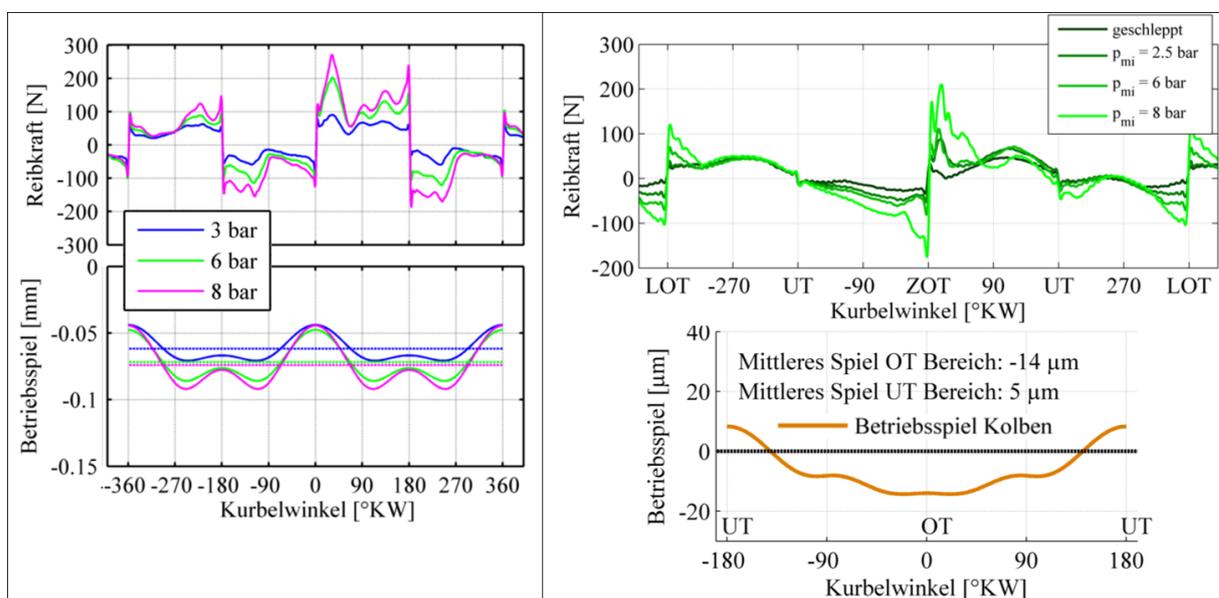
Rundheit in Umfangswinkelrichtung zwischen den verschiedenen Höhenprofilen, insgesamt betragen jedoch sämtliche Abweichungen vom Nennwert zwischen  $-15$  und  $15 \mu\text{m}$ . Eine Vermessung der Lauffläche im betriebswarmen Zustand ist jedoch zusätzlich hilfreich, um unterschiedliche Verzüge in Hubrichtung festzustellen.

Wird die Last von 5 bar auf 9,5 bar bzw. 15 bar indizierten Mitteldruck relativ linear erhöht, steigen auch die maximalen Seitenkräfte und das maximale Kolbenbolzenmoment in diesem Verhältnis in Abbildung 37 an. Die Reibkräfte vergrößern sich um den OT prozentual stärker als die Seitenkräfte bzw. das Kolbenbolzenmoment, wie die Werte in Tabelle 10 wiedergeben. Die Gründe dafür wurden zuvor bereits erläutert. Die Schmierfilmdicken in Tabelle 10 sinken

Mit einer Erhöhung der Last kommt es zu einer Vergrößerung des Kolbens durch den vermehrten Wärmeeintrag, was die höheren Temperaturen am Kolben in Abbildung 74 bestätigen. Das führt zu einer Ausdehnung des Kolbens und kann zu einer Überdeckung zwischen Kolbenhemd und Laufbuchse führen, wie auch schon in [252], [130] festgestellt wird. Die Laufbuchse wird durch den geometrischen Aufbau des Messsystems – wie im Absatz zuvor beschrieben – im unteren Bereich im Falle einer Überdeckung leichter aufgedehnt. In [130] kommt es bei den dargestellten Reibkraftkurven ebenso zu einer erhöhten Reibkraft vornehmlich um den oberen Totpunkt, was zum Teil auf den etwas größeren Laufbuchsendurchmesser unten bzw. auf die Einschnürung oben zurückzuführen ist, vergleiche Abbildung 39. Außerdem liegen im oberen Bereich der Laufbuchse höhere Temperaturen vor, die die dynamische Viskosität des Schmierstoffs herabsetzen. Dies leistet einen Beitrag zur Erhöhung der Reibkräfte im oberen Teil der Laufbuchse. In [252] hingegen sind die Kraftmessdosen sehr weit unten angeordnet und die Laufbuchse verfügt über einen sehr steifen Bund am unteren Ende. Dies hat zur Folge, dass das Betriebsspiel im unteren Bereich am geringsten ist und dort die Reibkräfte mit einer Laststeigerung vornehmlich zunehmen, siehe Abbildung 39.

Gemäß der gemessenen Radialkontur in Abbildung 31 kann der Einfluss eines ungleichmäßig gefertigten Laufbuchsendurchmessers nicht als Begründung für die stärkere Zunahme der Reibkräfte um den OT in Betracht gezogen werden. Es gibt zwar Unterschiede hinsichtlich der

relativ linear mit der Last ab. Aufgrund der niedrigen Schmierfilmhöhen bei einem indizierten Mitteldruck von 15 bar und der Tatsache, dass die Reibung für den Betriebspunkt sehr stark ansteigt, darf angenommen werden, dass Mischreibungszustände im Kurbelwinkelbereich der Tabelle 10 bei der höchsten Last zu finden sind. Diese These wird durch den Wertebereich der Schmierfilmdicke gestützt, welcher sich mit 0,2 bis 2,3  $\mu\text{m}$  im Bereich der Oberflächenrauigkeit bewegt. Die Abstandsmessung in der Abbildung 37 zeigt, dass von einer starken Deformation des Kolbenhemds bei hohen Lasten auszugehen ist. Der Grund hierfür ist der Abstand auf der Gegendruckseite, der bereits bei einem indizierten Mitteldruck von 9,5 bar 0,15 mm beträgt. Die großen Flächenpressungen am Kolbenhemd der Druckseite führen zu einem massiven Einbruch des Schmierfilms, siehe auch Abbildung 40. Die laut Tabelle 10 sehr geringen Schmierfilmstärken bei 15 bar indiziertem Mitteldruck wirken sich auch auf den Verschleiß der Bauteile aus. Dieser dürfte unmittelbar nach dem ZOT im Bereich des Mischreibungspeaks hoch sein.



A: ohne Kolbenkühlung,  $n = 1000$  1/min

B: mit Kolbenkühlung,  $n = 1500$  1/min, Betriebsspiel bei  $p_{mi} = 8$  bar

Abbildung 39: Untersuchung der Reibkraft und des Betriebsspiels<sup>15</sup>, A aus [252], B aus [130]

Um den LOT, während sich das Kolbenhemd vor der Messstelle befindet, sinken die Schmierfilmamplituden mit Erhöhung der Last. Insgesamt fällt das Schmierfilmniveau etwas unterhalb der Mitte des Kolbenhemds am stärksten ab. An dieser Stelle ist der Durchmesser am größten, wie in Kapitel 5.2.2 und im Anhang A.6 auf Seite 145 nachzulesen ist.

Zwischen 90 °KW und 270 °KW sowie zwischen 450 °KW und 630 °KW geht das Schmierfilmniveau mit steigender Last zurück, siehe Detail A und B in Abbildung 37. In diesem Bereich befindet sich der Kolben unterhalb der Messstelle. Es wird folglich die Schmierfilmstärke vor der Messstelle bzw. auf der Lauffläche gemessen. Als ein Grund hierfür sind die höheren Blow-By Volumenströme zu sehen, die zu einem geringeren Ölbestand im Kolbenringpaket führen, wie das rechte Diagramm der Abbildung 40 wiedergibt. Dadurch wird vermehrt Schmierstoff in Richtung Kurbelgehäuse transportiert und der an der Lauffläche zurückgelassene Ölfilm ist

<sup>15</sup> Ausschnitte aus der Abbildung 70 in [252], aus der Abbildung 4-7 und 5-3 in [130], neu angeordnet

niedriger. Für den Bereich ab 450 °KW tragen auch der mit der Last ansteigende Brennraumdruck und die damit einhergehenden zunehmenden Flächenpressungen zwischen den Kompressionsringen und der Lauffläche zu abfallenden Schmierfilmen bei. Als weiterer Grund ist die erhöhte Laufflächentemperatur anzuführen, aufgrund derer mehr Öl abdampft und auch die Fluoreszenzaktivität des Farbstoffs geringer ist.

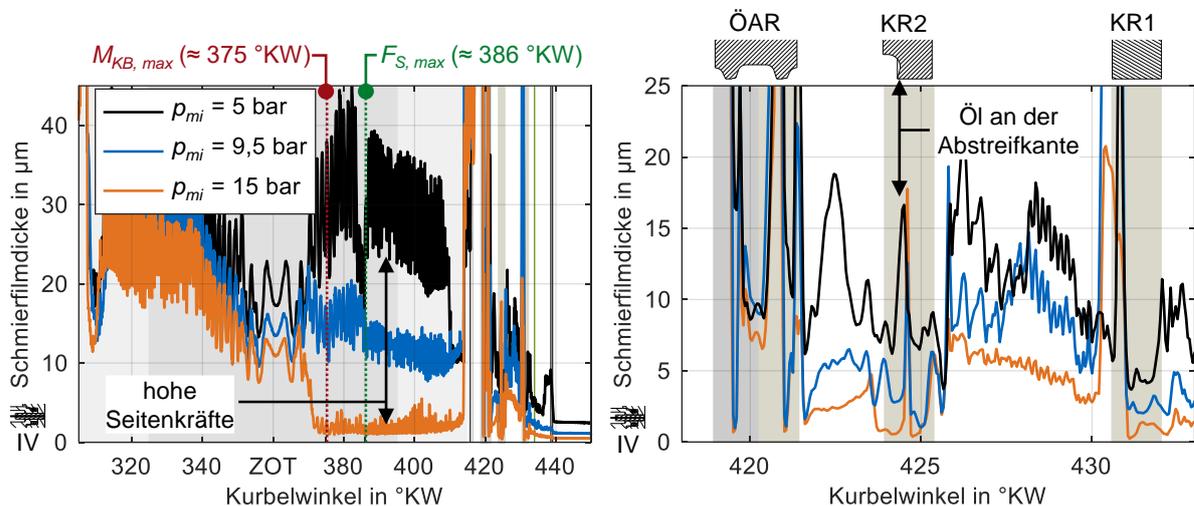


Abbildung 40: Vergrößerung aus Abbildung 37 bei  $n = 1000$  1/min

Im linken Teil der Abbildung 40 ist zu sehen, dass durch die Riefen aus der Drehbearbeitung des Kolbens starke Signalamplituden entstehen, worauf auch noch in Kapitel 5.2.1 eingegangen wird. Im rechten Teil der Abbildung 40 ist der Kurbelwinkelbereich vergrößert, in dem das Kolbenringpaket die Messstelle überfährt. In der Abwärtsbewegung im Arbeitstakt kommt zuerst der Ölabstreifring vorbei, gefolgt vom Kompressionsring 2 und 1. Am Nasenminutenring (KR2) erkennt man die Wirkung der Abstreifkante, an der eine verstärkte Fluoreszenzaktivität gemessen wird. Mit einer Erhöhung des indizierten Mitteldrucks wird mehr Öl aus dem Ringpaket selbst verdrängt und die Schmierfilme unter den Kolbenringen nehmen ab, wie auch Tabelle 10 für den Kompressionsring 1 verdeutlicht.

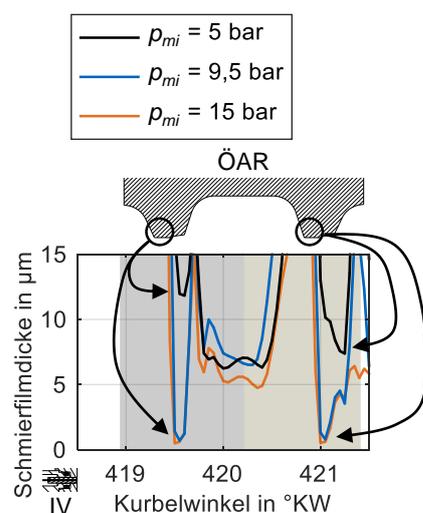


Abbildung 41: Vergrößerung aus Abbildung 40 bei  $n = 1000$  1/min

Bemerkenswert ist jedoch, dass unmittelbar vor dem ersten Kompressionsring ein deutlich höherer Schmierfilm als vor dem Nasenminutenring ersichtlich ist. Zu diesem Phänomen werden auf Seite 86 ff. Hypothesen zur Erläuterung aufgestellt, weshalb an dieser Stelle auf eine Erklärung verzichtet wird. Das Phänomen wird hinter Kapitel 5.1.2 angegliedert, zumal der Einfluss der Drehzahl auf Reibung und Schmierfilm erst in Kapitel 5.1.2 behandelt wird.

Bei einer weiteren Vergrößerung der Abbildung 40 lassen sich die minimalen Schmierfilme an den Kanten des zweiteiligen Ölabstreifrings erkennen, siehe Abbildung 41. Auch hier gehen bei einer Erhöhung der Last die Schmierfilmstärken zurück. Dies betrifft vor allem den Lastsprung von 5 bar auf 9,5 bar indiziertem Mitteldruck. Zwischen

den Abstreifkanten steigt die Ölmenge grundsätzlich wieder an. Der linke Teil der Abbildung 40 veranschaulicht, dass vor allem zwischen Kolbenhemd und Ölabstreifring – im Bereich von 415 °KW – Schmiermittel durch den Ölabstreifring von der Lauffläche abgestreift wird. Hier steigt das Signal so stark an, dass es außerhalb der Darstellung liegt. Die hohe Auflösung im Bereich der sehr schmalen Kanten ist durch die Erhöhung der Abtastrate auf 1/20 °KW und den Einsatz von sehr kleinen Lichtleitfasern mit 100 µm Durchmesser möglich. Diese Verbesserungen sind seit [226] im Einsatz.

### **Lastschnitt der Reibkraft, der Kolbensekundärbewegung und der Schmierfilmdicken an den LiF-Messstellen 3, 7 und 9 am Messkolben**

Die Abbildung 42 zeigt Reibkraftkurven bei verschiedenen indizierten Mitteldrücken und dazugehörige Schmierfilmstärken, die vom Messkolben 2 aus gemessen werden. Diese sind über einen größeren Kurbelwinkelbereich als die Kolbensekundärbewegung (von 0–720 °KW) dargestellt, siehe auch Fußnote 12 auf Seite 54. Das verbessert die optische Unterscheidung zwischen Abstands- bzw. Bewegungsmessung und den übrigen Messgrößen. Die Diagramme sind entsprechend der Messstellen am Kolben von oben nach unten angeordnet. Die Schmierfilmdicken- und Abstandsmessungen auf gleicher Kolbenhöhe sind übereinander veranschaulicht.

Am auffälligsten sind die Vorgänge im Bereich (A2), der hauptsächlich den Arbeitstakt umrahmt. Wie bereits im vorherigen Abschnitt beschrieben, kommt es zu sehr hohen Reibkräften bei der Abwärtsbewegung des Kolbens. Die Abstandsmessung am Ringsteg 1 zeichnet auf, dass der Kolben unmittelbar nach dem ZOT mit der Kolbenkrone von der Gegendruckseite in Richtung Druckseite zu kippen beginnt. Das ist auch an der Abstandsmessung am Kolbenhemd etwas zeitversetzt ersichtlich. Beim Erreichen des maximalen Abstands auf der Gegendruckseite, mittig zwischen dem Anfang von (A2) und dem Kurbelwinkel (B), sinken die Schmierfilme am unteren Kolbenhemd der Druckseite auf den minimalen Wert im gesamten Arbeitsspiel ab. Die Kippwinkeländerung bis (B) passiert, da die Seitenkraft aufgrund der immer stärker werdenden Pleuelschrägstellung größer wird. Das entgegenwirkende Moment um den Kolbenbolzen, bedingt durch die Schränkung, wird dadurch mehr und mehr kompensiert. Demzufolge beginnt zum Kurbelwinkel (B) der Wirbelstromsensor auf der Druckseite des Kolbenhemds Abstände aufzuzeichnen.

Es lässt sich erkennen, dass am Ringsteg 1 dieser stark ausgeprägte Anlagewechsel zu einer Änderung im Schmierfilmdickenverlauf bei 5 bar und 9,5 bar indiziertem Mitteldruck führt. Ansonsten ist am Ringsteg 1 kaum eine Schmierfilmdickenänderung bemerkbar. Bei 15 bar indiziertem Mitteldruck wird hingegen aufgrund des hohen Brennraumdrucks und der hohen Temperaturen kaum noch Öl bzw. Fluoreszenz des Farbstoffs detektiert. Aufgrund der Aufladung sind keine Unterdrücke im Saugrohr vorhanden, sodass auch während des Ansaugvorgangs kein Öl durch Unterdruck Richtung Brennraum transportiert wird, siehe auch Saugrohrdrücke in Abbildung 66.

Genauso wird am Lichtleiter am oberen Kolbenhemd kurzzeitig vermehrt Öl zwischen ZOT und (B) gemessen. Dafür ist als ein Grund die Drehbewegung des Kolbens mit der Krone zur Druckseite zu nennen, die das Ölvolumen zwischen dem Ölabstreifring und der Mitte des Kolbenhemds komprimiert. Außerdem wird der Anstieg des Signals durch den bis zum Kurbelwinkel (B) positiven Kippwinkel erreicht, welcher zu der starken Deformation des Hemds auf der Druckseite und den hohen Abständen auf der Gegendruckseite führt. Dies ermöglicht das Ölvolumen vor der Messstelle am oberen Kolbenhemd.

Ab dem Kurbelwinkel (B) wird der Kippwinkel des Kolbens negativ. Dadurch bedingt bricht nicht nur der Schmierfilm am oberen Kolbenhemd ein, sondern es staut sich auch immer mehr Öl am unteren Kolbenhemd auf, welches durch Hubzapfen und Kolbenkühldüse auf die Laufbuchse gespritzt wird. Die geringen Schmierfilmhöhen am oberen Kolbenhemd leisten damit einen Beitrag zu den erhöhten Reibkräften in der Abwärtsbewegung. Die Schmierfilmstärke am unteren Kolbenhemd erreicht ihr Maximum dort, wo die hydrodynamische Reibkraft im Arbeitstakt maximal wird (C). Das wird an der Reibkraft- und Schmierfilmdickenkurve bei 5 bar indiziertem Mitteldruck deutlich. Mit Erhöhung der Last werden die Abstände am Kolbenhemd der Druckseite im Arbeitstakt geringer. Bedingt durch das kleinere Laufspiel sinkt auch die Schmierfilmstärke. Das offenbart der Vergleich zwischen den Messwerten bei 5 bar und 9,5 bar indiziertem Mitteldruck. Aufgrund des hohen Ölangebots und des Schmierfilmverlaufs ähnlich zur Abstandsmessung ist eine "in-op" Kalibrierung des Lichtleiters am unteren Kolbenhemd durch den Abstandssensor möglich, wie in der Abbildung 42 gezeigt wird.

Eine ähnliche Charakteristik findet sich auch in der zweiten Abwärtsbewegung im Ansaugtakt im Bereich (A1). Der Kolben ist jedoch nicht so stark gekippt, weshalb die Schmierfilmstärken am unteren Kolbenhemd deutlich geringer ausfallen. Bemerkenswert ist, dass bei der höchsten Last die größten Schmierfilmhöhen vorhanden sind. Das ist ein Gegensatz zum Arbeitstakt, der wiederum mit der Abstandsmessung bzw. dem Kippwinkel zu erläutern ist. So ist der Kolben bei 9,5 bar indiziertem Mitteldruck stärker mit der Kolbenkrone zur Druckseite geneigt. Das ermöglicht einen größeren Abstand am Kolbenhemd der Druckseite und somit mehr Schmieröl in diesem Bereich.

Am Anfang und Ende der Bereiche (A1) und (A2) sind Sekundärbewegungen ersichtlich, die zum Aufbau bzw. Einbruch des Schmierfilms am unteren Kolbenhemd beitragen. Unmittelbar an diese Schmierfilmeinbrüche am unteren Kolbenhemd schließen sich im Kompressions- und Ausschietbetakt, am Anfang des Bereichs (D1) bzw. (D2), kurzzeitige Schmierfilmanstiege im oberen Kolbenhemdbereich an. Unmittelbar davor ist eine leichte Drehbewegung des Kolbens mit der Kolbenkrone in Richtung Gegendruckseite zu beobachten. Der Bereich am Ende von (A1) und am Beginn von (D1) bei 5 bar indiziertem Mitteldruck ist eine Ausnahme hiervon. Der Kolben dreht sich kurzzeitig beim Übergang von (A1) nach (D1) aus einer leicht positiven Winkellage in eine neutrale Lage und wieder zurück, was der Schmierfilmeinbruch am oberen Kolbenhemd bestätigt. Diese Drehbewegung ist anhand der Abstandsmessung am unteren Kolbenhemd der Druckseite nachvollziehbar.

In den Bereichen (D1) und (D2) ist der Schmierfilm am unteren Kolbenhemd sehr gering. Am oberen Kolbenhemd ist der Schmierfilm in weiten Teilen nahezu konstant und kaum ein Unterschied zum Bereich (A1) feststellbar. Die Reibkraftkurve zeigt hingegen zwischen Ansaugen und Komprimieren eine unterschiedliche Charakteristik. Allgemein ist der Reibkraftverlauf für die Aufwärtsbewegung weniger "bauchig" ausgeprägt als für die Abwärtsbewegung, was in Kapitel 5.1.2 ausführlich anhand eines Drehzahlvergleichs beschrieben wird. Hinsichtlich der Schmierung des Kolbenhemds sind nur am unteren Teil deutliche Unterschiede zwischen Ansaugen und Komprimieren sichtbar. Das legt nahe, dass die erhöhte Reibkraft in der Abwärtsbewegung des Ansaugens hauptsächlich vom unteren Kolbenhemd verursacht wird. Entscheidend dürfte auch der Schmierfilmverlauf auf der Gegendruckseite sein, da hier die Flächenpressung zwischen unterem Kolbenhemd und Laufbuchse durch die Erhöhung der Last ansteigt.

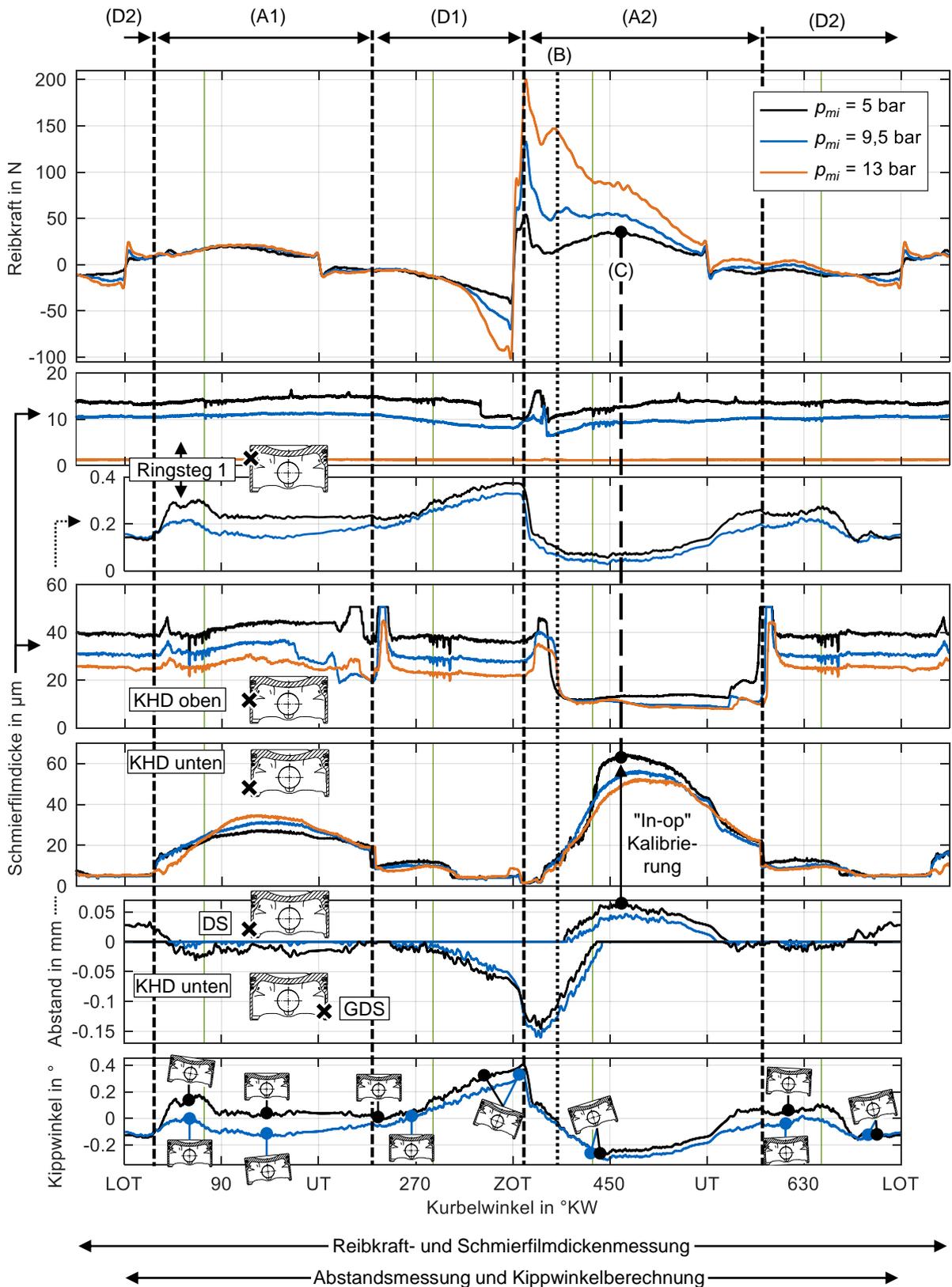


Abbildung 42: Lastschnitt der Reibkraft, Schmierfilmdicke und Kolbensekundärbewegung bei  $n = 1000 \text{ 1/min}$

### 5.1.2 Drehzahl

In diesem Abschnitt wird bei konstanter Last der Einfluss der Drehzahl auf die Reibkraft und den Schmierfilm untersucht. Zunächst wird dafür die lafbuchsenseitige Messstelle IV betrachtet. Im Anschluss daran wird die kolbenseitige Messung des Schmierfilms und der Sekundärbewegung analysiert.

#### Drehzahlschnitt der Reibkraft und der Schmierfilmdicke an der LiF-Messstelle IV an der Laibuchse

In der Abbildung 43 ist der Reibkraftverlauf für einen indizierten Mitteldruck von 6 bar für Drehzahlen von 1000 bis 3000 1/min bei einer Abstufung von 500 1/min dargestellt. Zum Zweck der besseren Übersichtlichkeit ist der Schmierfilm an der lafbuchsenseitigen Messstelle IV lediglich für die Drehzahlen 1000 und 3000 1/min visualisiert.

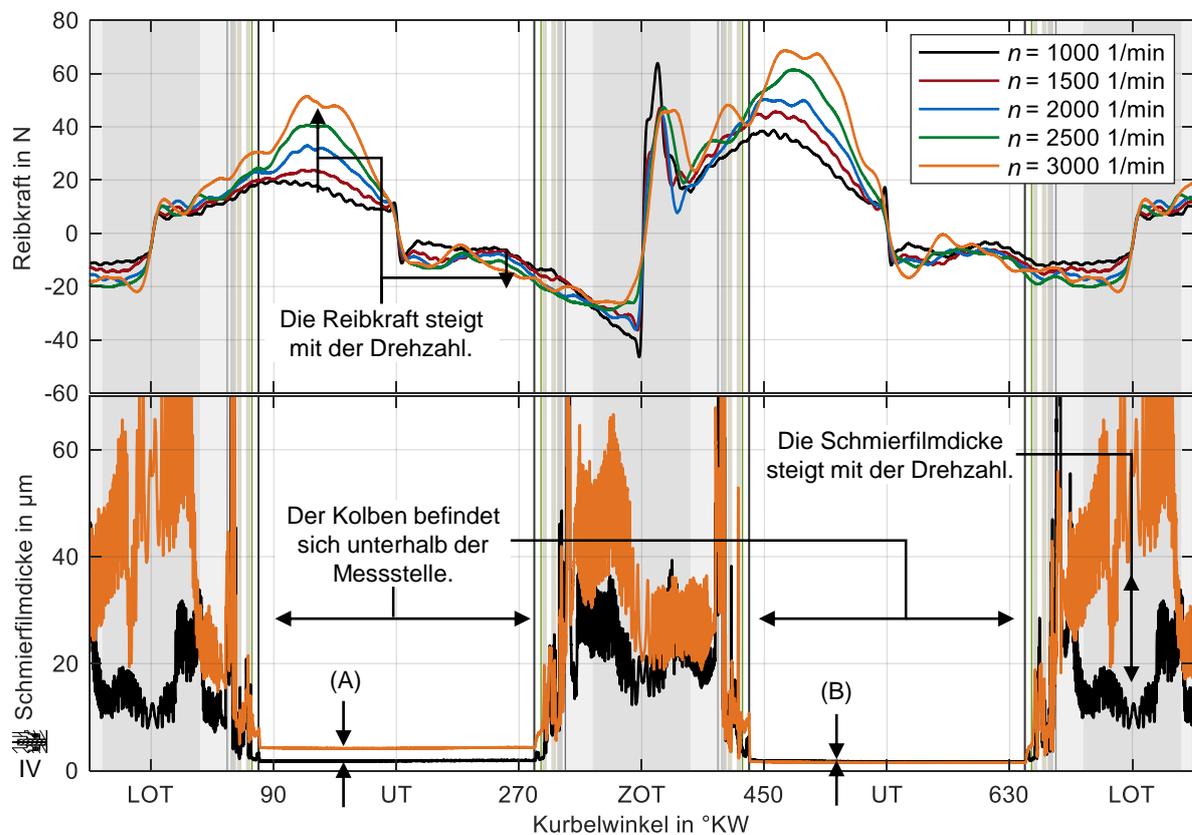


Abbildung 43: Drehzahlschnitt der Reibkraft und Schmierfilmdicke bei  $p_{mi} = 6$  bar

Die Reibkraft steigt mit zunehmender Drehzahl im Ansaug- und Arbeitstakt stark an. Die höhere Geschwindigkeit führt gleichzeitig zu einem höheren Schergefälle im Schmierfilm bei insgesamt anwachsenden Schmierfilmhöhen. Durch die Drehzahlsteigerung wird zusätzlich mehr Öl durch die Kurbelwelle an die Laibuchse gespritzt, womit das Ölangebot steigt.

Im Kompressions- und Ausschiebetakt ist der Reibkraftanstieg mit steigender Drehzahl deutlich geringer ausgeprägt. Der charakteristische Reibkraftverlauf unterscheidet sich unverkennbar zur Abwärtsbewegung des Kolbens. Das bestätigt die Erläuterung zur Abbildung 42. Mit einer Erhöhung der Drehzahl steigen jedoch auch hier die Reibkräfte an. Besonders im Bereich des UT und ZOT ist die Verringerung des Mischreibungspeaks mit zunehmender Kolbengeschwindigkeit ersichtlich.

Durch die größere Geschwindigkeit wächst die Ölmenge, die an der Laufbuchse verbleibt, wenn der Kolben an der Messstelle nach unten vorbeigefahren ist. So ist am Kurbelwinkel (A) bei höherer Drehzahl eine deutlich größere Ölmenge vorhanden. Im Arbeitstakt bei (B) ist diese Charakteristik nicht vorzufinden. In diesem Takt ist die Abstreifwirkung der Kolbengruppe als höher einzuschätzen, da größere Seitenkräfte zu hohen Anpressdrücken am Kolbenhemd der Druckseite führen, wie in Kapitel 5.1.1 beschrieben ist.

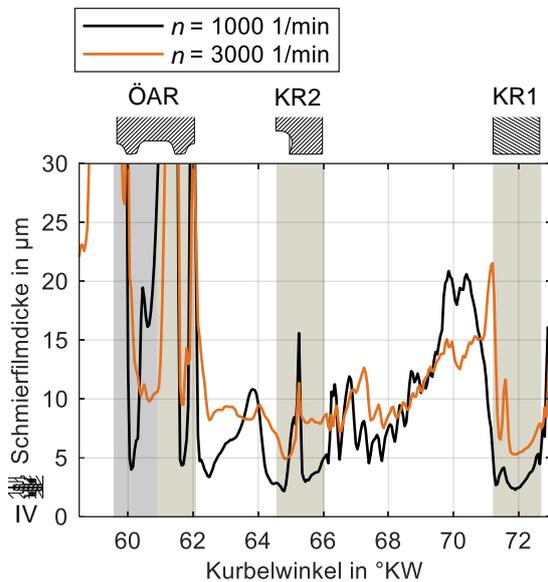


Abbildung 44: Vergrößerung aus Abbildung 43 bei  $p_{mi} = 6 \text{ bar}$

Die verminderte Abstreifwirkung bzw. ein stärkeres "Aufschwimmen" der Kolbenringe ist in Abbildung 44 am kompletten Ringpaket erkennbar. Bemerkenswert ist wiederum, dass der erste Kompressionsring mehr Öl als der Nasenminutenring abstreift, obwohl zwischen Nasenminutenring und Ölabbstreifring ein größeres Volumen für das Halten von Öl vorhanden ist, siehe Kolbenschnittbilder (Erläuterung auf Seite 86 ff.).

$n$ in 1/min	$F_R$ in N	$h_{min}$ in $\mu\text{m}$		
		ÖAR	KR2	KR1
1000	16,9	4,0 & 4,4	2,2	2,3
3000	29,3	9,8 & 9,5	4,9	5,3

Tabelle 11: Reibkraft und Schmierfilm an den Kolbenringen im Kurbelwinkelbereich aus Abbildung 44

Die Tabelle 11 zeigt, dass die Drehzahl bzw. Geschwindigkeit um das Dreifache steigt, die Schmierfilmdicken jedoch nur Werte zwischen dem 2,16 und 2,45-fachem für die höhere Drehzahl annehmen. Somit korrelieren diese Werte sehr gut mit dem degressiven Verlauf der Schmierfilmdicke im Flüssigkeitsreibungsbereich aus Abbildung 4. Aufgrund der Geschwindigkeit der Kolbenringe von 96,3 bis 99,9 Prozent der Maximalgeschwindigkeit vor der Messstelle IV (siehe Tabelle 9) ist von Flüssigkeitsreibung auszugehen. Basierend auf dem formelmäßigen Zusammenhang nach Gleichung (2) und (3) auf Seite 6 erwartet man mit den Geschwindigkeits- und Schmierfilmwerten aus Tabelle 11 einen Anstieg der Kolbenringreibung um das ca. 1,22 bis 1,39-fache. Vorausgesetzt die Viskosität des Schmierstoffs bleibt konstant. Die Temperaturen steigen trotz konstantem Mitteldruck vor der LiF-Messstelle IV gemäß Abbildung 74 (Anhang A.3, S. 141) von 90 °C auf 100 °C an. Dies führt dazu, dass die Viskosität abnimmt und der theoretische Erwartungswert für die Erhöhung der Kolbenringreibung nach Gleichung (2) und (3) sogar etwas geringer als der zuvor beschriebene Wert ist.

Tatsächlich steigt die gesamte Kolbengruppenreibung laut Tabelle 11 auf mehr als das 1,7-fache an. Neben der Ringreibung hat die Kolbenreibung einen sehr großen Einfluss auf die Kolbengruppenreibung und liefert hierfür Begründung. Die vom Kolben aus gemessenen Schmierfilmdicken zeigen eine sehr starke Abhängigkeit von der Kolbensekündärbewegung. Diese ändert sich wiederum mit der gesteigerten Drehzahl deutlich. Die Abbildung 45 aus dem nächsten Abschnitt zeigt für die Messstelle am oberen Kolbenhemd, dass der Schmierfilm im Mittel sogar geringer wird, wenn die Drehzahl gesteigert wird. Somit lassen sich anhand der Kombination der Messergebnisse Berechnungen von Ring- und Kolbenreibung bewerten.

Am Ölabbstreifring ist kein Schmierfilmanstieg mit der Geschwindigkeit gewünscht, da dieser die Aufgabe hat, den Großteil des Öls zurück in die Ölwanne zu befördern. Trotzdem wird an den Kanten eine Erhöhung der Ölmenge mit der Geschwindigkeit gemessen. Durch den Rückstand des Lichtleiters und den Schmierespalt zwischen Abstreifringkanten und Lichtleiter wird mit zunehmendem Abstand des Abstreifrings auch Öl im Umfeld der Kanten mit detektiert. Außerdem tritt der Lichtstrahl kegelförmig aus der Glasfaser aus und kann daher mit anwachsendem Spalt zum Messobjekt eine größere Fläche beleuchten. Das wird bei der Kalibrierung in Kapitel 4.5.3 berücksichtigt. Der Lichtleiter mit 100 µm Durchmesser ist kleiner als die Abstreifkanten mit ca. 150 µm Länge, damit der beschriebene Effekt minimiert wird. Eine ausschließliche Messung des Ölfilms zwischen Lichtleiter und Abstreifkanten ist jedoch wünschenswert und kann nur durch eine weitere deutlichere Verkleinerung des Lichtleiterdurchmessers ermöglicht werden. Der beschädigungslose Einbau der Lichtleiter gestaltet sich aber mit kleiner werdendem Durchmesser immer schwieriger.

### **Drehzahlschnitt der Reibkraft, der Kolbensekundärbewegung, der Schmierfilmdicken an den LiF-Messstellen 3, 7 und 9 am Messkolben, der Seitenkraft und des Kolbenbolzenmoments**

In der Abbildung 45 sind die Reibkräfte bei verschiedenen Drehzahlen und die vom Kolben aus gemessenen Schmierfilmdicken geplottet. Ergänzend sind die durch die Wirbelstromsensoren gemessenen Abstände sowie der daraus errechnete Kippwinkelverlauf dargestellt. Die Anordnung der Diagramme entspricht der Abbildung 42, wobei die Kolbenseitenkraft und das Kolbenbolzenmoment zusätzlich zur Erläuterung zur Verfügung stehen.

Am auffälligsten sind die Bereiche (A1) und (A2) in der Abwärtsbewegung des Kolbens, in denen die Reibkraft sehr stark ansteigt und schließlich Richtung Totpunkt wieder abnimmt. In der Kolbenaufwärtsbewegung hingegen hat die Reibkraft einen weniger "bauchigen" Verlauf mit betragsmäßig geringeren Reibkräften. Erklären lässt sich dieses Verhalten der Reibkraft anhand der Schmierfilmdicken am unteren Kolbenhemd. Die Schmierfilmdicken an dieser Stelle des Kolbens geben qualitativ den Verlauf der Reibkraft wieder und sprechen somit dafür, dass das untere Kolbenhemd den größten Einfluss auf die Reibkraft in diesem Bereich hat. Die stark negativen Kippwinkel in der Mitte von (A1) und (A2) lassen darauf schließen, dass die Flächenpressung am unteren Kolbenhemd der Gegendruckseite sehr hoch wird. Diese trägt somit maßgeblich zur Erhöhung der Reibkraft bei. Im dadurch größer werdenden Spalt zwischen unterem Kolbenhemd der Druckseite und der Laufbuchse staut sich das Öl in der Abwärtsbewegung auf. Mittig im Bereich (A1) und (A2) erreicht die Schmierfilmdicke ihr Maximum, weil hier auch die gemessenen Abstände am unteren Kolbenhemd auf der Druckseite maximal werden. In dieser Hinsicht gibt es Unterschiede zwischen den gezeigten Drehzahlen zu beachten. Im Bereich (A1) zeigt der Seitenkraftverlauf, warum die gemessenen Abstände am unteren Kolbenhemd zwischen den Drehzahlen stark variieren. Dementsprechend ist bei einer Drehzahl von 1000 1/min kein Spalt am unteren Kolbenhemd bzw. kein Kippen des Kolbens erkennbar, sodass die Schmierfilmhöhe gering ist. Grundsätzlich korrelieren auch im Bereich (A2) die Spaltweite am unteren Kolbenhemd und der Kippwinkel zur Seitenkrafthöhe. Die Kippwinkelunterschiede zwischen den Drehzahlen bleiben hier dementsprechend geringer und damit gibt es auch bei der Schmierfilmhöhe kaum Unterschiede zwischen den Drehzahlen in diesem Arbeitsspielbereich. Zur starken Erhöhung der Reibkraft im Arbeitstakt bzw. Bereich (A2) tragen auch die hohen Flächenpressungen und die dadurch bedingten geringen Schmierfilmstärken am oberen Kolbenhemd bei.

In der Aufwärtsbewegung vom UT ausgehend fallen insbesondere die Kurbelwinkel (B1) und (B2) auf. Erst dort bricht der am unteren Kolbenhemd – während der Abwärtsbewegung – aufgebaute Schmierfilm ein. Der Grund hierfür ist, dass der Kolben zwischen UT und (B1) bzw. (B2) zunächst in die negative Richtung gekippt ist und schließlich fast aufrecht steht. Eine Ausnahme bildet der Verlauf für die Drehzahl von 1000 1/min zwischen UT und (B1), siehe auch anhand der Erläuterung zur Abbildung 42. Die Drehbewegung macht sich auch an den Schmierfilmen am oberen Kolbenhemd bemerkbar, indem das Signal hier kurzzeitig stark ansteigt, jedoch danach wieder etwas abfällt. Dieses Öl muss durch die Drehbewegung des Kolbens aus dem Ringpaket oder dem Reservoir zwischen Ölabstreifring und Kolbenhemd auf die Messstelle gelangen.

Ab Erreichen des Kurbelwinkels mit maximaler Kolbengeschwindigkeit (senkrechte grüne Linie bei 285,9 °KW) im Kompressionstakt bis hin zum ZOT unterscheidet sich die Kolbensekundärbewegung zwischen den Drehzahlen sehr deutlich. Während bei niedrigen Drehzahlen der Kolben in die positive Richtung gekippt ist, ist bei einer Drehzahl von 3000 1/min ein Kippen in negative Richtung zu beobachten. Demzufolge fallen die Schmierfilme am oberen Kolbenhemd mit der Drehzahl ab, am unteren Kolbenhemd steigen sie hingegen an.

Grundsätzlich werden die Kippwinkel mit höherer Drehzahl im Mittel negativer, was dazu führt, dass auch um den LOT ein kräftigerer Schmierfilm als am unteren Kolbenhemd vorhanden ist. Am oberen Kolbenhemd ist durch diese Tendenz des Kippwinkels in weiten Bereichen des Arbeitsspiels ein geringerer Ölfilm mit höherer Drehzahl gegeben.

Der Temperatureinfluss wird über die konditionierte Öltemperatur kalibriert. Lokal kann die Temperatur jedoch höher als diese sein, wie die Temperaturen am Messkolben in der Abbildung 79 (siehe Anhang A.3, S. 141) zeigen. Eine Kalibrierung der Sensoren mittels einer lokal gemessenen Temperatur ist nur möglich, wenn die Temperatur des Öls genau an der selben Stelle erfassbar ist. Zum Zeitpunkt dieser Arbeit steht die hierfür notwendige Messtechnik nicht zur Verfügung. Am Ringsteg 1 aus Abbildung 45 ist daher von einer lokal etwas höheren Temperatur auszugehen, die mit einem Rückgang der Fluoreszenz einhergeht. Trotzdem werden höhere Schmierfilmdicken gemessen. Dies korreliert mit der Annahme, dass mit höheren Geschwindigkeiten die Schmierfilme zunehmen. Außerdem steigen in Abbildung 42 die Schmierfilme zwischen den Kolbenringen und der Laufbuchse. Folglich wird mehr Öl von den Kolbenringen an der Laufbuchse zurückgelassen, was zu den erhöhten Messwerten am Ringsteg 1 in Abbildung 45 führt. Zusätzlich wird die Hypothese aufgestellt, dass die Abstandsreduzierung am Ringsteg 1 mehr Öl direkt vor den Lichtleiter am Kolben "presst" und somit auch vermehrt Fluoreszenzlicht zurück in die Faser gelangt.

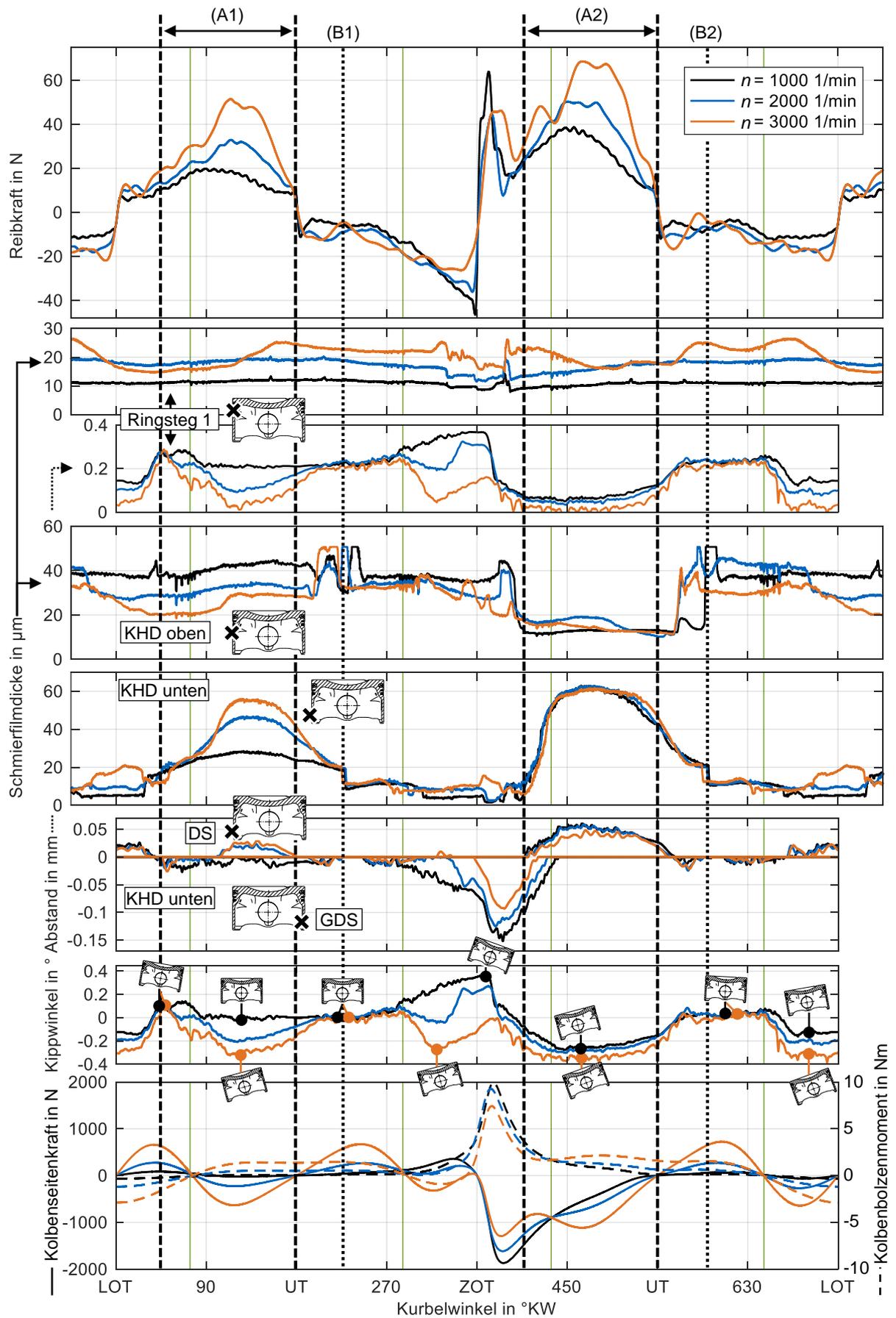


Abbildung 45: Drehzahlschnitt der Reibkraft, Schmierfilmdicke, Sekundärbewegung,  $F_S$  und  $M_{KB}$  bei  $p_{mi} = 6$  bar

### Erläuterung zu den in Schmierfilmdickenunterschieden unmittelbar vor dem ersten und zweiten Kompressionsring in der Abwärtsbewegung

In diesem Abschnitt wird das Phänomen näher betrachtet, dass der Kompressionsring 1 (Rechteckring) in der Abwärtsbewegung zum Teil eine höhere Abstreifwirkung aufweist als der Kompressionsring 2 (Nasenminutenring). In der Abbildung 47 sind zwei Betriebspunkte aus Abbildung 37 gegenübergestellt. In der Abbildung 48 wird der Vergleich mit zwei Betriebspunkten aus Abbildung 43 vollzogen. Im linken Teil der Abbildung 47 bzw. Abbildung 48 wird jeweils der Ansaugtakt, im rechten Teil der Arbeitstakt veranschaulicht. Hinsichtlich des Schmierfilms fällt auf, dass der Kompressionsring 1 im Arbeitstakt mehr Öl vor sich herschiebt als der Kompressionsring 2. Der höchste Wert vor dem Kompressionsring 1 wird bei einem indizierten Mitteldruck von 9,5 bar erreicht. Als Begründung für diesen Effekt werden drei Hypothesen aufgestellt.

1. Die Kolbensekundärbewegung als erster Verursacher für dieses Phänomen: Mit zunehmendem negativem Kippwinkel (Kolbenkrone nähert sich der Druckseite der Laufbuchse) kommt es zu einer keilförmigen Verschmälerung des Schmierpalts von unten nach oben am Kolben, siehe Abbildung 46. Das Öl staut sich somit direkt vor dem Kompressionsring 1 auf und wird direkt vor die Messstelle geschoben bzw. "gequetscht". Bei einer Erhöhung der Last in Abbildung 47 im Arbeitstakt kommt es zwar nicht mehr zu einer merklichen Veränderung des Kippwinkels, jedoch verringert sich der Abstand zwischen Ringsteg 1 und Laufbuchse. Es ist davon auszugehen, dass dadurch mehr Öl vor die Messstelle "gepresst" wird. Ist der Kolbenkippwinkel nicht deutlich im negativen Wertebereich, ist kein auffallender Unterschied in der Abstreifwirkung der Kompressionsringe ersichtlich, da sich kein verjüngender Spalt ausbildet. Auch in Bezug auf Drehzahlunterschiede in Abbildung 48 zeigt sich, dass eine deutlich negative Kipplage und geringe Abstände am Ringsteg 1 zu dem hier beschriebenen Phänomen führen und bestätigen die vorliegende Hypothese.

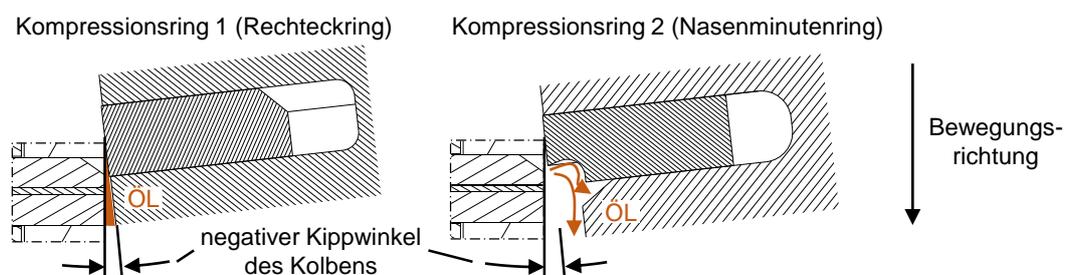


Abbildung 46: Geometrieinflüsse auf den Ölfilm unterhalb der Kompressionsringe

2. Die Last als zweiter Verursacher für dieses Phänomen: Mit zunehmender Last verbessert sich durch die höheren Brennraumdrücke die Abdichtwirkung des Kompressionsrings 1 und ermöglicht die vermehrte "Ölschwabbildung" vor diesem. Daher ist im Ansaugtakt kein so deutlicher Unterschied in der Schmierfilmhöhe vor den beiden Kompressionsringen ersichtlich. Auch das insgesamt niedrigere Schmierfilmniveau in Detail B im Vergleich zum Detail A der Abbildung 37 stützen diese These, dass der Kompressionsring 1 mit zunehmender Last im Arbeitstakt eine bessere Abdichtwirkung erzielt und somit mehr Öl vor sich herschiebt. Ist der Kolben nach unten an der Messstelle vorbeigefahren, verbleiben in Detail A im Arbeitstakt höhere Schmierfilme als in Detail B.

3. Die Kolben- und Kolbenringform als dritter Verursacher für dieses Phänomen: Werden die Formen des Kompressionsrings 1 und 2 sowie des Kolbens unterhalb dieser Ringe analysiert, fällt auf, dass der Kompressionsring 2 so gebaut ist, dass er durch die Nase das Öl von der Lauffläche wegfördert, siehe Abbildung 46. Außerdem weist der Kolben unterhalb des Kompressionsrings 2 einen kleineren Durchmesser als unterhalb des Kompressionsrings 1 auf. Licht des am Kolben fluoreszierenden Farbstoffs im Öl gelangt nicht so leicht zurück in die Lichtleitfasern an der Laufbuchse.

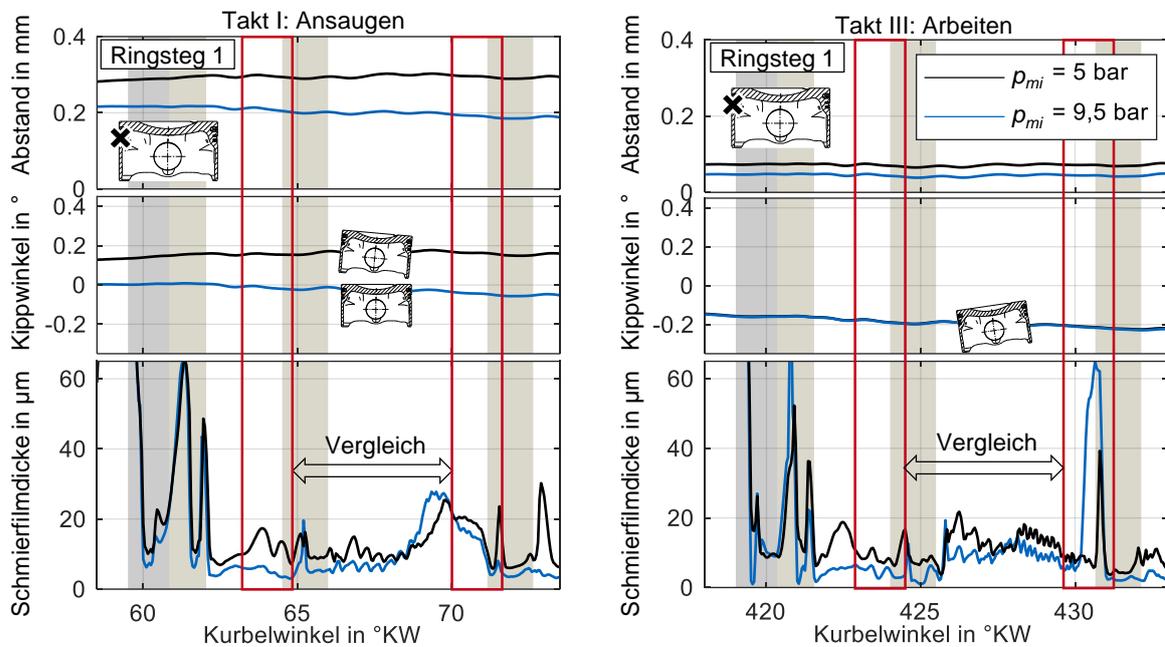


Abbildung 47: Schmierfilm und Kolbenlage in der Abwärtsbewegung bei  $n = 1000$  1/min

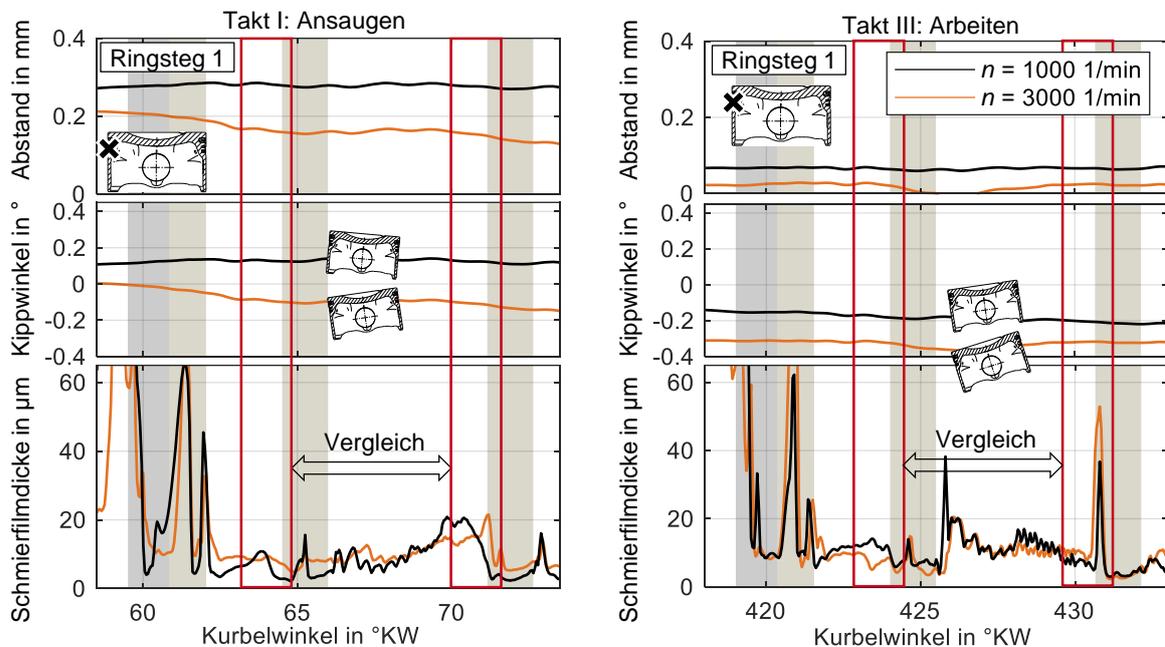


Abbildung 48: Schmierfilm und Kolbenlage in der Abwärtsbewegung bei  $p_{mi} = 6$  bar

### 5.1.3 Last und Drehzahl im Kennfeld

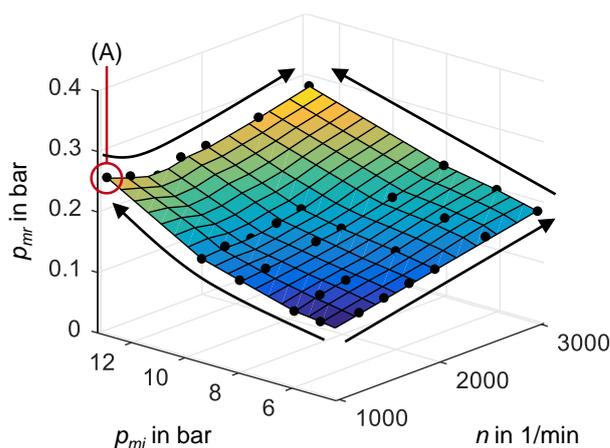


Abbildung 49: Reibmitteldruckkennfeld

In der Abbildung 49 ist das Reibmitteldruckkennfeld der Kolbengruppe für eine Drehzahl von 1000 bis 3000 1/min und für einen indizierten Mitteldruck von 4,5 bis 13 bar aufgetragen. Der Reibmitteldruck steigt relativ linear mit der Drehzahl und Last an. Eine Ausnahme bildet vor allem der Betriebspunkt mit der niedrigsten Drehzahl und höchsten Last, welcher mit (A) bezeichnet ist. An diesem Punkt kommt es zu einem überproportionalen Anstieg des Reibmitteldrucks. Wird die Last beibehalten und die Drehzahl gesteigert, so fällt bis zu einer Drehzahl von ca. 1500 1/min der

Reibmitteldruck ab und steigt mit weiterer Erhöhung der Geschwindigkeit wieder an. Ebenso gilt diese Aussage für eine Drehzahl von 1000 1/min und indizierte Mitteldrücke von 15 bar, wie die Reibmitteldruckkennfelder in Abbildung 64 und Abbildung 71 verdeutlichen. Bei Betrachtung der Abbildung 42 wird klar, dass diese Reibmitteldruckerhöhung auf die stark vergrößerte Reibkraft im Bereich des LOT und hauptsächlich des ZOT zurückzuführen ist. Am LOT trifft dies auf einen Bereich von +/- 45 °KW um den Totpunkt zu, am ZOT beginnt die Steigerung bei ca. 45 °KW vor OT und hält bis zum UT bei 540 °KW an.

Der Reibmitteldruckverlauf bei 12 bar indiziertem Mitteldruck in Abbildung 49 ist dem Stribeckkurvenverlauf somit sehr ähnlich, vergleiche Abbildung 4. Typisch für diesen sind eine hohe Reibung bei niedrigen Geschwindigkeiten. Es ist folglich von vermehrten Mischreibungszuständen bei einer Drehzahl von 1000 1/min auszugehen. Durch den sehr hohen Mitteldruck wird das Öl aus dem Schmierespalt "herausgedrückt". Bis zu einer Drehzahl von 1500 1/min nehmen die hydrodynamischen Schmierzustände prozentual stetig zu und die Reibung verringert sich. Wird die Drehzahl über 1500 1/min – welche hier als "Ausklipppunkt" gedeutet wird – weiter gesteigert, nimmt die Flüssigkeitsreibung durch die wachsenden Geschwindigkeiten zu. Insofern korreliert die Reibmitteldruckkurve sehr gut mit den von Stribeck festgestellten Zusammenhängen.

Der hohe Wert am Punkt (A) im Reibmitteldruckkennfeld aus Abbildung 49 lässt sich auch anhand der Schmierfilme in den folgenden Diagrammen deuten. Die Pfeile markieren darin den tendenziellen Verlauf der Schmierfilmhöhe in allen Raumrichtungen des Kennfelds. In der Abbildung 50<sup>16</sup> sind die Schmierfilmstärken der kolbenseitigen Messstellen am oberen und unteren Kolbenhemd aufgetragen. Am oberen Kolbenhemd kommt es mit einer Zunahme der Last zu deutlich geringeren gemittelten minimalen Schmierfilmhöhen, wie die Abbildung 50 (Abbildung 76) zeigt. Mit einer Steigerung der Drehzahl ist bei gleichbleibendem Mitteldruck nach den theoretischen Zusammenhängen der Hydrodynamik von einer Erhöhung der Schmierfilmdicken auszugehen. Ausgehend vom Punkt (A) bis zu einer Drehzahl von

<sup>16</sup> Im Anhang A.5 auf Seite 144 befinden sich die Schmierfilmdickenverläufe zusätzlich aus einem anderen Blickwinkel auf dasselbe Kennfeld. Das gilt für das obere Kolbenhemd in Abbildung 50, die Abbildung 51 und Abbildung 52.

1500 1/min ist dies am oberen Kolbenhemd bei einem indizierten Mitteldruck von 13 bar der Fall. Bei einer weiteren Vergrößerung der Drehzahl fallen die Schmierfilmstärken jedoch wieder ab. Es ist anzunehmen, dass die Viskosität des Öls mit zunehmender Drehzahl etwas abnimmt, da mehr Wärme ins Öl eingetragen wird. Ein weiterer Einflussfaktor ist der vermehrte Ölabbwurf bei hohen Geschwindigkeiten, womit sich weniger Öl am oberen Kolbenhemd halten kann. Dies trifft auch auf das Kolbenringpaket zu, wie die Abbildung 51 und Abbildung 52 verdeutlichen.

Am Betriebspunkt mit 12 bar indiziertem Mitteldruck wird in Abbildung 49 und Abbildung 50 grundsätzlich der starke Einfluss des oberen Kolbenhemds auf die Reibkraft ersichtlich. So fällt der Reibmitteldruck bei 13 bar indiziertem Mitteldruck bis zu einer Drehzahl von 1500 1/min ab und steigt danach wieder an. Der Schmierfilm am oberen Kolbenhemd hingegen wächst zunächst und nimmt ab 1500 1/min wieder ab. Somit führen bei hohen indizierten Mitteldrücken geringe Schmierfilme am oberen Kolbenhemd zu einer Erhöhung der Gesamtreibung. Dabei wird die Schmierfilmbildung stark durch die Kolbensekundärbewegung beeinflusst, wie die vorherigen Kapitel zeigen.

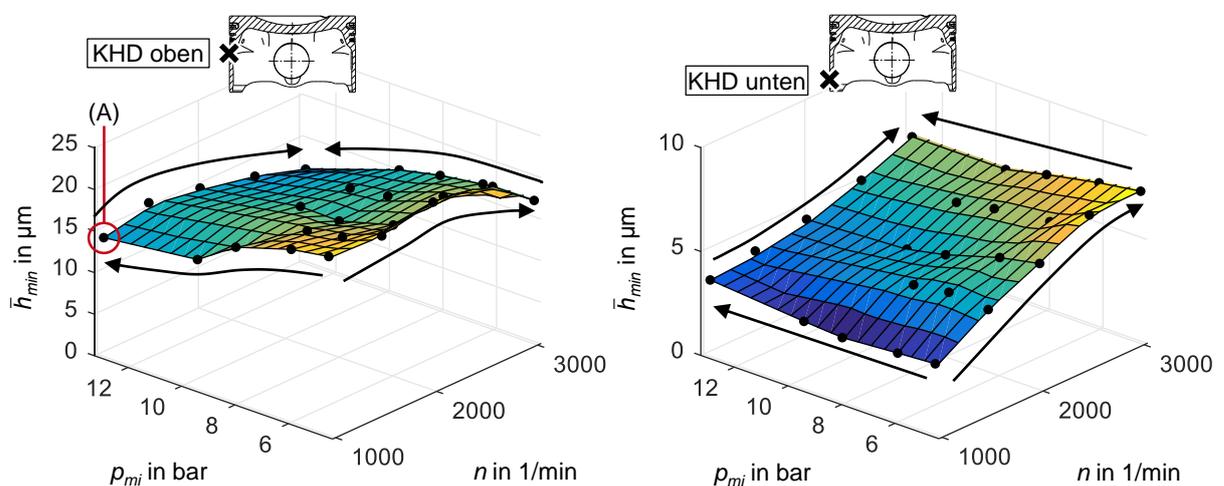


Abbildung 50: Schmierfilmdickenkennfeld am Kolbenhemd

Außerdem verdeutlichen die Schmierfilmdicken im Kolbenringpaket den Zusammenhang zwischen Schmierfilm und Reibkraft bzw. Reibmitteldruck, siehe Abbildung 51 (Abbildung 77) und Abbildung 52 (Abbildung 78). So ist am Punkt (A) die Schmierfilmstärke für alle drei Kolbenringe bei 13 bar indiziertem Mitteldruck besonders niedrig. Vor allem am Kompressionsring 1 nimmt bei einer Steigerung der Drehzahl bis 1500 1/min der Schmierfilm sehr deutlich zu. Im Gegenzug fällt der Reibmitteldruck bis zu einer Drehzahl von 1500 1/min. Dies deutet auf eine sehr hohe Normalkraft – insbesondere am Kompressionsring 1 – hin, die dazu führt, dass die Schmierfilmhöhe bei einer Drehzahl von 1000 1/min sehr gering wird. Somit lässt sich auch gut das Phänomen des Zwickelverschleißes am ersten Kompressionsring erklären. Erst mit einer Erhöhung der Geschwindigkeit steigen die Schmierfilme an, womit bei gleichem indiziertem Mitteldruck die Reibkräfte trotz ansteigender Scherkräfte im Schmierfilm geringer werden. Dies lässt schlussfolgern, dass insbesondere den Kompressionsring 1 betreffend von einem hohen Mischreibungsanteil im Arbeitsspiel bei 1000 1/min auszugehen ist. Erst mit einer Steigerung der Drehzahl erhöht sich der Schmierfilm bis 1500 1/min. Wird die Drehzahl weiter gesteigert, führen die zuvor für das obere Kolbenhemd beschriebenen Effekte zu einer Verringerung des Schmierfilms.

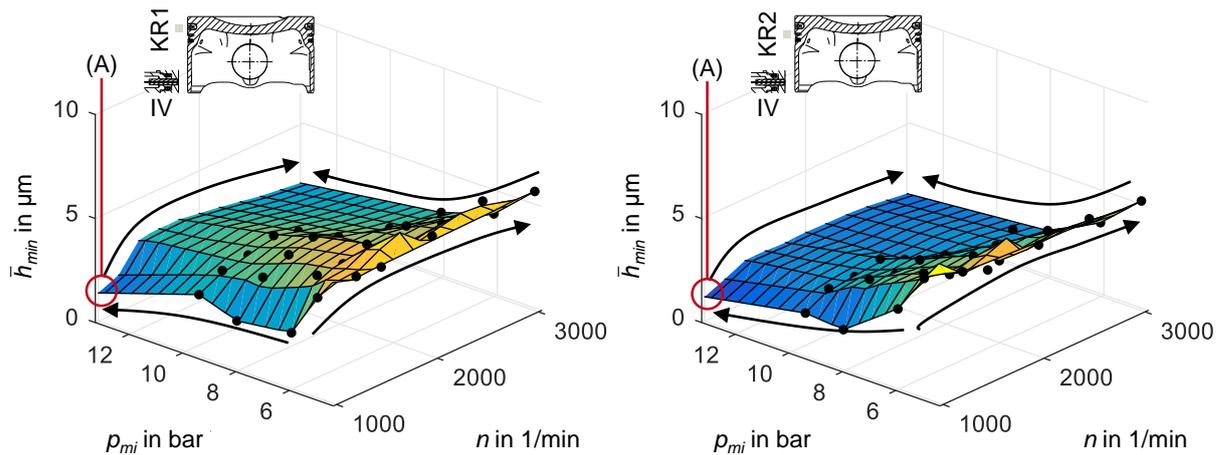


Abbildung 51: Schmierfilmdickenkennfeld an den Kompressionsringen

Es ist davon auszugehen, dass ab einer Drehzahl von 1500 1/min auch die höheren Temperaturen zum Rückgang der Fluoreszenz führen, wie die Temperaturen am Messkolben zeigen (siehe Anhang A.3, Seite 141), da die Kalibrierung stets auf die Konditioniertemperatur bezogen ist (siehe Kapitel 4.5.3). Dies trifft insbesondere auf den ersten Kompressionsring zu. Zusätzlich ist ein Einfluss der Kolbensekundärbewegung auf die Schmierfilmdicken im Ringpaket nicht auszuschließen, wofür Messstellen auf der Gegendruckseite der Laufbuchse zukünftig hilfreich sind.

An den Kolbenringen ist der lastabhängige Rückgang der Schmierfilmhöhe aufgrund der Brennraumdrücke und der Nähe zum Brennraum deutlich ausgeprägter als am oberen Kolbenhemd. Der Rückgang ist bis zu einem indizierten Mitteldruck von 8 bar besonders intensiv.

Grundsätzlich ergibt sich am oberen Kolbenhemd in Abbildung 50 eine andere Charakteristik bezüglich der Drehzahlabhängigkeit der gemittelten minimalen Schmierfilmhöhe als es im unteren Hemdbereich der Fall ist. Das wird bereits in Abbildung 45 aus Kapitel 5.1.2 ersichtlich. Im Arbeitstakt liegen die Schmierfilmhöhen am oberen Kolbenhemd aufgrund der Seitenkraftbelastung nahe beieinander. Tendenziell verringert sich in den übrigen Takten die Schmierfilmhöhe mit der Drehzahl. Dies liegt an der zunehmend negativen Kippage des Kolbens.

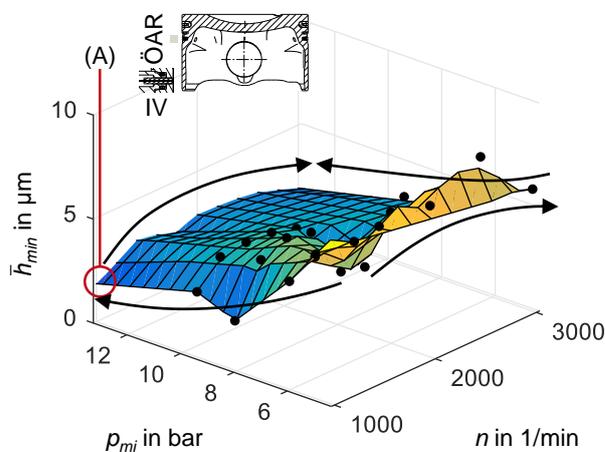


Abbildung 52: Schmierfilmdickenkennfeld am Ölabbstreifring

In den einzelnen Verläufen am unteren Kolbenhemd aus Abbildung 45 führt vor allem die Abwärtsbewegung im Ansaugtakt am unteren Kolbenhemd zu einer starken Vergrößerung des Schmierfilms mit der Drehzahl. Darüber hinaus ist um den LOT und ZOT ein höherer Schmierfilm zu sehen. Letztendlich ergeben sich hieraus die gemittelten minimalen Schmierfilmhöhen am unteren Kolbenhemd, die mit der Drehzahl nahezu linear ansteigen. Dabei ist kaum eine Lastabhängigkeit erkennbar. Dies bestätigen die Einzelverläufe im Lastschnitt des unteren Kolbenhemds aus Abbildung 42.

Eine Schlussfolgerung hieraus ist, dass die gemittelten minimalen Schmierfilmhöhen an den Kolbenringen und am oberen Kolbenhemd den lastabhängigen Verlauf des Reibmitteldrucks gut wiedergeben. Am unteren Kolbenhemd ist dies nicht der Fall, hier sind die Verläufe zu ähnlich, wie Abbildung 42 zeigt. Im Kennfeld ergibt sich bezüglich des Lasteinflusses kaum eine Tendenz.

Hinsichtlich der Drehzahl ist das Schmierfilmdickenkennfeld am unteren Kolbenhemd maßgeblich dadurch beeinflusst, dass die Kolbensekundärbewegung zu der Schmierfilmdickensteigerung mit der Drehzahl führt, da der Kolben in eine negativere Kipplage gerät. Dies führt wiederum tendenziell zu abnehmenden Schmierfilmen am oberen Kolbenhemd.

Die zweite Schlussfolgerung ist, dass die Kolbensekundärbewegung stets mit betrachtet werden muss, wenn ein Kennfeldvergleich von Reibkraft und Schmierfilm das Ziel ist. Daher führt die Betrachtung von Einzelverläufen, wie in den Abschnitten zuvor, zu einem besseren Verständnis für die Zusammenhänge. Im Übrigen sind die Einzelverläufe für den Abgleich von berechneten Werten aus der Simulation wertvoll. Bei Last- und Drehzahlveränderungen sind die Reibkraft-, Schmierfilm- und Kolbensekundärbewegungen sehr komplex, weshalb bei einer Kennfeldauswertung über alle Takte sehr viele Informationen verloren gehen. Einzelne Tendenzen wie z.B. die Zusammenhänge am Punkt (A) sind dennoch erkennbar. Zudem ist zu sehen, dass die Schmierfilme am unteren Kolbenhemd keinen Einfluss auf den starken Reibkraftanstieg in (A) haben, wie auch im Einzelverlauf zu sehen ist. Eine Kennfeldauswertung einzelner Takte (Ebene 1) wird für nicht sinnvoll erachtet, da die große Anzahl an Kennfeldern unübersichtlicher im Vergleich zu den Einzelverläufen ist.

Bei einer Änderung von Komponenten – z.B. Laufspiel oder Ringvorspannung – hilft die Kennfeldauswertung jedoch bei der Darstellung von Zusammenhängen zwischen Reibung und Schmierung. Dies wird in den folgenden Abschnitten deutlich, in denen stets Einzelverläufe und Kennfelder dargestellt sind.

### 5.1.4 Verbrennungsschwerpunktlage

Neben der Begrenzung der Drehzahl und der Einstellung der Last über die Drosselklappe und die Einspritzmenge, wobei nur ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis gefahren wird, ist eine Einstellung des Zündzeitpunkts und folglich der Schwerpunktlage der Verbrennung (MFB 50 %) möglich. Im aufgeladenen Betrieb kommt der Ladedruck als Stellgröße hinzu.

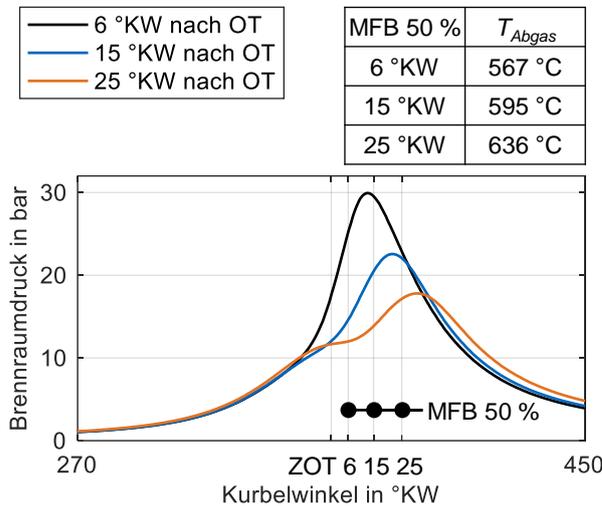


Abbildung 53: Druckverläufe für Variation MFB 50 %,  $n = 1500$  1/min,  $p_{mi} = 5$  bar

Mit Ausnahme des Kapitels 5.1.4 werden alle Versuche mit einer Verbrennungsschwerpunktlage von 8 °KW nach ZOT durchgeführt, die im wirkungsgradoptimalen Bereich liegt. Für diesen Abschnitt wird der Schwerpunkt von 6 °KW über 15 °KW bis 25 °KW nach OT verändert. Auch bei sehr frühen Schwerpunktlagen gibt es aufgrund der Brennraumgestaltung des Zylinderkopfs, der Aluminiumbauweise mit dadurch bedingten niedrigeren Bauteiltemperaturen und des eingesetzten Brennstoffs mit einer Oktanzahl von 102 keine Klopfprobleme. Das Temperaturniveau an den Zylinderkopfmessstellen ändert sich dadurch nicht, die Abgastemperaturen nehmen jedoch deutlich zu, wie die Tabelle in Abbildung 53

dokumentiert. Außerdem sind die Druckverläufe für die jeweilige Verbrennungsschwerpunktlage von 270 °KW bis 450 °KW abgebildet. Mit späterer Schwerpunktlage nehmen die Spitzendrücke ab und das erreichte Druckmaximum verschiebt sich auch in Richtung späterer Kurbelwinkel.

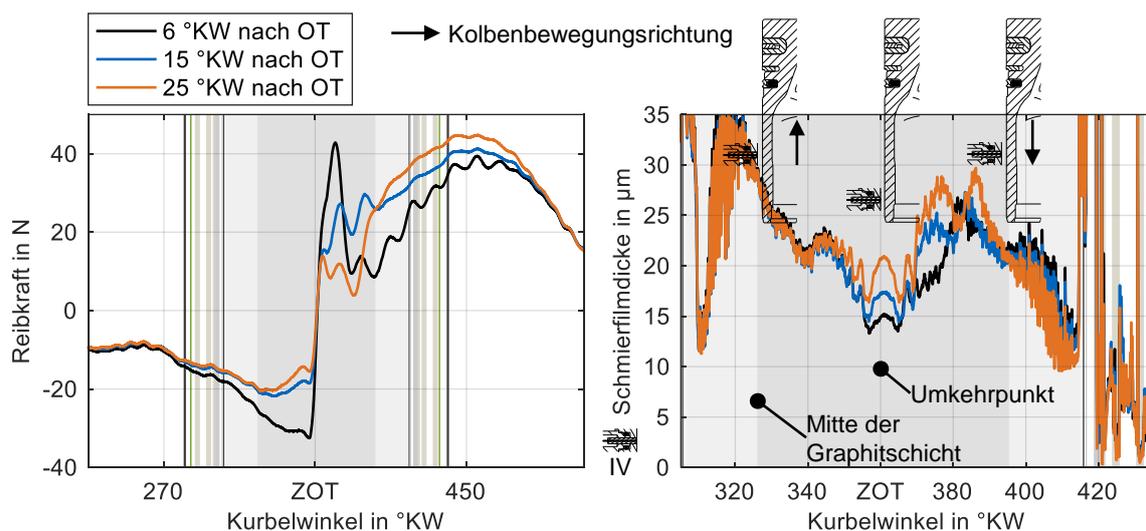


Abbildung 54: Reibkraft und Schmierfilmdicke für Variation MFB 50 %,  $n = 1500$  1/min,  $p_{mi} = 5$  bar

Die Mischreibung am ZOT ändert sich gemäß der Darstellung in Abbildung 54. Mit Verschiebung des Verbrennungsschwerpunkts in Richtung spät nimmt die Mischreibung aufgrund des geringeren Kolbenbolzenmoments und der geringeren Seitenkräfte unmittelbar um den ZOT

ab. Die geringeren Kräfte auf das Kolbenhemd sind am Schmierfilm ebenso sichtbar. Zwischen ZOT und ca. 380 °KW kommt es bei späten Schwerpunktlagen zu höheren Ölfilmen. Nach dem ZOT ab ca. 390 °KW übersteigen die Brennraumdrücke der späten Verbrennungsschwerpunktlagen den Druckverlauf mit der frühesten Schwerpunktlage und führen daher auch zu höheren Reibkräften. Die Schmierfilme für spätere Verbrennungsschwerpunkte sind demzufolge an der ausgewählten Messstelle im oberen Kolbenhemdbereich etwas kleiner.

Diese Tendenz zeigt sich nachfolgend ebenso zwischen den Kolbenringen und der Laufbuchse im Arbeitstakt, siehe Abbildung 55. Passiert die Kolbenoberkante die Messstelle, gilt ebenso je später die Verbrennungsschwerpunktlage, desto geringer der zurückbleibende Ölfilm an der Laufbuchse, vergleiche Abbildung 55. Bei dem Versuch zur Verbrennungsschwerpunktlage befinden sich keine Thermolemente an der Laufbuchse, weshalb ein Temperatureinfluss durch höhere Abgastemperaturen auf die Fluoreszenzstärke nicht ausgeschlossen werden kann. Der deutliche Niveauunterschied ist jedoch nicht auf einen alleinigen Temperatureinfluss zurückzuführen. Eine Messung des Ölverbrauchs ist in dieser Hinsicht eine sinnvolle Maßnahme zur Überprüfung des Einflusses späterer Verbrennungsschwerpunkte auf die Schmierfilmdicke an der Laufbuchse oberhalb des Kolbens. Insbesondere Turbomotoren werden im hohen Lastbereich mit späten Verbrennungsschwerpunkten betrieben, um Klopfen zu vermeiden. Deshalb weisen die dargestellten Verläufe eine hohe Relevanz auf.

Für die Feststellung des Ölverbrauchs ist die Auswahl der richtigen Messtechnik entscheidend. Durch die veränderten Abgastemperaturen ist die massenspektrometrische Messung ungeeignet. Es muss daher auf eine andere Methode zurückgegriffen werden, wie sie bereits in Kapitel 2.1 beschrieben sind.

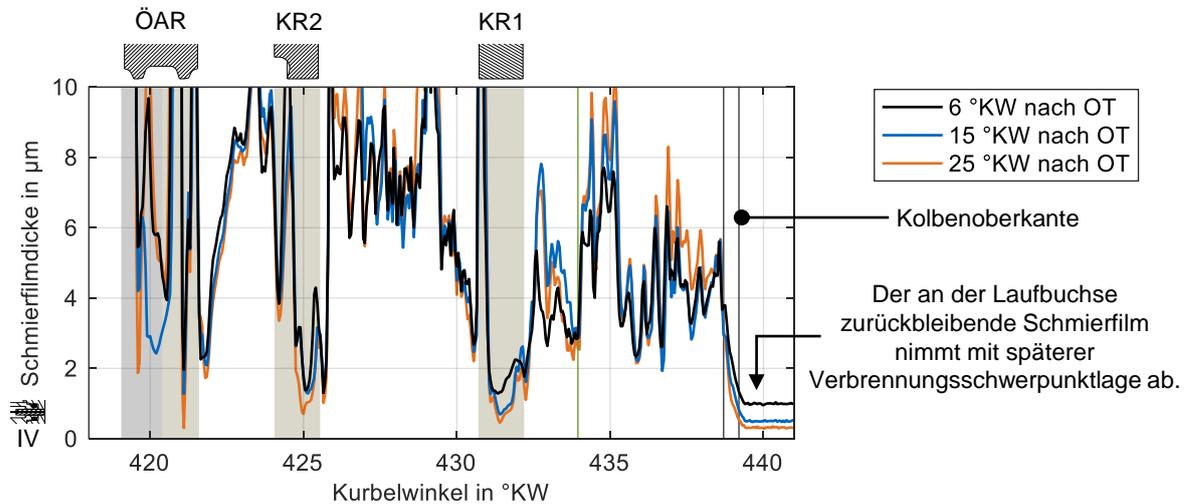


Abbildung 55: Schmierfilmdicke im Kolbenringpaket für Variation MFB 50 %,  $n = 1500$  1/min,  $p_{mi} = 5$  bar

### 5.1.5 Diskussion der Ergebnisse

In Kapitel 5.1 ist der Einfluss der Betriebsbedingungen eines Verbrennungsmotors auf die Reibkraft und den Schmierfilm beschrieben. Zusammengefasst betrachtet ist folgendes festzuhalten.

- Die direkte Wechselwirkung zwischen Reibkraft und Schmierfilm ist sowohl an den laufbuchsenseitigen als auch an den kolbenseitigen Messstellen sichtbar. Im Bereich des Kolbenhemds geben jedoch die kontinuierlichen Messungen von der Kolbenseite die Wechselwirkungen deutlich besser wieder. Dafür ist es von der Laufbuchse aus möglich, die Schmierfilme an den Kolbenringen zu beobachten. Ferner wird ein Einfluss der Kolbenhemdoberfläche deutlich. Somit sind Messungen am Kolben und an der Laufbuchse für die Bewertung der gesamten Kolbengruppe notwendig. Die hohe Aussagekraft der kolbenseitigen Messstellen bezüglich der Wechselwirkung zwischen Reibkraft und Schmierfilm lassen Lichtleitermessstellen am Umfang und auf der Gegendruckseite des Kolbens als sinnvoll erscheinen.
- Wie bereits in [97] gezeigt, hat die Sekundärbewegung des Kolbens einen großen Einfluss auf die Ausbildung des Schmierfilms am Kolben und folglich auf die Charakteristik der Reibkräfte. Dies lässt sich besonders gut im Last- und Drehzahlschnitt mit den kolbenseitigen Lichtleitern feststellen. In Kolbenbereichen mit starkem Öleintrag – wie z.B. am unteren Kolbenhemd – ist der zur Verfügung stehende Abstand und die Bewegungsrichtung maßgeblich für die Schmierfilmdicke.
- Die unterschiedliche Ausprägung der Reibkräfte in der Auf- und Abwärtsbewegung lässt sich durch die Schmierfilmdicken erklären. Dies betrifft insbesondere den Schmierfilmdickenverlauf am unteren Kolbenhemd, welchen die Kippelage des Kolbens mit beeinflusst. Die hohen Reibkräfte bei großen Geschwindigkeiten tragen maßgeblich zu den Reibleistungsverlusten bei, siehe Gleichung (12). Durch die Messungen am Kolben bei Drehzahlen von bis zu 3000 1/min wird dieses Optimierungspotential aufgedeckt. Maßgeblich ist hierbei auch die Versorgung des Kolbens mit Öl, die aufgrund der Schmierfilmcharakteristik am unteren Kolbenhemd eingehender zu analysieren ist. Beispielsweise ist die Entwicklung einer reibungsreduzierenden Beschichtung des Kolbenhemds im unteren Bereich aussichtsreich, zumal die hier verwendete Messtechnik Veränderungen am Schmierfilm und deren Einfluss auf die Reibkraft identifiziert. Auf eine Verbesserungsmöglichkeit durch den Schliff (Ovalität und Balligkeit) wurde bereits in [130] hingewiesen, welche auch in diesem Bereich vielversprechend ist. Außerdem hilfreich ist zukünftig die Applizierung von Sensoren auf der Gegendruckseite, auf welcher sehr hohe Flächenpressungen in der Abwärtsbewegung erreicht werden. Als eine weitere Maßnahme mit Potential zur Reibungsreduzierung ist die Erhöhung des Laufspiels anzusehen, welche im nachfolgenden Kapitel untersucht wird. Dagegen sprechen akustische Verschlechterungen vor allem beim Kaltstart. Weitere Veränderungen wie z.B. die Verkleinerung der Kolbenhemdbreite konnten in [130] nur geringe Einsparpotentiale aufdecken. Eine Gefahr besteht hierbei laut [130] auch in der erhöhten Fressgefahr an den sehr steifen Kolbenhemdrändern. Die Veröffentlichungen [94], [95] attestieren, dass geringe Änderungen an Kolbenhemdbreite oder Schliffbild den Schmierfilm und den Öltransport verändern und ohne Schmierfilmdickenmesstechnik Tendenzen nur schwer erklärbar sind. Somit ist es unabdingbar, an vielen verschiedenen Stellen des Kolbenhemds Schmierfilmdicken zu analysieren, um eine gezielte Optimierung des Kolbens zu realisieren.

- Die Auswertung von Reibkraft- und Schmierfilmdickenmessungen im Kennfeld decken Betriebsgrenzen auf, an denen die Vorteile des Downsizings durch einen erhöhten Reibmitteldruck aufgewogen werden können. Das betrifft sehr hohe indizierte Mitteldrücke bei niedrigen Drehzahlen (siehe Kapitel 5.1.3, Betriebspunkt (A) in Abbildung 49), die durch eine Aufladung erreicht werden. Die Messungen zeigen, dass der Reibmitteldruck bei identischem indiziertem Mitteldruck von 13 bar bei einer Drehzahl von 1000 1/min aufgrund der ansteigenden Mischreibungsanteile höher ist als bei 1500 1/min. Die Strategie, hohe Mitteldrücke bei niedrigen Drehzahlen zu erreichen, wird beim Downsizing und Downspeeding aktuell verfolgt. Die Untersuchungsergebnisse zeigen auf, dass bei dieser Strategie eine Analyse der kurbelwinkelaufgelösten Reibung zur Festlegung der Betriebsgrenzen hilfreich ist.
- Die Darstellung der Schmierfilmdicken im Motorkennfeld ist eine sinnvolle Ergänzung zur Betrachtung von Reibkraft- und Schmierfilmdickenverläufen an einzelnen Betriebspunkten. Vor allem bei einer Veränderung der Betriebsbedingungen sind deutliche Unterschiede erkennbar. Diese Erkenntnis wird im Folgenden für die Auswertung der Komponentenversuche genutzt. Außerdem ist das grundsätzliche Verhalten des Schmierfilms unter Last- und Drehzahlveränderung für den jeweiligen Kolbenbereich gut sichtbar und lässt sich auf den Verlauf im Arbeitsspiel zurückführen, siehe auch Kapitel 5.1.3.
- Alle Veränderungen der motorischen Parameter wie Last, Drehzahl und Verbrennungsschwerpunktlage sind mit dem Versuchsträger in der Reibkraft und dem Schmierfilm bis Drehzahlen von 3000 1/min und indizierte Mitteldrücke von 13 bar (15 bar, siehe Kapitel 5.2) auflösbar. Dies führt zu einer sehr großen und wertvollen Datenbasis für den zukünftigen Abgleich mit Ergebnissen aus Simulationsprogrammen.
- Die Abstandsmessung entspricht an den meisten Messstellen und in weiten Bereichen nicht dem Verlauf der Schmierfilmdickenmessung. Selbst dort wo große Ölmengen zu erwarten sind, ähnelt der Abstandsverlauf nur in Teilbereichen des Arbeitsspiels dem Schmierfilmdickenverlauf. Dies betrifft im Speziellen das untere Kolbenhemd. Hier ist eine "in-op" Kalibrierung möglich, jedoch nur in der Abwärtsbewegung. In der Aufwärtsbewegung des Kolbens sind Abstands- und Schmierfilmdickenmessung unterschiedlich ausgeprägt. Eine Abstandsmessung ist daher kein sinnvoller Ersatz zu einer direkten Schmierfilmdickenmessung, wie es in der Literatur oft mit induktiver und kapazitiver Messtechnik durchgeführt wurde, siehe auch Kapitel 3. Als Ausnahme können nur Bereiche gelten, in denen eine Vollfüllung anzunehmen ist. Eine "in-op" Kalibrierung ist nur am unteren Kolbenhemd zu realisieren, da hier ausreichend Öl für eine Füllung des Spalts in der Abwärtsbewegung vorhanden ist. Es ist somit ersichtlich, dass der Öfüllungsgrad in den einzelnen Teilbereichen des Kolbens ständig variiert, sodass die Abstandsmessung nicht zwingend auf die Stärke des Ölfilms schließen lässt. Dies trifft vor allem dort zu, wo größere Spalte sind, wie z.B. am Kolben innerhalb des Ringpakets. Aufgrund des Blow-By ist hier nicht von einer vollständigen Öfüllung auszugehen. Auch bisherige Veröffentlichungen zu Schmierfilmdickenmessungen, wie z.B. in [204], [143] legen dar, dass im Ringpaket stellenweise wenig Öl vorhanden sein kann. Dies ist grundsätzlich aufgrund des verminderten Öleintrags in den Brennraum auch so gewünscht.

- Die Temperaturerhöhung bei hohen indizierten Mitteldrücken führt zur thermischen Dehnung des Kolbens, weshalb die Abstandsmessung als sinnvolle Hilfe zur Erläuterung der Reibkraft und Schmierfilmdicke zu sehen ist.
- Es kann einerseits bei einer Verringerung des Abstands, z.B. am Ringsteg 1 in Abbildung 42 bei ca. 385 °KW, andererseits bei einer Vergrößerung, z.B. am oberen Kolbenhemd in Abbildung 42 bei ca. 600 °KW, zu erhöhten Schmierfilmen kommen. Die Messung der Abstände ist deswegen essentiell.
- Die Drehriefen am Kolbenhemd haben Einfluss auf die Schmierfilmdickenmessung am Kolbenhemd, siehe Abbildung 37. Sie führen zu Amplituden in der Schmierfilmdickenmessung im Kolbenhemdbereich, siehe Abbildung 40.
- Wie hoch der Anteil der Kolbenringe und des Kolbens auf die Reibkraft ist, wird durch die Schmierfilmdickenmessung deutbar. Die Kombination der Schmierfilmdicken- und Reibkraftkennfelder wird genutzt, um im folgenden Kapitel den Einfluss der Vorspannung des Ölabstreifrings zu analysieren. Aus der Verknüpfung der einzelnen Kennfelder lässt sich damit der Einfluss einer einzelnen Komponente gut isolieren. Dies wird zukünftig für die Berechnung ein probates Hilfsmittel sein, um formelmäßige Zusammenhänge zu bewerten und zu verbessern.
- Die Messungen dieses Kapitels zeigen, dass die verschiedenen Messtechniken sowie die Messung der Schmierfilme an der Laufbuchse und am Kolben dringend für das Verstehen von Zusammenhängen notwendig sind und sprechen daher für den weiterhin hohen Forschungsbedarf.
- Alleinige Reibkraft- oder Schmierfilmmessungen sind aufgrund der festgestellten Zusammenhänge nicht sinnvoll zu erläutern. Es empfiehlt sich stets die simultane Messung beider Größen. Dies betrifft zum einen die Optimierung von Bauteilen, zum anderen die Erfassung von Daten für die Berechnung.
- Die Fluoreszenzintensität des Farbstoffs wird maßgeblich durch die Temperatur beeinflusst, was die Messqualität im hohen Lastbereich und bei verschiedenen Konditioniertemperaturen negativ beeinflusst. Dabei ist im Bereich des Kolbenhemds – besonders am unteren Teil – der Einfluss am geringsten. Die Erhöhung der Last führt zu Temperaturveränderungen im Schmierfilm, die bisher nicht direkt gemessen werden können. Zukünftig gilt es demzufolge, eine direkte Temperaturmessung des Schmierfilms zu entwickeln. Dies gibt Anstoß für ein weiteres Forschungsprojekt. Für Komponentenversuche, wie im folgenden Kapitel, bei denen alle Betriebsparameter gleich gehalten werden, ist die laserinduzierte Fluoreszenzmessung sehr gut geeignet. Dies bestätigen die nachfolgenden Ausführungen.

## 5.2 Komponentenversuche

In diesem Kapitel werden Veränderungen der Kolbenhemdkontur und des Ringpakets durchgeführt, welche einen maßgeblichen Einfluss auf die Reibung und Ausbildung des Schmierfilms haben. In der Praxis ist eine sorgfältige Abstimmung notwendig, um Reibung und Schmiermittelverteilung bzw. Ölverbrauch aufeinander abzustimmen. Die Komponentenvarianten zeigen zum einen die Messmöglichkeiten des Tribologieforschungsmotors auf, zum anderen den Einfluss der Variationen in Hinblick auf die zuvor genannten Messgrößen. Die gewonnenen Ergebnisse verkörpern zudem eine wertvolle Datenbasis für die Simulation.

### 5.2.1 Einlauf eines Kolbens

In der Abbildung 56 ist der Einfluss eines Kolbeneinlaufs auf den Reibmitteldruck an der Kolbengruppe realisiert. Dabei wird ein neuer Versuchskolben eingesetzt, der Kolbenringsatz ist bereits eingelaufen. Zu Beginn der Einlaufphase eins (siehe Abbildung 56) wird bei einer Drehzahl von 1000 1/min und einem indizierten Mitteldruck von 6 bar der Reibkraftverlauf aus Abbildung 57 und die entsprechenden Schmierfilmdicken aus Abbildung 58 aufgenommen. Mit zunehmender Betriebsdauer sinken die Reibmitteldrücke bei konstanten Betriebsbedingungen ab, wobei zu Anfang ein stärkerer Abfall zu beobachten ist. Dies korreliert gut mit den Feststellungen von Werner [252], der auch den Einlauf eines Ringbesatzes darstellt und auf weitere Literaturstellen verweist. Als ein Grund sind die Glättung von Rauigkeitsspitzen und lokale Abtragungen von Material anzuführen. Des Weiteren ist davon auszugehen, dass es zu plastischen Verformungen am Kolbenhemd kommt. Darauf wird in Kapitel 5.2.2 eingegangen, auch anhand der Vermessung des Kolbens nach längerem Versuchsbetrieb.

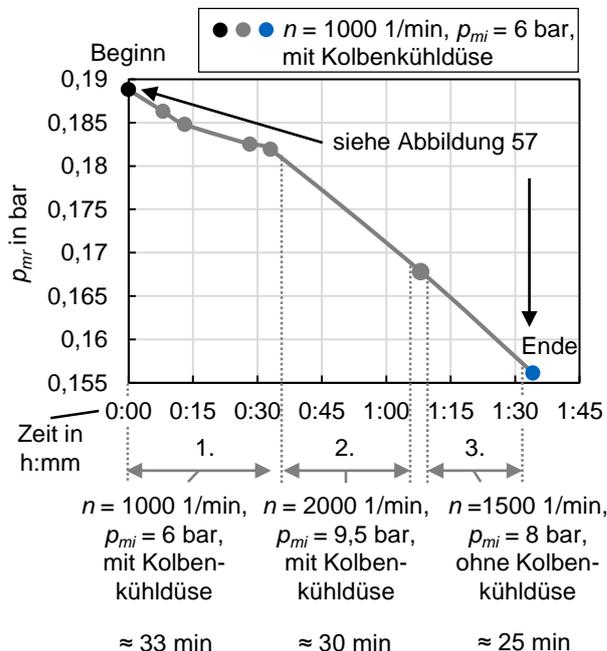


Abbildung 56: Einlauf eines Kolbens

In der Einlaufphase zwei wird ein neuer Betriebspunkt mit höherer Drehzahl und Last angefahren. Daher kommt es zu einem weiteren deutlichen Abfall des Reibmitteldrucks bei einer Drehzahl von 1000 1/min und einem indizierten Mitteldruck von 6 bar nach dieser Einlaufphase, vergleiche Abbildung 56.

Im Anschluss an die dritte Einlaufphase, welche ohne Kolbenkühlung durchgeführt wird, ist wiederum ein Reibkraftverlauf bei einer Drehzahl von 1000 1/min und einem indizierten Mitteldruck von 6 bar enthalten (siehe Ende in Abbildung 56.), der in der Abbildung 57 dargestellt ist.

Im linken Teil der Abbildung 57 sind deutliche Unterschiede im Bereich des ZOT zu erkennen, hauptsächlich davon betroffen sind die Gebiete der Mischreibung.

Die Unterschiede werden nach dem ZOT im Bereich höherer Geschwindigkeiten und abnehmender Seitenkräfte zunehmend geringer. Dies spricht für die Theorie, dass Rauigkeitsspitzen geglättet werden und daher die Festkörperreibung geringer wird.

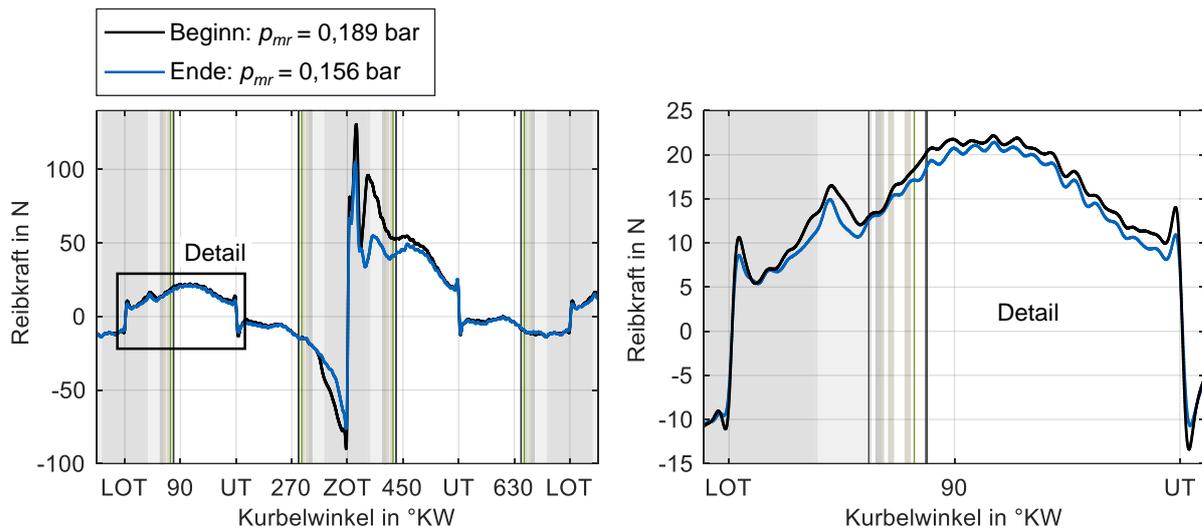


Abbildung 57: Reibkraftverlauf vor und nach dem Einlauf,  $n = 1000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 6\text{bar}$

In einer Detailansicht auf der rechten Seite sind die Unterschiede im Ansaugtakt verdeutlicht. Mit zunehmender Einlaufdauer werden die Reibkräfte nicht nur in den Mischreibungsbereichen, sondern auch bei Flüssigkeitsreibung geringer. Es ist anzunehmen, dass sich Verformungen und Glättungen günstig auf die Schmierfilmbildung ausprägen.

Die unterschiedlichen Schmierungsverhältnisse zu Beginn und zu Ende des Einlaufs sind in Abbildung 58 veranschaulicht. Auffällig sind Unterschiede im Bereich des Kolbenhemds, die über die LiF-Messstelle IV visualisiert sind, mit welcher das Kolbenhemd im Bereich des OT beobachtet wird. An den Kolbenringen hingegen sind keine merklichen Abweichungen feststellbar, wie die sehr ähnlichen Schmierfilmdicken im rechten Teil des Bilds präsentieren.

Am Kolbenhemd finden sich nach dem Einlaufprogramm zeitweise mehr als doppelt so hohe Schmierfilmdicken, die tendenziell einen parallelen bzw. ähnlichen Verlauf aufweisen. Dies deutet zum einen auf eine bleibende Verformung des Kolbenhemds hin, zum anderen müssen Auswirkungen von Laufspuren am Kolbenhemd in Betracht gezogen werden. Beispielhaft zu sehen ist ein Kolbenhemd nach einem deutlich längeren Versuchsbetrieb, welches im Bereich der Messstellen auf der Druckseite eine verschlissene Graphitschicht aufweist. Eine so deutliche Beschädigung ist nach dem hier vorgestellten Einlaufprogramm nicht ersichtlich, weil eine Laufbuchse mit etlichen abgeleisteten Betriebsstunden eingebaut ist. Eine eingelaufene Laufbuchse ist essentiell, zumal die Bohrungen der LiF-Messstellen in der Laufbuchse für die gezeigte Laufspur am Kolben verantwortlich sind. Diese werden zwar sorgfältig entgratet, jedoch wirkt sich die Betriebsdauer der Laufbuchse positiv aus.

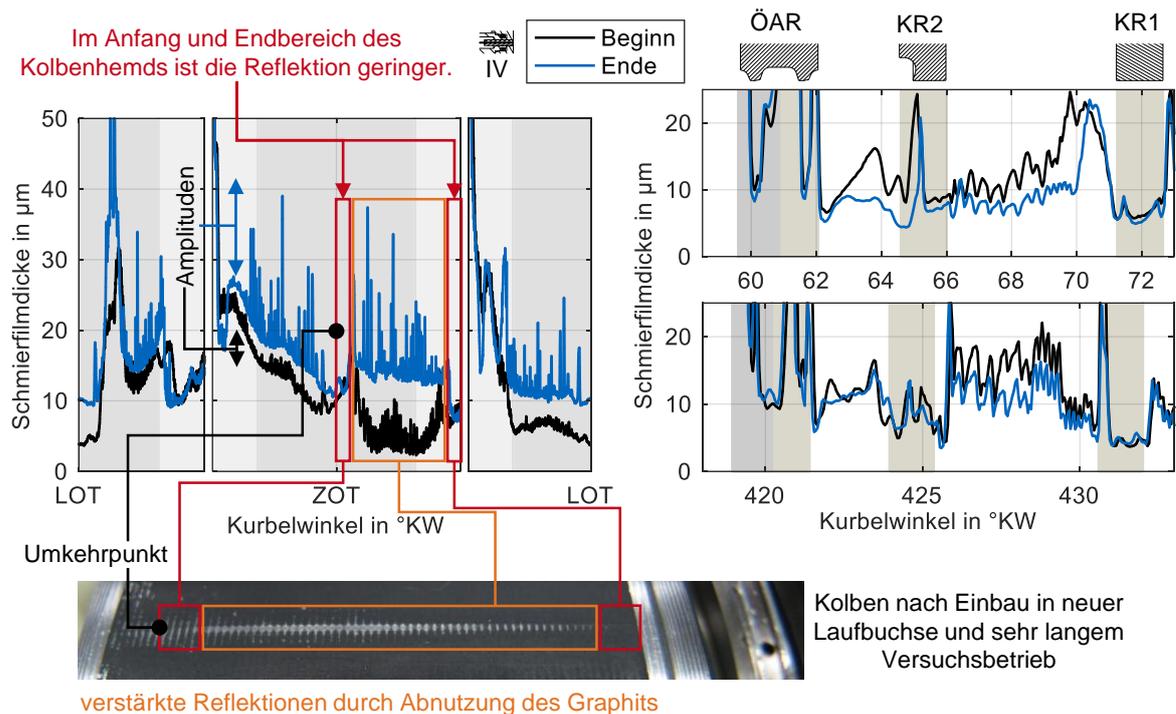


Abbildung 58: Schmierfilmdickenverlauf vor und nach dem Einlauf,  $n = 1000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 6 \text{ bar}$

Somit ergibt sich durch das leichte Abtragen von Graphit eine veränderte Amplitude im LiF-Signal am Kolbenhemd. Das Fehlen von Graphit führt zur mehrfachen Reflexion des Lichts am Kolbenhemd und damit zu einer verstärkten Fluoreszenz, was wiederum eine größere Amplitude des Signals bedeutet. Der wellenförmige Signalverlauf selbst kommt durch die Riefen am Kolbenhemd zustande, welche aus der Drehbearbeitung des Kolbens herrühren. Im Anfangs- und Endbereich des Kolbenhemds sind die Schwankungen geringer, da dort der Durchmesser des Kolbenhemds kleiner ist, was zu weniger Graphitabtrag führt (siehe farbige Markierungen). Neben dem bleibenden Durchmesserückgang des Kolbenhemds, wie anhand der Vermessungsergebnisse in Kapitel 5.2.2 nachvollziehbar ist, sind es vor allem Laufspuren, die einen Einlauf des Kolbens erfordern, um Komponentenversuche durchführen zu können. Außerdem ist es zwingend erforderlich, dass die Laufbuchse inklusive der LiF-Messstellen vor Komponentenversuchen genügend Betriebsstunden durchlaufen hat. Alle Gesichtspunkte werden bei den Versuchen in den folgenden Abschnitten berücksichtigt, indem nur solche Komponenten verwendet werden. Vermessen werden die Kolben danach. Das Einlaufprogramm ist länger als das in diesem Kapitel auf Seite 97 vorgestellte.

### 5.2.2 Einbauspiel des Kolbens

Ausgehend von dem Referenzkolben mit einem Nenndurchmesser von 82,42 mm, der in allen anderen Abschnitten dieser Arbeit zum Einsatz kommt, wird ein zweiter Kolben mit einem Nenndurchmesser von 82,455 mm bewertet. Zu den genannten Durchmessern ist die Graphitschicht mit 15 µm Stärke zu addieren, um den größten Durchmesser am Kolbenhemd zu erhalten. Das Laufspiel der beiden Kolben beträgt im kalten Zustand folglich 60 bzw. 25 µm.

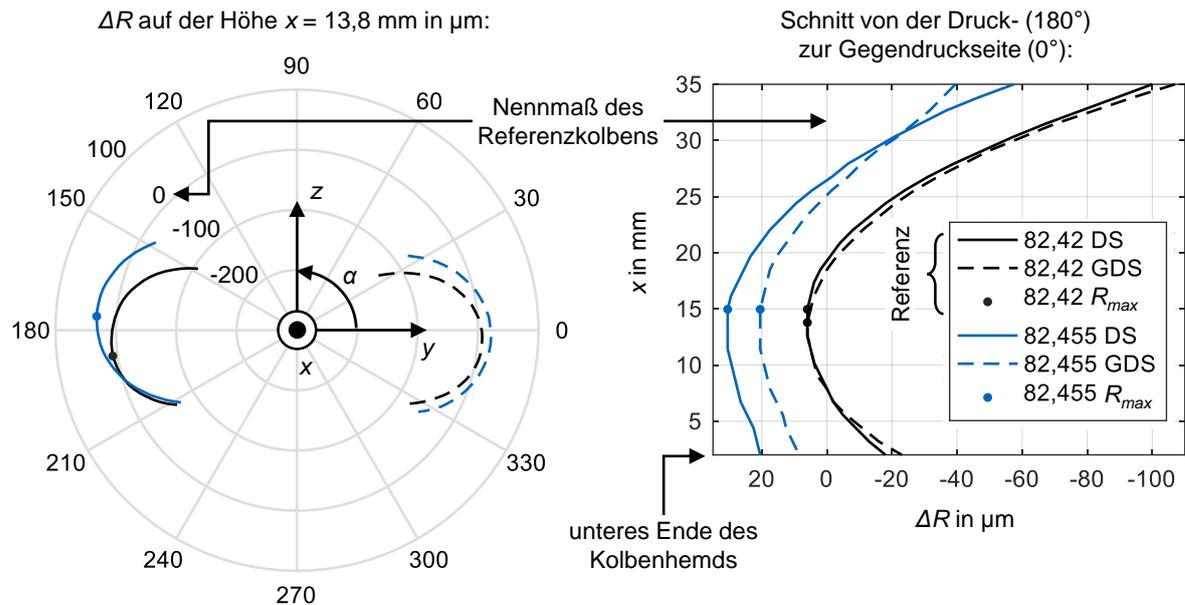


Abbildung 59: Kolbenhemdprofile der Versuchskolben

Die Vermessung der Kolben ergibt die Kolbenhemdprofile in Abbildung 59. Die Kurven sind auf den Nenndurchmesser von 82,42 mm des Referenzkolbens bezogen. Im linken Teil der Grafik ist eine  $y$ - $z$ -Schnittebene durch das Kolbenhemd dargestellt, 13,8 mm entfernt vom unteren Ende des Kolbenhemds. Die Koordinatenachsen entsprechen dem Referenzsystem nach Abbildung 1 bzw. Abbildung 13, jedoch ist der Ursprung an das untere Ende des Kolbens verschoben. In dem Polardiagramm gibt es eine Nulllinie und zwei weitere Kreislinien in 100  $\mu\text{m}$  Abstufungen. In der gezeigten Ebene erreichen beide Kolben jeweils auf der Druckseite die größte Ausdehnung, was durch einen Punkt gekennzeichnet ist. Im rechten Diagramm ist ein Schnitt in der  $x$ - $y$ -Ebene für die Darstellung des Profils der Druck- und Gegendruckseite des Kolbenhemds abgebildet. Das Balligkeitsprofil beider Kolben verläuft relativ ähnlich, wobei der Referenzkolben auf der Gegendruckseite im oberen Bereich und am unteren Ende des Hemds beider Seiten einen etwas balligeren Konturverlauf hat. Der Referenzkolben verfügt in der Schnittebene auf Druck- und Gegendruckseite über einen etwa 6  $\mu\text{m}$  größeren Radius als das Nennmaß vorgibt. Die Messung wird auf der Graphitbeschichtung durchgeführt, womit der Referenzkolben mit einem Maß von 82,432 mm mit Beschichtung tatsächlich ein geringfügiges diametrales Untermaß von 18  $\mu\text{m}$  aufweist. Dies kann sich durch den Einlauf ergeben, siehe Kapitel 5.2.1 und nachfolgender Absatz. Der zweite Kolben kommt mit den gezeigten Differenzradien von 30,5  $\mu\text{m}$  bzw. 20,5  $\mu\text{m}$  auf ein Maß von 82,471 mm mit Beschichtung und liegt somit diametral 14  $\mu\text{m}$  unter dem theoretischen Maß von 82,485 mm mit Beschichtung.

Laut [127] kann es bei Kolben zu einem sogenannten Schafteinfall und auch zum Verschleiß der Graphitschicht kommen, was aufgrund des hier durchgeführten Betriebs ohne Kolbenkühl-düse ein realistischer Grund für das sich ergebende Untermaß ist. In [127] wurde an einem Pkw-Dieselskolben an der Gleitlackbeschichtung mit feinen Graphitpartikeln eine Dickenreduzierung von 20 auf 10  $\mu\text{m}$  festgestellt. Ferner kam es zusätzlich zu einem diametralen Schafteinfall von 10  $\mu\text{m}$ . Genauso gibt die Firma Kolbenschmidt über ihre Service Informationen [104], [103] an, dass es bei Aluminiumkolben durch die Erwärmung zu einer Gefügeänderung bzw. plastischen Verformung von wenigen hundertstel Millimeter kommt, die zumeist in einer

geringfügigen Durchmessererweiterung des Schafts resultiert. Die zuvor gemessenen Werte liegen damit im Normbereich.

Im Anhang A.6 auf Seite 145 sind die kompletten Hemdkonturen beider Kolben gezeichnet, bezogen auf den jeweiligen Nenndurchmesser. Von der Unterkante aus betrachtet erreichen beide Kolben vor der Mitte des Kolbenhemds (in x-Richtung) den maximalen Durchmesser. Wie bereits zuvor beschrieben, ist auch hier ersichtlich, dass beide Kolben relativ ähnliche Konturen aufweisen.

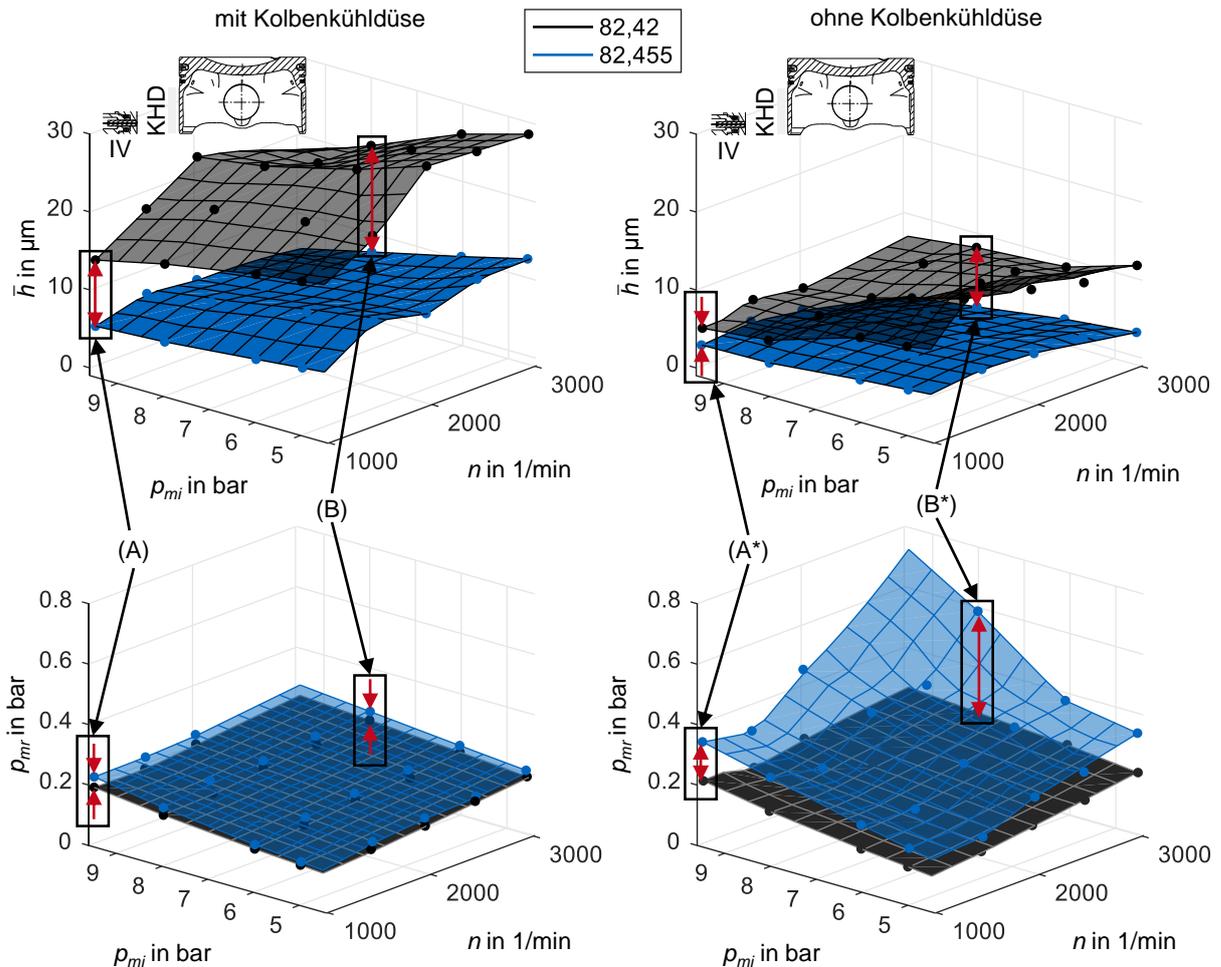


Abbildung 60: Schmierfilmdicken- und Reibmitteldruckkennfeld der zwei Versuchskolben

Beide Kolben werden im saugmotorischen Kennfeld nach Abbildung 35 vermessen. Die über das gesamte Kolbenhemd und über alle Takte gemittelten Schmierfilmdicken sowie den Reibmitteldruck der Kolbengruppe stellt die Abbildung 60 dar. Verwendet wird die laufbuchsen seitige Messstelle IV. Im Betrieb mit Kolbenkühl Düse sind die Reibmitteldruckunterschiede im Vergleich zu den Schmierfilmdickenunterschieden zwischen den Kolben relativ gering. Dagegen ist die Reibkraftdifferenz zwischen den Kolben bei hohen Drehzahlen und Lasten sehr deutlich, wenn die Kühldüse ausgeschaltet ist. Auch die Differenz im gemittelten Schmierfilm vergrößert sich zum Betriebspunkt mit der höchsten Drehzahl und größten Last, wenn auch nicht so deutlich wie die Reibmitteldruckdifferenz. Die absoluten Schmierfilmdickenunterschiede von ca. 10 bis 20 µm in Abbildung 60 im Betrieb mit Kolbenkühl Düse korrelieren dabei gut mit den Abstandswerten zwischen den Balligkeitsprofilen im rechten Teil der Abbildung 59.

In Abbildung 61 und Abbildung 62 werden zwei Punkte (A) und (B) des Kennfelds aus der Abbildung 60 genauer analysiert. In der Abbildung 61 werden der Schmierfilmdickenverlauf am Kolbenhemd und der Reibkraftverlauf der zwei gezeigten Betriebspunkte mit Kolbenkühl-düse (A & B) und in der Abbildung 62 ohne Spritzdüse (A\* & B\*) gezeigt.

**Aktivierte Kolbenkühl-düse: Schmierfilmdicke am Kolbenhemd und Reibkraft**

Mit aktivierter Kolbenkühlung sind die Reibkraftverläufe der beiden Versuchskolben in Abbil-dung 61 vornehmlich um den oberen Totpunkt unterschiedlich. In diesem Bereich führt der größere Durchmesser zu einer höheren Reibkraft. Im Mischreibungsgebiet am unteren Totpunkt unterscheiden sich die Reibkräfte dagegen nicht. Dieses Phänomen ist durch die konstruktiven Gegebenheiten verursacht. Im unteren Bereich ist der Wassermantel nicht durch umgebende Bauteile in seiner Ausdehnung behindert und bietet zudem durch geringe Wand-stärken weniger Widerstand, wie bereits in Kapitel 5.1.1 angegeben ist. Im oberen Bereich der Laufbuchse sind Einschnürungen bzw. ungleichmäßige Verformungen zu erwarten.

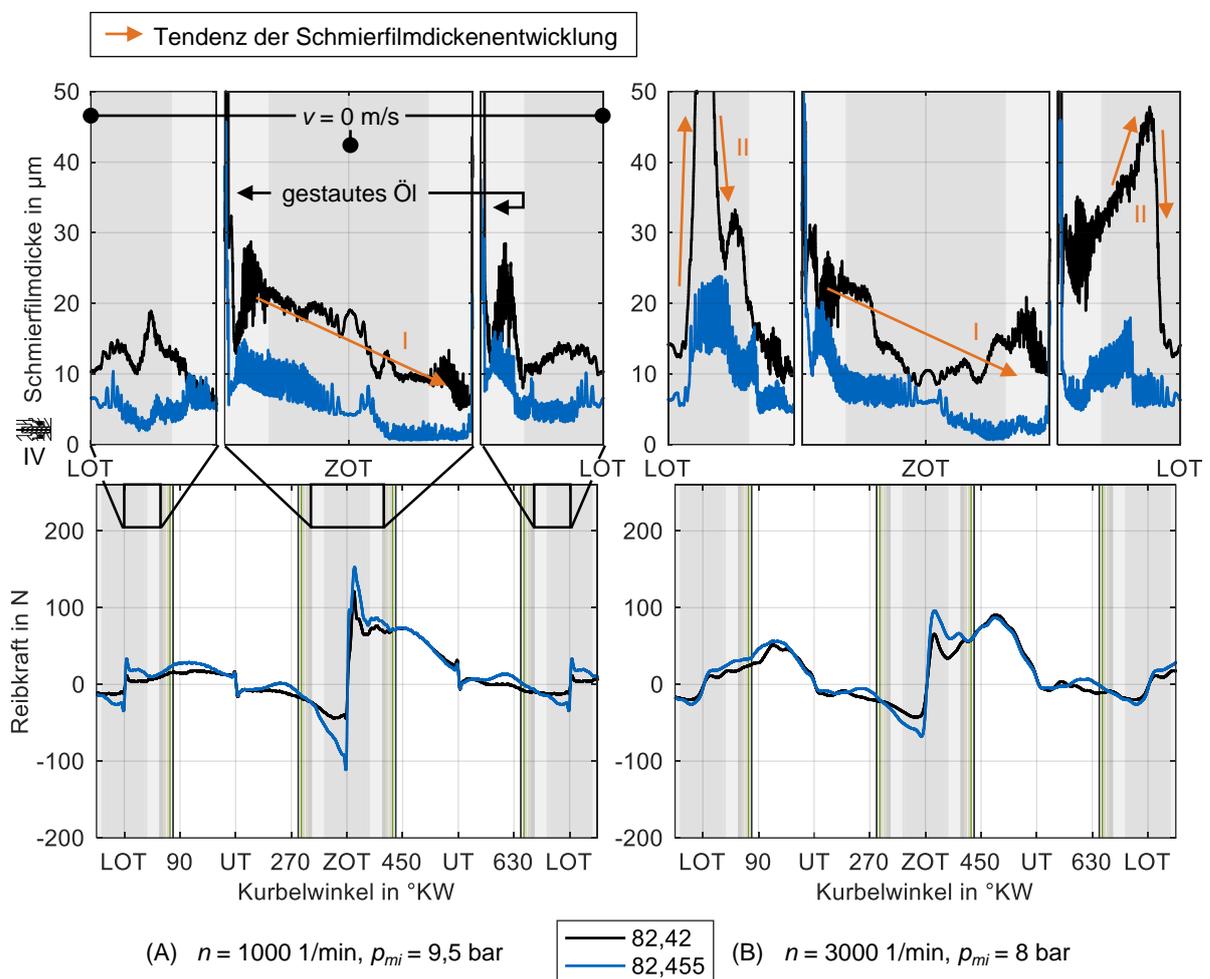


Abbildung 61: Schmierfilm und Reibkraft der zwei Versuchskolben, mit Kolbenkühl-düse

Insgesamt sind nach Abbildung 60 die Unterschiede zwischen den Kolben hinsichtlich des Reibmitteldrucks bei der niedrigsten Drehzahl und Last am geringsten, da bei beiden Kolben aufgrund des geringen Wärmeeintrags genügend Laufspiel vorhanden ist. Die Analyse der Schmierfilmdicken lässt sowohl in Abbildung 60 als auch in Abbildung 61 in weiten Bereichen mehr als doppelt so große Schmierfilme im Kolbenhemdbereich des Referenzkolbens erken-nen. Ebenso im Bereich des Übergangs vom unteren auf das obere Kolbenhemd wird das

sichtbar. Hier verfügen beide Kolben über den größten Durchmesser. Trotzdem werden an dieser Stelle vor dem LOT und nach dem LOT Schmierfilmdicken größer 5 bzw. 10  $\mu\text{m}$  erreicht. Folglich fällt auch der Reibkraftunterschied nicht sehr markant aus. Die Schmierfilmdickentendenz (I) in Abbildung 61 macht deutlich, dass es aufgrund der zunehmenden Seitenkräfte nach dem ZOT zu einem deutlich Rückgang des Schmierfilms kommt, siehe auch Kapitel 5.1.1. Der kleinere Kolben verfügt aufgrund der höheren Werte in diesem Bereich über deutlich mehr "Laufspielreserve". Die Schmierfilmhöhe ist wichtig, um einschätzen zu können, inwieweit der Kolben verändert werden muss, damit z.B. entweder Akustik oder das Reibungsverhalten verbessert werden können. Außerdem soll ein "Fressen" des Kolbens in jedem Fall vermieden werden.

In der Aufwärtsbewegung vor dem ZOT staut sich Öl am oberen Kolbenhemd auf, welches sich nach unten auf den Kolben verteilen kann. Diese Reserve nimmt mit zunehmendem Kolbendurchmesser ab, da das Kolbenhemd weniger Öl nach oben passieren lässt.

Für den dargestellten Betriebspunkt bei einer Drehzahl von 3000 1/min zeigt sich mit der Tendenz (II), wie sich ein hydrodynamischer Schmierfilm im Bereich des größten Kolbendurchmessers aufbaut. Diese Beobachtung wurde bereits in [97] dokumentiert, jedoch an einer Messstelle mit höherer Geschwindigkeit. Auch hier wird beim kleineren Kolben ein höherer "Schmierfilmberg" aufgebaut, der in reduzierten Reibkräften resultiert.

Insgesamt bietet der Kolben mit mehr Laufspiel auch mehr Schmierfilmreserven auf, um einen Reibkraftvorteil zu generieren. Betrachtet man die Reibkraftverläufe gilt dies für die Mischreibungsgebiete um den oberen Totpunkt und die daran anschließenden Bereiche eines sich aufbauenden hydrodynamischen Schmierfilms. Die kurbelwinkelaufgelösten Reibkräfte und die lokalen Schmierfilmstärken können genutzt werden, um das Laufspiel zu reduzieren und im Zielkonflikt mit Akustik, Blow-By bzw. Ölverbrauch den Kolben zu optimieren. Jedoch muss dafür das gesamte Kennfeld betrachtet werden, insbesondere Kennfeldpunkte mit deaktivierter Öldüse. Dies wird im Teillastbereich oft angewendet, um durch die Vermeidung von Ölpumpverlusten einen Verbrauchsvorteil zu generieren. Im Folgenden sollen die gleichen Betriebspunkte ohne Öldüse für beide Kolben bewertet werden.

#### **Deaktivierte Kolbenkühlöse: Schmierfilmdicke am Kolbenhemd und Reibkraft**

Infolge der schlechteren Ölversorgung ist wiederum hauptsächlich der Bereich am und um den oberen Totpunkt im Betriebspunkt ( $A^*$ ) von der Reibkrafterhöhung betroffen, siehe Abbildung 62. Die Unterschiede werden jedoch markanter als im Betrieb mit Öldüse. Am Betriebspunkt ( $B^*$ ) ist der Reibkraftverlauf der Kolben schließlich in allen Arbeitsspielbereichen sehr verschieden. Im LOT sind die Mischreibungspeaks mehr als achtmal, im ZOT immerhin noch mehr als doppelt so hoch. Im UT treten ebenso beträchtliche Reibkraftunterschiede auf, wie es bei einer Drehzahl von 1000 1/min nicht der Fall ist. Damit ist auch der Reibmitteldruckunterschied der Kolben in ( $A^*$ ) betragsmäßig deutlich niedriger als in ( $B^*$ ).

Bei einer Betrachtung der Schmierfilmdickenverläufe in Abbildung 62 können die mit den Reibkraftunterschieden korrelierenden Schmierfilmtendenzen nachvollzogen werden. Im oberen Kolbenhemdbereich ist in der Aufwärtsbewegung wiederum die größte Schmierfilmreserve vorhanden, auch wenn geringere Werte als mit Öldüse erreicht werden. Im Betriebspunkt ( $A^*$ ) sind auch am größeren Kolben noch Schmierfilmdicken ersichtlich, die über die Oberflächenrauigkeit hinausgehen. Die geringsten Werte sind nach ZOT zu finden, womit auch die Reib-

kräfte in diesem Bereich sehr hoch werden. Dafür verantwortlich sind die hohen Flächenpressungen durch den Brennraumdruck. Im Betriebspunkt (B\*) bewegt sich der größere Versuchskolben in Überdeckung zur Laufbuchse. Dafür spricht, dass die Schmierfilme extrem gering sind und kaum schwanken. Bemerkenswert ist vor allem, dass im Bereich des größten Kolbendurchmessers – siehe Abbildung 62 oder Abbildung 79 – der Schmierfilm fast auf 0  $\mu\text{m}$  absinkt. Sogar die hohen Seitenkräfte im Arbeitstakt können den Schmierfilm nicht weiter verringern. Dass es sich um einen Betrieb in Überdeckung handelt, wird auch durch die Entwicklung der Reibmitteldrücke in Abbildung 60 gestützt. In dieser steigen die Reibmitteldrücke ohne Kolbenkühl Düse bei höheren Drehzahlen und Lasten für den Kolben mit dem Nenndurchmesser von 82,455 mm verhältnismäßig sehr stark an.

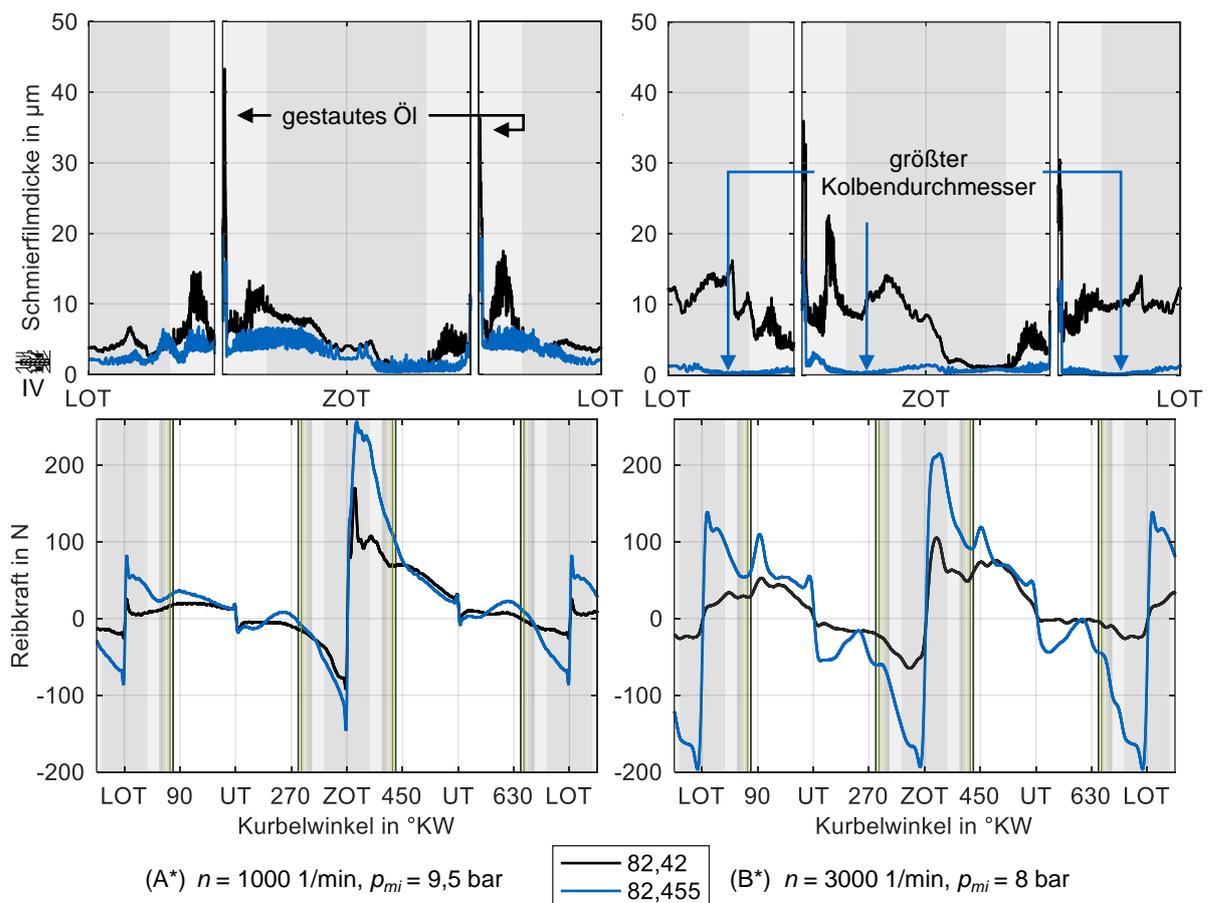


Abbildung 62: Schmierfilm und Reibkraft der zwei Versuchskolben, ohne Kolbenkühl Düse

Durch die begleitende Messung der Schmierfilmdicken wird geschlussfolgert, dass sich der größere Versuchskolben in Überdeckung mit der Laufbuchse bewegt. Schmierfilmhöhen, die bis in den Bereich der Oberflächenrauigkeit zurückgehen, lassen erkennen, dass hier mit erhöhtem Verschleiß zu rechnen ist. Ferner sorgen sie für sehr hohe Reibmitteldrücke, die für einen Serienbetrieb nicht sinnvoll sind. Mittels der Messtechnik lassen sich somit Betriebsgrenzen sinnvoll definieren bzw. Komponenten für die gewünschten Betriebsbedingungen auswählen. Im Folgenden werden die Schmierfilmdickenmessungen aus dem Kolbenringbereich vorgestellt, die einen Hinweis auf den Ölverbrauch geben, wie in Kapitel 5.2.3 mittels Ölverbrauchsmessung bestätigt wird.

### Schmierfilmdicken im Kolbenringbereich

Wegen des größeren Durchmessers am Kolbenhemd ergeben sich bei der größeren Versuchskomponente im Betrieb nicht nur geringere Schmierfilmdicken zwischen Kompressionsring 1 und Laufbuchse, sondern auch am Feuersteg, wie es die Abbildung 63 veranschaulicht. Am Feuersteg wird dafür der Durchschnitt aus den Mittelwerten der einzelnen Arbeitstakte gebildet. Am Kompressionsring wird im jeweiligen Arbeitstakt die minimale Schmierfilmhöhe bestimmt und daraus der Mittelwert für das Arbeitsspiel errechnet.

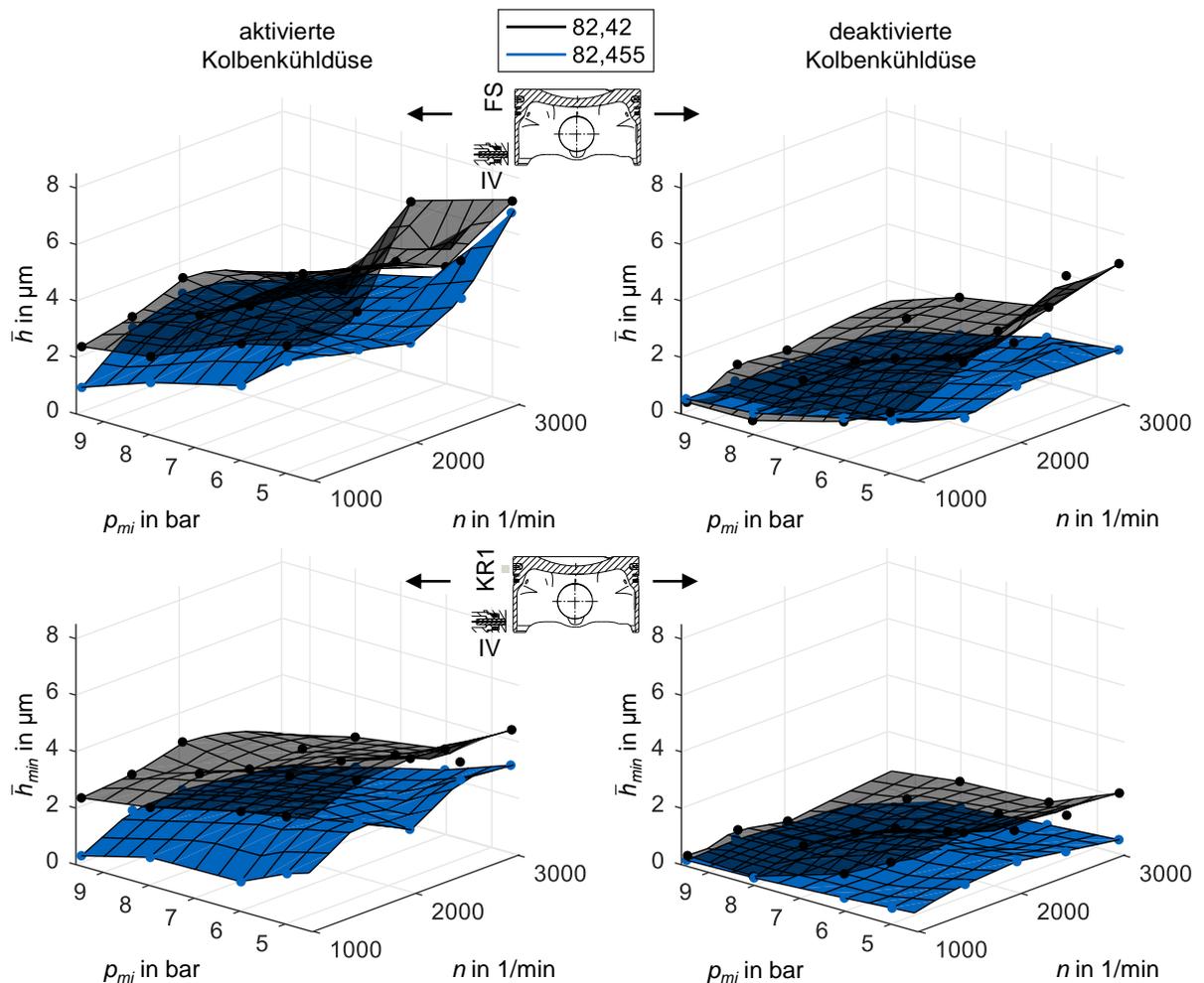


Abbildung 63: Schmierfilmdickenkennfeld der zwei Versuchskolben am Feuersteg und Kompressionsring 1

Insgesamt fällt mit zunehmender Last das Schmierfilmniveau ab, wie bereits in Kapitel 5.1.3 gezeigt wurde. Ohne Kolbenkühl-düse sind die Schmierfilmniveaus insgesamt niedriger. Weiterhin ergeben sich ohne Spritzdüse die größten Unterschiede zwischen den Kolben bei kleinen Lasten und gleichzeitig hohen Drehzahlen. Mit Steigerung der Drehzahl wird mehr Öl von der Kurbelkröpfung abgeworfen. Niedrige Lasten sorgen für mehr Laufspiel und das Öl kann bis ins Ringpaket bzw. an den Feuersteg gelangen. Mit Kolbenkühl-düse ist diese Tendenz nicht ausgebildet, da über die Spritzdüse konstant ausreichend Öl nachgefördert wird. Am Kompressionsring 1 ergeben sich dadurch sogar relativ gleichmäßige Schmierfilmdifferenzen.

Durch die größere Schmierfilmstärke am ersten Kompressionsring des Referenzkolbens wird auch der Feuersteg mit mehr Öl versorgt. Insgesamt lässt das Kolbenhemd des größeren Kolbens – zumindest auf der Druckseite – weniger Öl ins Ringpaket durch. In Kurbelwellenachse kann mit der vorhandenen Messtechnik keine Aussage getroffen werden, da hier das Kolbenhemd nur wenig Einfluss hat. Trotzdem lässt die Höhe der Schmierfilme schlussfolgern, dass der Ölverbrauch des zweiten Versuchskolbens geringer ausfällt, auch ohne den Einsatz von Ölverbrauchsmesstechnik. Im folgenden Kapitel wird ein vermehrter Ölverbrauch gemessen, wenn höhere Schmierfilme am ersten Kompressionsring auftreten, was diese These stützt.

### 5.2.3 Tangentialkraft des Ölabstreifings

Bei der Auslegung des Ölabstreifings besteht der Zielkonflikt, dass genügend Öl nach unten in das Kurbelgehäuse abgestreift wird und gleichzeitig die Vorspannung bzw. die dadurch bedingten Flächenpressungen nicht so groß sind, sodass der Reibmitteldruck zu sehr steigt. Wird die Vorspannung zu niedrig gewählt, kann dies zu sehr hohen Ölverbräuchen und Schadstoffbelastungen führen.

Tabelle 12 zeigt, dass ein zweiteiliger Ölabstreifring aus dem Referenzmotor mit zwei variierenden Federn versehen wird. Die Vorspannung wird sowohl um ca. 53 Prozent verringert als auch um 100 Prozent erhöht. Der Dachfasenring wird nicht gewechselt, lediglich die Schlauchfeder getauscht.

Bauteil	Vorspannung	Tangentialkraft gemessen
Dachfasenring mit unterschiedlichen Schlauchfedern (2-teilig)	verringert	6,7 N
	Serienzustand	14,4 N
	erhöht	28,8 N

Tabelle 12: Variation der Tangentialkraft am Ölabstreifring (2-teilig)

Ausgehend vom Referenzzustand (= Serienzustand) werden die Reibmitteldruckkennfelder mit verringerter und vergrößerter Tangentialkraft ermittelt, siehe Abbildung 64. Insgesamt ergeben sich bei 28,8 N Tangentialkraft verhältnismäßig klarere Unterschiede im Reibmitteldruck an der Kolbengruppe. Dies liegt vornehmlich an der fast doppelt so großen betragsmäßigen Änderung der Vorspannkraft im Verhältnis zur Schlauchfeder mit 6,7 N.

Abbildung 65 stellt die Reibkraftverläufe bei dem Betriebspunkt mit der höchsten Drehzahl und Last im gesamten Kennfeld dar, welcher durch die Aufladung des Versuchsmotors erreicht wird. Die relativ geringen Veränderungen im Reibmitteldruck erfordern die Vergrößerung einzelner Bereiche, in denen die unterschiedlichen Reibkräfte ersichtlich sind. Die Abweichung in diesem Kennfeldpunkt beträgt lediglich ca. drei Prozent für beide Varianten. Das Detail B veranschaulicht den LOT, an dem deutliche Unterschiede im Mischreibungsgebiet zu sehen sind.

Im linken Kennfeld der Abbildung 64 ist ein Bereich hervorgehoben, an dem mit geringerer Vorspannung gleiche oder zum Teil höhere Reibmitteldrücke erreicht werden. Für die Herausarbeitung der Unterschiede zwischen diesem Kennfeldbereich und den übrigen Betriebspunkten wird in der Abbildung 67 der Betriebspunkt (A) und (B) aus Abbildung 64 hinsichtlich Reibkraft und Schmierfilm genauer betrachtet. Dafür werden kolbenseitige Lichtleiter an den Ringstegen und am Kolbenhemd genutzt. Der Betriebspunkt mit einer Drehzahl von 1000 1/min und einem indizierten Mitteldruck von 15 bar bildet eine Ausnahme, siehe Erläuterung im Anhang A.7 auf Seite 146.

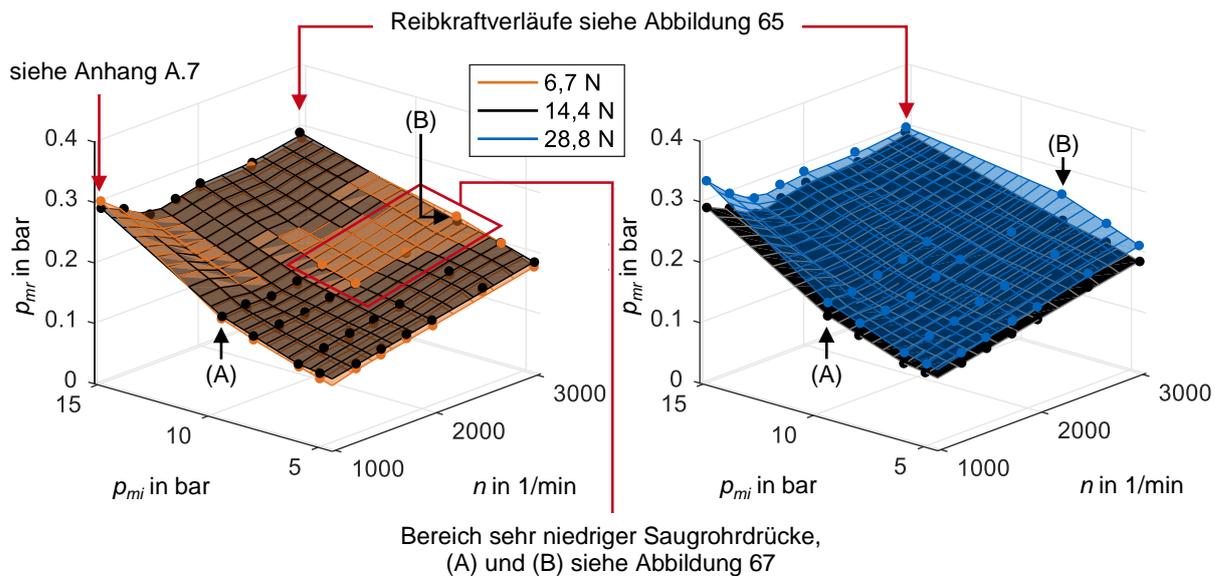


Abbildung 64: Reibmitteldruckkennfelder  $F_T$  Variation

Im linken Reibkraftdiagramm der Abbildung 67 ergibt sich ein ähnliches Bild wie in der Abbildung 65. Erwartungsgemäß bringt eine Reduzierung der Vorspannung Reibkraftvorteile, eine Erhöhung führt hingegen zu Nachteilen. Am Kolbenhemd verursacht die Tangentialkraftvariation nahezu keine Unterschiede in der Ausbildung des Schmierfilms. Am Ringsteg 1 hingegen führen beiden Varianten zu größeren Ölsammlungen. Aufgrund der hohen Vorspannung von 28,8 N wird von diesem Abstreifring auch Öl nach oben ins Ringpaket geschoben. Das Ergebnis dieses "Pumpeffekts" lässt sich an der Schmierfilmdickenmessung am Ringsteg 1 erkennen. Das wiederum wirkt sich nachteilig auf den Ölverbrauch aus.

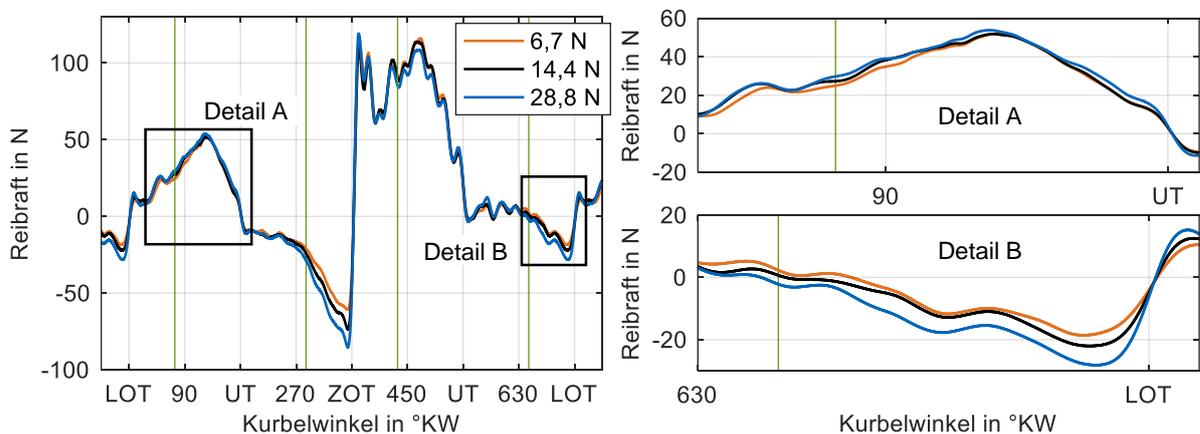


Abbildung 65: Reibkraftverläufe  $F_T$  Variation bei  $n = 3000$  1/min,  $p_{mi} = 15$  bar

Im rechten Teil der Abbildung 67 am Betriebspunkt (B) wird saugmotorisch die höchste Last und Drehzahl erzielt. Die Analyse der Kolbensekundärbewegung bei dieser Drehzahl und Last verdeutlicht (siehe Abbildung 67), dass der Kolben vornehmlich mit der Krone zur Druckseite gekippt ist (negativer Kippwinkel). Damit ist für die Höhe der Reibkraft der Schmierfilm am oberen Kolbenhemd der Druckseite sehr bedeutsam. Die verringerte Schmierfilmdicke in diesem Bereich bei der Vorspannung von 6,7 N erklärt sich bei der Betrachtung der Ölmenge am

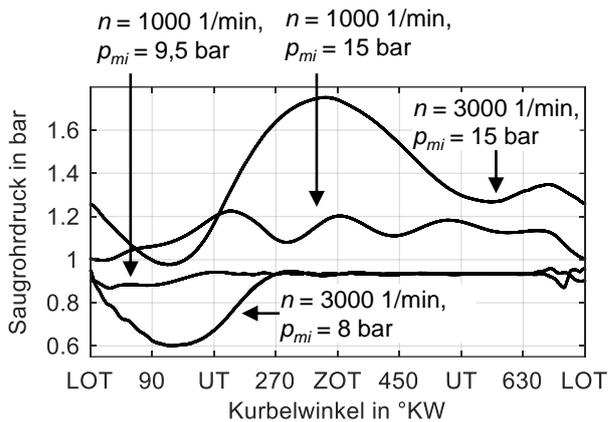


Abbildung 66: Saugrohrdrücke

Ringsteg 2. Es lässt sich erkennen, wie der Ölabstreifring mit der sehr schwachen Vorspannung Öl nach oben passieren lässt. In sehr viel geringerer Ausprägung trifft das auch auf die stärkste Feder zu. Dies geschieht durch die niedrigen Saugrohrdrücke beim Ansaugen, wie der Druckverlauf für eine Drehzahl von 3000 1/min bei 8 bar indiziertem Mitteldruck in Abbildung 66 veranschaulicht. So wird bei diesem Betriebspunkt mit ca. 0,6 bar Absolutdruck ein starker Sog auf das Öl Richtung Brennraum verursacht. Durch die Veränderung der Kolbenhemdschmierung im oberen Bereich

hebt sich der Vorteil durch die geringere Vorspannung des Abstreifrings auf bzw. wird zum Teil sogar überkompensiert. Bei der 28,8 N Feder ist ebenso im Reibmitteldruckkennfeld bei einer Drehzahl von 3000 1/min und 8 bar indiziertem Mitteldruck ein prozentual größerer Unterschied zur Referenz ersichtlich als in den übrigen Betriebspunkten.

Bei einer Drehzahl von 1000 1/min und einem indiziertem Mitteldruck von 9,5 bar befindet sich bei Verwendung der 6,7 N Feder in allen Arbeitsspielbereichen am Ringsteg 2 deutlich mehr Öl als bei den anderen Federvarianten. Trotzdem ist die Schmierung am oberen Kolbenhemd hiervon nicht betroffen und zeigt keine Unterschiede für die verschiedenen Vorspannungen. Hier darf angenommen werden, dass aufgrund des stärkeren Sogs bei einer Drehzahl von 3000 1/min und 8 bar indiziertem Mitteldruck eine höhere Transportgeschwindigkeit auftritt. Dadurch wird die Ölmenge am oberen Kolbenhemd effektiver verringert. Dafür sprechen die betragsmäßig höheren Schmierfilme am Ringsteg 2 im Betriebspunkt (B) beim Ansaugen.

In Frage kommen auch "Fördereffekte" durch Kolbensekundärbewegungen. Alle "förderwirksamen" Kolbensekundärbewegungen sind in Abbildung 67 veranschaulicht. Demgemäß bewegt sich der Kolben bei einer Drehzahl von 3000 1/min nach dem LOT aus einer relativ neutralen Lage bis zum ZOT zweimal mit der Kolbenkrone zur Druckseite (negativer Kippwinkel). Denkbar ist, dass bei ersterer durch die Kombination mit dem starken Unterdruck im Brennraum Öl vom oberen Kolbenhemd Richtung Ringpaket gefördert wird. Bei einer Drehzahl von 1000 1/min (siehe Abbildung 67) hingegen bewegt sich der Kolben aus einer neutralen Lage nach LOT bis zum ZOT mit der Kolbenkrone zur Gegendruckseite (positiver Kippwinkel). Demzufolge wird ein größerer Schmier spalt am oberen Kolbenhemd geschaffen. Der ansteigende Kompressionsdruck sorgt dafür, dass das Öl nach unten transportiert wird. Diese Theorie wird durch die Schmierfilmdicke am Ringsteg 2 im Betriebspunkt (A) der Abbildung 67 gestützt. Diese sinkt für 6,7 N Vorspannkraft aufgrund des nach unten gerichteten Öltransports vom UT bei 180 °KW bis zum ZOT und erreicht den niedrigsten Wert im gesamten Verlauf am ZOT. Erst nach ZOT, mit der deutlichen Drehbewegung der Kolbenkrone Richtung Druckseite, wird wieder mehr Öl vor die Messstelle am Ringsteg 2 geschoben. Dies wiederum stützt, dass eine Drehbewegung des Kolbens mit der Krone Richtung Druckseite einen "Fördereffekt" nach oben bewirkt. Bei einer Drehzahl von 3000 1/min ist die Drehbewegung in eine negative Kipp-lage kurz vor und nach ZOT weniger markant. Außerdem herrschen keine Unterdrücke mehr im Brennraum vor, weshalb die Annahme getroffen wird, dass daher auch die Ölmenge am zweiten Ringsteg wieder abnimmt. Ferner ist weniger förderbares Öl am oberen Kolbenhemd.

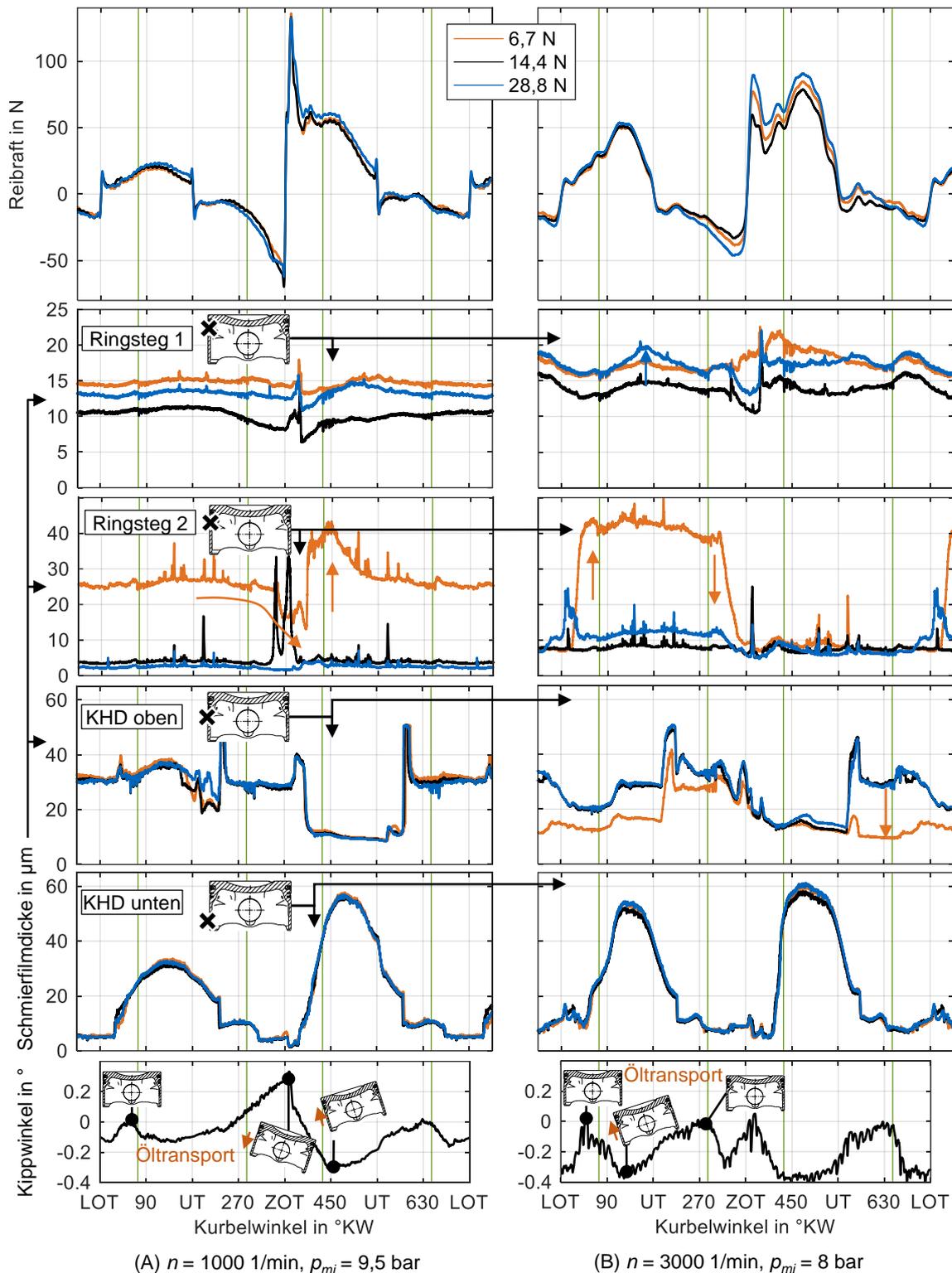


Abbildung 67: Reibkraftverläufe und Schmierfilmdicken  $F_T$  Variation

Eine vergleichbare Beschreibung zum Einfluss der Drehzahl bzw. Kolbensekundärbewegung auf die Schmierungsverhältnisse am Kolben findet sich auch auf S. 83 ff. Wie zuvor beschrieben wurde und in Abbildung 67 zu sehen ist, wird die Reibkraft neben der veränderten Flächenpressung am Ölabbstreifer durch die Veränderung des Ölhaushalts im Bereich oberhalb des Abstreifers beeinflusst. Für die Abbildung 68 ist die über alle vier Arbeitstakte gemittelte

minimale Schmierfilmstärke des kolbenseitigen Lichtleiters am Ringsteg 1 ausgewertet. Wie auch anhand der Schmierfilmverläufe in der Abbildung 67 deutlich wird, führt sowohl die Verringerung als auch die Erhöhung der Tangentialkraft zu mehr Öl im Ringsteg 1. Den Einfluss der veränderten Vorspannung auf den Ölhaushalt im Ringpaket bestätigt die laufbuchsenseitige Messstelle IV. Die gemessenen minimalen Schmierfilmdicken an den Kompressionsringen sind dafür über die Arbeitstakte gemittelt in der Abbildung 69 aufgezeigt.

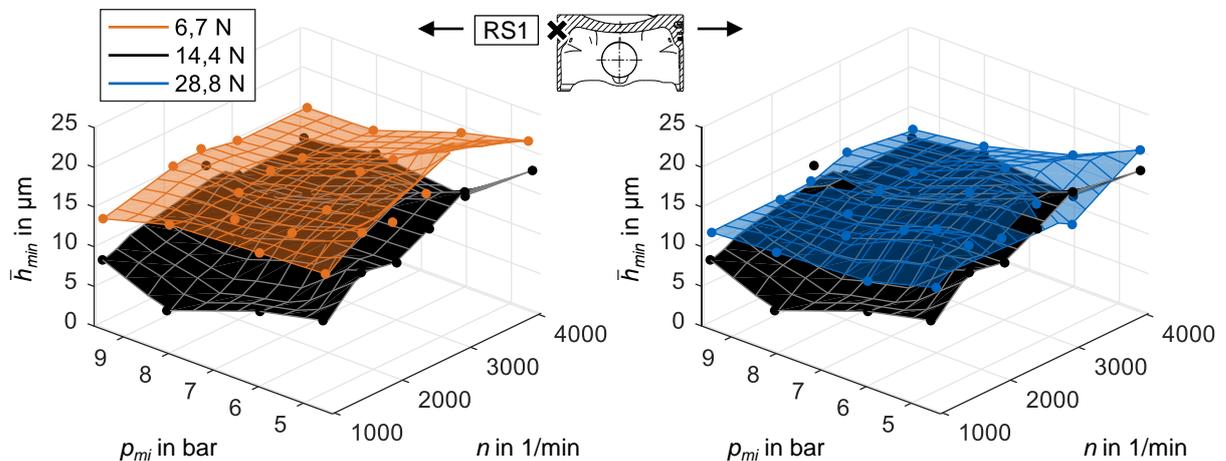


Abbildung 68: Schmierfilmdicken  $F_T$  Variation am Ringsteg 1

Am Ringsteg 1 in Abbildung 68 wird sichtbar, dass die 6,7 N Vorspannung zu einer größeren Ölmenge als die Referenzvorspannung und die 28,8 N Variante führt. Dabei handelt es sich um den saugmotorisch betriebenen Kennfeldbereich, in dem keine eindeutige Drehzahl- oder Lastabhängigkeit der Schmierfilmdifferenzen erkennbar sind.

Von der Laufbuchse aus wird im kompletten Kennfeld bis 15 bar indiziertem Mitteldruck gemessen, siehe Abbildung 69. Auffallend ist, dass im saugmotorischen Bereich betragsmäßig etwas größere Unterschiede zwischen der Referenz und den Vorspannvarianten herrschen. Im aufgeladenen Betrieb liegt ein anderes Druckgefälle vor und die Unterschiede zur Referenz sind etwas geringer.

Die Erhöhung des Ölangebots an den Kompressionsringen führt im Allgemeinen zu einer Verringerung der Reibkraft und bringt damit einen positiven Effekt hinsichtlich des Reibmitteldrucks. Als negativ ist die vergrößerte Ölmenge am ersten Kompressionsring in Bezug auf den Ölverbrauch zu sehen. Dadurch wird erreicht, dass mehr Öl an der Laufbuchse verbleibt, während der Kolben sich nach unten bewegt. Dieses kann abdampfen und gelangt verbrannt oder unverbrannt in den Abgastrakt. Ferner kommt vermehrt Öl an den Feuersteg und kann von dort in Form von Öltröpfen in den Brennraum abgeschleudert werden. Dieser Effekt, getrieben von den Massenkräften, tritt vor allem bei hohen Drehzahlen auf.

Innerhalb des Projekts Kolbenring-Öltransport II [226] wurde der Ölverbrauch am Versuchsmotor für die verschiedenen Federn untersucht. Ermittelt wurden die Kennfelder aus der Abbildung 70. Gemessen wurde ausschließlich im saugmotorischen Kennfeldbereich und bis zu einer Drehzahl von 4000 1/min.

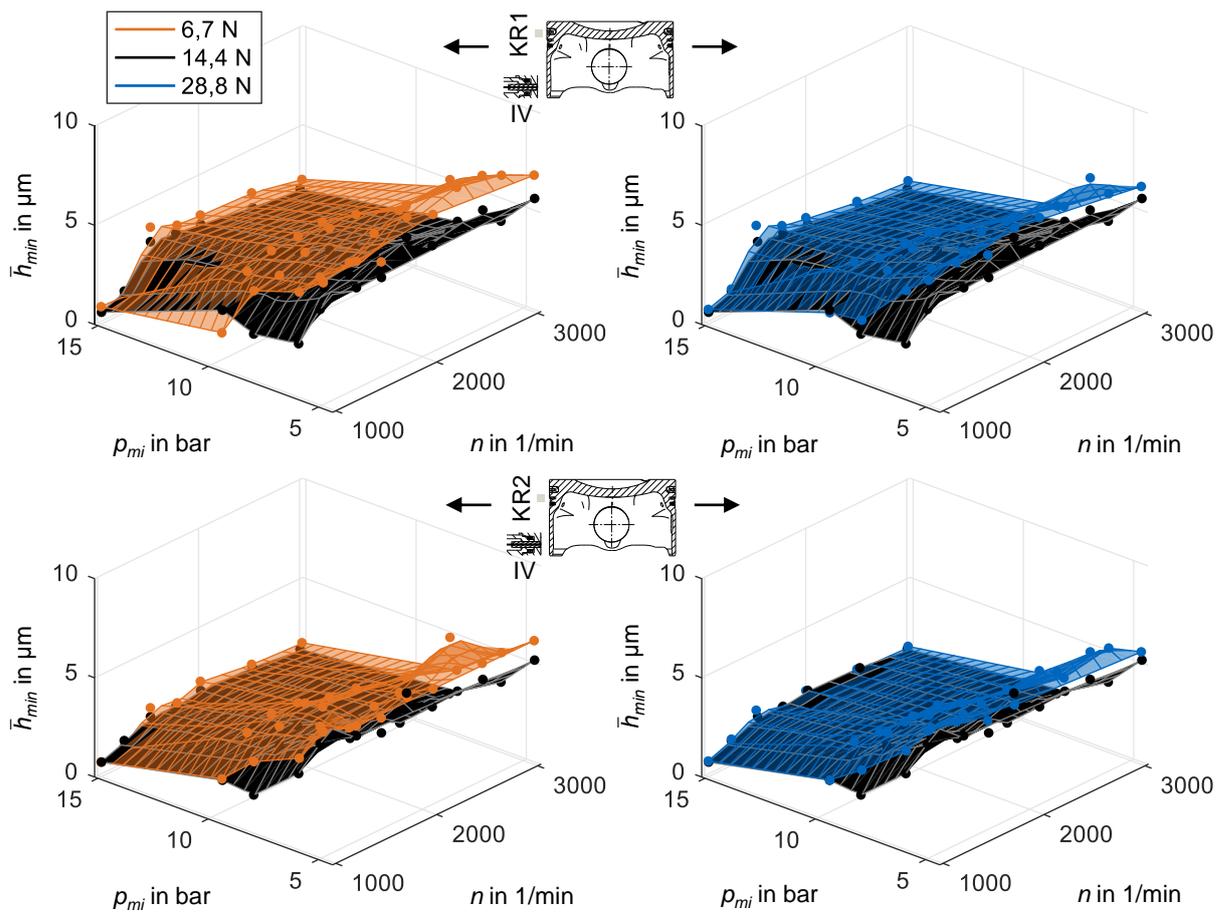


Abbildung 69: Schmierfilmdicken  $F_T$  Variation am Kompressionsring 1 und 2

Mit der Vorspannung von 6,7 N ist der Ölverbrauch im gesamten Kennfeld höher. Die Vorspannung von 28,8 N verursacht bis Drehzahlen von 3000 1/min durch den "Pumpeffekt" – durch die hohe Flächenpressung wird auch Öl nach oben abgestriffen bzw. gefördert – nahezu gleiche Ölverbräuche wie die Referenzvorspannung. Oberhalb wird der Ölverbrauch mit der Vorspannung von 28,8 N sogar noch beträchtlicher. Insbesondere betroffen sind die höheren Lasten. Die Ölverbrauchsdiagramme korrelieren damit tendenziell mit der Messung der Ölmenge am ersten Ringsteg. In dieser verfügt jedoch der Kolben für die 6,7 N Vorspannung über etwas mehr Öl in diesem Bereich. Außerdem weisen die Schmierfilme an den Kompressionsringen grundsätzlich auf den vermehrten Ölverbrauch hin.

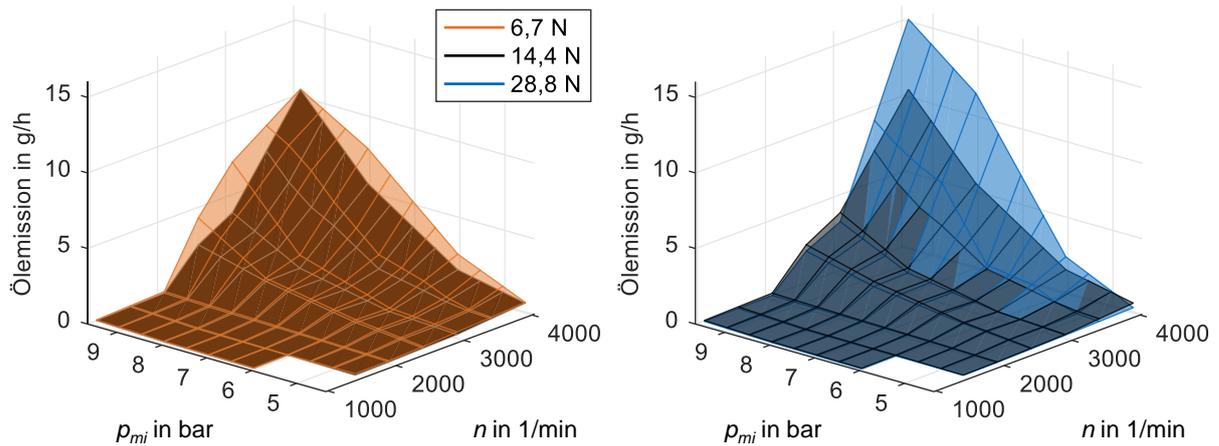


Abbildung 70: Ölverbrauch  $F_T$  Variation nach [226]

Somit lassen sich durch die Schmierfilmdickenmessungen bereits Indizien für die Veränderungen am Ölverbrauch finden, ohne eine Ölverbrauchsmesstechnik am Prüfstand einsetzen zu müssen. Für Grundlagenuntersuchungen ist die kurbelwinkelaufgelöste Bestimmung der Ölverbrauchsmechanismen ohnehin wertvoller als eine integrale Ölverbrauchsmessung.

Als Fazit wird gezogen, dass die Referenzfeder mit 14,4 N es gut vermag, sich an die Oberfläche der Laufbuchse anzupassen und über genügend Flächenpressung verfügt, in Hinblick auf den Ölverbrauch ausreichend Öl nach unten abzustreifen. Die Feder mit 6,7 N schafft dies nicht und lässt zu viel Öl ins Ringpaket passieren. Die Feder mit 28,8 N streift zwar nach unten Richtung Kurbelgehäuse genügend Öl ab, sie kann jedoch auch nicht verhindern, dass Öl, welches durch die Oberflächenrauigkeit der Laufbuchse gehalten wird, abdampft. Außerdem führt die hohe Vorspannung zu einem "Pumpvorgang" ins Ringpaket. Das Öl kann nicht nach unten ins Kurbelgehäuse abtransportiert werden und verdampft schließlich, wenn es über die restlichen Kolbenringe an den Feuersteg gelangt. Bei hohen Drehzahlen wird das Öl auch vom Kolben direkt in den Brennraum abgeschleudert. Somit wird mit ansteigender Drehzahl der negative Einfluss auf den Ölverbrauch sichtbar.

Mit der vorliegenden Messtechnik und den Erkenntnissen aus diesem Kapitel wird es möglich das Zusammenwirken aus Kolben und Ölabbstreifring zu optimieren. Hierbei sind Anpassungen der Kolbenform denkbar. Beispielsweise bedeutet eine Vergrößerung des unteren Kolbenhemddurchmessers auf der Gegendruckseite, dass die Drehbewegung der Kolbenkrone in Richtung Druckseite weniger stark ausgeprägt ist. Somit ist die Kombination mit einem Ölabbstreifring geringerer Vorspannung realisierbar, um im Bereich hoher saugmotorischer Drehzahlen und Lasten keinen Nachteil hinsichtlich der Reibung zu erzeugen. Der Verschlechterung im Ölverbrauch ist entweder durch eine Anhebung der Vorspannung am Ölabbstreifring zu begegnen oder es werden die Erkenntnisse aus dem Kapitel 5.2.2 genutzt. Dort wurde festgestellt, dass eine Verkleinerung des Einbauspiels eine Reduzierung des Transports von Öl Richtung Brennraum realisiert. Für den Einsatz von Berechnungsprogrammen bei der Untersuchung von Kolbengruppenvarianten sind die hier eingesetzten Messtechniken und Ergebnisse eine gute Validiermöglichkeit.

### 5.2.4 Ölabstreifringtyp

In diesem Kapitel wird ein weiterer Versuch bezüglich einer Variation am Ölabstreifring vorgestellt. Ausgehend vom Dachfasenring mit Schlauchfeder aus dem vorherigen Kapitel wird zusätzlich ein dreiteiliger Ölabstreifring mit der Vorspannung aus dem Referenzmotor eingesetzt.

Neben der Untersuchung des Einflusses auf die Reibung wird vornehmlich die Veränderung des Ölhaushalts im Ringpaket beleuchtet, womit gemäß dem Kapitel 5.2.3 eine Einschätzung zum Ölverbrauch gegeben wird.

Bauteil	Vorspannung	Tangentialkraft gemessen
Dachfasenring mit Schlauchfedern (2-teilig)	Serienzustand	14,4 N
3-teiliger Ölabstreifring, MF-System (3-teilig)	Serienzustand	13,2 N

Tabelle 13: Variation des Ölabstreifringtyps

Trotz des etwas geringeren Vorspannungswerts führt der Einbau des dreiteiligen Ölabstreifrings zu einem angehobenen Reibmitteldruck. Dies betrifft insbesondere höhere Lasten, die saugmotorisch erreicht werden. Im aufgeladenen Teil des Kennfelds sind Unterschiede kaum noch auszumachen. Eine Ausnahme hierzu wird im Anhang A.7 auf Seite 146 erklärt. Wird der Kennfeldpunkt bei einer Drehzahl von 3000 1/min und 8 bar indiziertem Mitteldruck herangezogen, lässt sich am Ringsteg 2 während des Ansaug- und Kompressionstakts mehr Öl nachweisen. Der Ölabstreifring scheint ähnlich zum zweiteiligen Abstreifer mit 6,7 N Vorspannung in diesem Bereich nicht so gut wie der zweiteilige Serienölabstreifer zu arbeiten. Am oberen Kolbenhemd ist ein nahezu gleicher wenn auch etwas kleinerer Schmierfilm zu erkennen. An diesem Betriebspunkt ist der deutlichste Reibmitteldruckunterschied vorhanden. Bei gleicher Drehzahl und mit Ladedruck ist bei 15 bar indiziertem Mitteldruck kein Unterschied ersichtlich, was darauf schließen lässt, dass diese Variante für den aufgeladenen Betrieb abgestimmt ist und deswegen in diesem Kennfeldbereich ein besseres Abstreifverhalten aufzeigt.

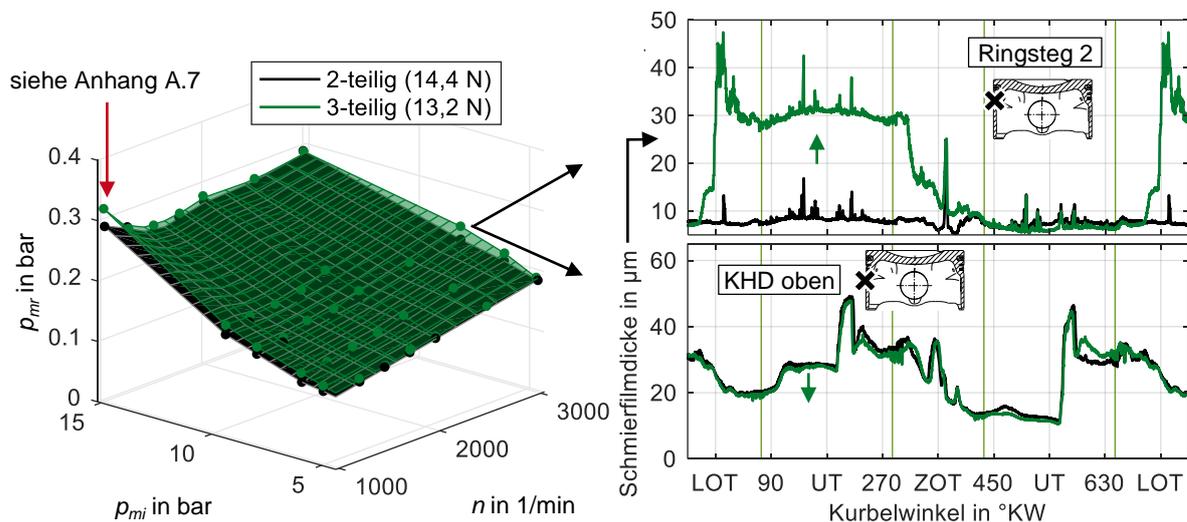


Abbildung 71: Reibmitteldruckkennfeld und Schmierfilmdicke Ölabstreifringtyp Variation

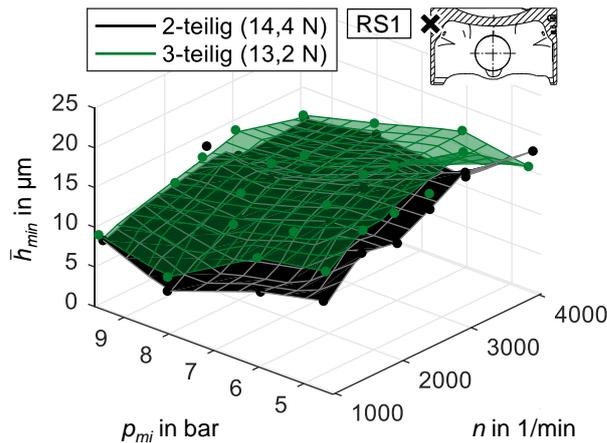


Abbildung 72: Schmierfilmdicken Ölabbstreifringtyp Variation am Ringsteg 1

Die Schmierfilmdicke am Ringsteg 1 in Abbildung 72 zeigt, dass der dreiteilige Ölabbstreifring eine geringere Abstreifwirkung im saugmotorischen Kennfeldbereich hat.

Eine ähnliche Tendenz im saugmotorischen Kennfeldbereich ist auch an den Kompressionsringen vorhanden, wie in der Abbildung 73 verdeutlicht ist. Besonders davon betroffen ist wiederum der Bereich niedriger Saugrohrdrücke. Im aufgeladenen Kennfeldbereich hingegen sind, ähnlich zum Reibmitteldruck, keine erhöhten Werte erkennbar. Zum Teil liegen die Schmierfilmstärken sogar etwas unter denen des zweiteiligen Rings.

Der Ölverbrauch für diese Variante wird nicht vermessen. Unter dem Aspekt, dass bei der Variation der Vorspannung am zweiteiligen Ring die Tendenzen bezüglich der Ölmenge im Ringpaket mit der Ölverbrauchsmessung grundsätzlich übereinstimmen, lassen die ausgewerteten Schmierfilmstärken die folgenden Aussagen zu.

Im saugmotorischen Kennfeldbereich werden keine Ölverbrauchsvorteile des dreiteiligen Ölabbstreifrings vorhergesagt. Hier ist tendenziell eine Erhöhung des Ölverbrauchs zu erwarten. Wird dagegen mit Ladedruck gefahren, sind keine Nachteile des dreiteiligen Ölabbstreifrings abzusehen. An den meisten Punkten bei 15 bar indiziertem Mitteldruck liegt die Schmierfilmstärke etwas unterhalb der des zweiteiligen Rings, weshalb auch Ölverbrauchsvorteile möglich sind.

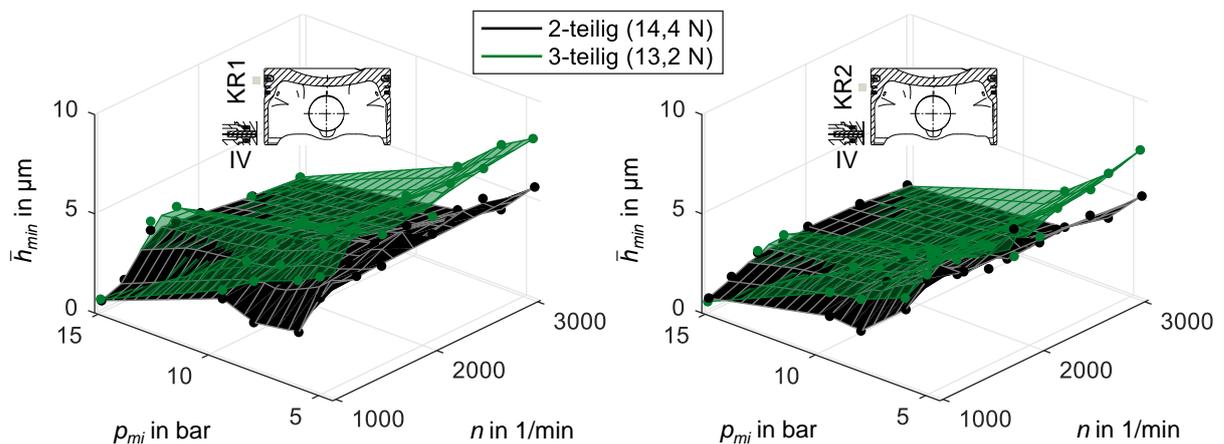


Abbildung 73: Schmierfilmdicken Ölabbstreifringtyp Variation am Kompressionsring 1 und 2

### 5.2.5 Diskussion der Ergebnisse

In Kapitel 5.2 ist der Einfluss geänderter Bauteilparameter am Kolben und am Ölabstreifring auf die Reibkraft und den Schmierfilm beschrieben. Zusammengefasst betrachtet ist folgendes festzuhalten.

- Ein sorgfältiger Einlauf der Komponenten ist wichtig, sodass die tatsächlichen Veränderungen an den Komponentenvarianten mit hoher Ergebnisqualität untersucht werden.
- Sowohl die Variation des Einbauspiels als auch die Veränderungen am Ölabstreifring verursachen Unterschiede in der Reibkraft und im Schmierfilm, die mittels des Versuchsträgers aufgelöst werden.
- Hinsichtlich der Laufspielvariation wird ein Kennfeldbereich sichtbar, in dem es zu einer starken Überdeckung zwischen Kolbenhemd und Laufbuchse kommt. In diesem Bereich steigen die Reibkräfte bzw. Reibmitteldrücke stark an und der Schmierfilm geht im Bereich des größten Kolbenhemddurchmessers auf beinahe  $0\ \mu\text{m}$  zurück. Das liefert auch einen Hinweis auf mehr Verschleiß am Graphit des Kolbenhemds. Die Messtechnik bietet demnach ein wichtiges Hilfsmittel zur Auslegung des Kolbenprofils. Insbesondere ohne Kolbenkühlöse gefahrene Kennfeldbereiche können bewertet werden, was bei Motoren mit einer abschaltbaren Spritzöse wichtig ist. Dies wird durchgeführt, um im niedrigen und mittleren Lastbereich Verbrauchsvorteile durch eine reduzierte Energieaufnahme der Ölpumpe zu erreichen. Zukünftig können Lichtleiter am zweiten Versuchskolben sowie Sensoren zur Sekundärbewegungsmessung helfen den Schmierhaushalt noch genauer zu verstehen.
- Der Kolben und die Kolbenringe müssen aufeinander abgestimmt werden. Wichtig für das Einhalten zukünftiger Emissionsgesetzgebungen ist die Kontrolle des Ölverbrauchs. Mit dem Versuchsmotor ist die bessere Beherrschung des Zielkonflikts aus Ölverbrauch und Reibung möglich. Die Kolben lassen sich so auslegen, dass in einem bestimmten Kennfeld ein überproportionaler Anstieg der Reibkraft vermieden wird. Eine andere Herangehensweise kann die Anpassung des Abschaltkennfelds der Kolbenkühlöse sein, beispielsweise für den Versuchskolben mit  $82,455\ \text{mm}$  Nenndurchmesser. Der Kolben verfügt folglich über die gewünschten akustischen Eigenschaften und eine adäquate Ölabstreifwirkung. Letzteres ist über Messungen des Schmierfilms am ersten Kompressionsring und darüber vorhersagbar. Zusätzliche Ölverbrauchsmessungen sind jedoch als hilfreich anzusehen. Weiterhin ist die Abstimmung des Ölabstreifrings in Bezug auf Reibung und Ölverbrauch durchführbar. Der Zielkonflikt niedrigere Reibung und dafür erhöhter Ölverbrauch oder umgekehrt ist für den Versuchsmotor bestmöglich auflösbar. Die Serienvorspannung bietet moderate Reibkräfte bei mäßigem Ölverbrauch. Änderungen führen lediglich im Falle der  $6,7\ \text{N}$  Vorspannkraft zu leicht verringerten Reibkräften in den meisten Kennfeldbereichen. Der Ölverbrauch steigt dadurch im gesamten Kennfeld an. Trotz der etwas stärkeren Reibkräfte – vor allem im aufgeladenen Kennfeldbereich – ist somit die Referenzvorspannung die beste Lösung, zumal über die Kolbenkontur markantere Reibkraftvorteile zu erreichen sind.
- Durch die Kombination aus Sekundärbewegung und den am Kolben gemessenen Schmierfilmstärken wird es möglich gezielt neue vielversprechende Kolbenformen – wie z.B. ein größerer Kolbenhemdradius am unteren Ende der Gegendruckseite – zu testen. Dabei wird das Zusammenspiel aus Ölabstreifring und Kolbenform in Hinblick

auf Reibung und Ölverbrauch im Detail verständlich. Durch die Anwendung dieses Wissens, sei es bei Messungen oder Simulationen, wird eine schnellere und bessere Optimierung des Zusammenwirkens der Kolbengruppenbauteile erreicht.

- An dem Schmierfilm der kolbenseitigen Messstellen werden Gründe für die unterschiedlichen Reibkräfte im Kennfeldbereich ausgemacht. Eine Auslegung erfordert somit auch die Unterscheidung von saugmotorischem und aufgeladenem Betrieb. Auf Basis der Erkenntnisse der Vorspannungsvariation ist die Vorhersage der Ölverbrauchstendenz des dreiteiligen Ölabstreifrings möglich. Ferner werden wiederum Effekte sichtbar, die mit dem Unterdruck während des Ansaugvorgangs in Zusammenhang stehen. Ölverbrauchsmessungen mit dieser Ringvariante bleiben jedoch ein zusätzlich sinnvolles Hilfsmittel. Das liegt an der eindimensionalen Messung der Schmierfilme auf der Druckseite. Auf der Gegendruckseite und am Umfang sind keine Aussagen möglich. Die Schmierfilmverteilung in diesen Bereichen beeinflussen jedoch auch den Ölverbrauch.
- Über die laufbuchsenseitige Messstelle ist es möglich die Schmierung der maßgeblich zur Reibung beitragenden Kolbenringe zu beurteilen. Bei der Modifikation der Vorspannung lassen sich Vorteile in diesem Bereich für die Vorspannungsvarianten ausmachen. Das gesteigerte Ölangebot im Kolbenringpaket für die Tangentialkraft von 28,8 N ist ein Hinweis auf "Pumpeffekte". Auch die sehr hohe Vorspannung kann Öl, was durch die Oberflächenrauigkeit der Buchse gehalten wird, nicht abstreifen. Demnach bietet sie keinen weiteren Vorteil hinsichtlich des Ölverbrauchs. Um ein großflächiges Verständnis der Vorgänge bzw. der sehr geringen Änderungen zu erlangen, ist die Integration einer zweidimensionalen Messmöglichkeit bzw. eines größeren optischen Zugangs denkbar, siehe auch Kapitel 6.
- Die Variation der Tangentialkraft am Ölabstreifring sowie des Typs bringt am Kolbenhemd im unteren Bereich keine Unterschiede hervor. Dieser Teil des Kolbenhemds ist jedoch in Kapitel 5.1 maßgeblich an der Reibkraft zwischen den Totpunkten – bei hohen Geschwindigkeiten und damit hohen Reibleistungen – beteiligt. Dies ist ein Grund, warum der Einfluss der Variation am Ölabstreifring auf die gesamte Reibkraft relativ gering ist. Ein Einfluss auf den Reibmitteldruck in ähnlicher Größenordnung wurde bereits in [180] festgestellt und ist in Kapitel 3 beschrieben.
- Der Versuchsmotor dient vor allem mit Blick auf den neuen WLTP-Fahrzyklus und den RDE-Test als ein wichtiges Instrument zur Auslegung von Komponenten, aber auch als Datenbasis zum Abgleich von Simulationen potenzieller Komponentenvariationen. Messungen sind im saugmotorischen und aufgeladenen Kennfeldbereich bis zu einer Drehzahl von 3000 1/min möglich. Quereinflüsse zwischen Reibung, Schmierung und Ölverbrauch sind messbar. Eine gleichzeitige Messung von Reibung und Schmierfilm ist auf Basis der Erkenntnisse des gesamten Kapitels 5 in Hinsicht auf das Verstehen der Vorgänge, die Komponentenauslegung und die Simulation zielführend.
- Die Aussagekraft ist durch zusätzliche Messstellen, verteilt am Umfang des Kolbens, weiter zu erhöhen. Dazu trägt bei, dass in dieser Arbeit die kolbenseitigen Messungen sehr aufschlussreich sind. Außerdem wird der Schmierfilm kontinuierlich während des gesamten Arbeitsspiels aufgezeichnet. Grundsätzlich sind kolbenseitige Messungen als Hilfsmittel im Serienmotor denkbar. Eine Integration einer passenden Schwinge ist jedoch schwer zu realisieren. Vielmehr erscheint es sinnvoll, das Messsystem bezüglich der Verformungen im Betrieb mit dem Serienmotor zu vergleichen. Die Auslegung

des Verformungszustands ähnlich zum Serientriebwerk ist das Ziel, um die Ergebnisse noch besser übertragen zu können. Die kurbelwinkelaufgelöste Reibungsmessung ermöglicht es bereits, ungleichmäßige Verformungen der Lauffläche in Hubrichtung aufzudecken und bei einer verbesserten Konstruktion zu berücksichtigen.

- Anhand der laubuchenseitigen Messstelle ist die vertikale Lage des Nenndurchmessers des Kolbens bei der Messung ohne Kolbenkühlöse am besten erkennbar. Das betrifft vor allem den Kolben mit einem erhöhten Nenndurchmesser. Dadurch ist der Einfluss der Profilform auf die Ausbildung des Schmierfilms zu beobachten. Damit sind auch die laubuchenseitigen Messstellen wesentlich. Eine Ausrüstung der Messstellen VII bis XI ist sinnvoll, weil an diesen eine hohe Geschwindigkeit des unteren Kolbenhemds erreicht wird, siehe auch [97] und Kapitel 4.5.4.
- Wertvoll in Hinblick auf weitere Reibkraft- und Ölverbrauchsverbesserungen ist die Tatsache, dass einzelne Takte zu betrachten sind und somit detaillierte Effekte messbar sind, herrührend aus Abwärts- und Aufwärtsbewegung und der veränderten Bedingungen im Arbeitstakt und an den Totpunkten. Die Messung der Schmierfilmdicken ist deutlich schneller als die heutige Ölverbrauchsmesstechnik, womit auch kurbelwinkelaufgelöste Einflüsse auf den Ölverbrauch sichtbar werden.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Zu Anfang dieser Arbeit wird die Kolbengruppe als tribologisches System betrachtet und es werden die darin auftretenden Phänomene beschrieben. Als besonders wichtig wird darauf basierend die Messung der Reibkraft und der Schmierfilmdicke an der Kolbengruppe erachtet. Die Kolbengruppenreibung ist verantwortlich für den größten Teil der Reibungsverluste im Hubkolbenmotor. Die Dicke und Verteilung des Schmierfilms sind maßgeblich für den Ölverbrauch und Verschleiß. Heutige Simulationsprogramme bilden Reibkraft und Schmierfilm an der Kolbengruppe noch unzureichend ab. Somit lohnt sich die Entwicklung eines Versuchsträgers mit der simultanen Untersuchungsmöglichkeit beider Kenngrößen, um Simulationsmodelle besser validieren zu können. In dieser Hinsicht ist auch grundsätzlich der Einsatz von Messtechnik zur Erfassung der Kolbensekundärbewegung, der Ringbewegung in axialer und radialer Richtung, der Ringzwischenräume, des Blow-By und des Ölverbrauchs sinnvoll. Sie sind jedoch nicht der Schwerpunkt dieser Arbeit, zumal ein sehr großer Forschungsbedarf auf dem Gebiet der simultanen und direkten Messung der Reibkraft und des Schmierfilms festgestellt wird.

Darauffolgend werden die aktuell gängigen Messtechniken zur Reibkraft- und Schmierfilmmessung recherchiert und bewertet, woraus sich die Verwendung eines Floating Liners und der eindimensionalen laserinduzierten Fluoreszenz ergibt. Für beide Verfahren ist eine Chronik der bisher am gefeuerten Verbrennungsmotor durchgeführten Messungen niedergeschrieben. In der Chronik zur laserinduzierten Fluoreszenzmessung am Motor sind ausschließlich kalibrierte Messungen mit absoluten Schmierfilmdicken zu finden. Diesen ist eine höhere Relevanz zuzuordnen, da ein absoluter Wert beim Abgleich von Berechnungen ein deutlicher Mehrwert bedeutet. Deshalb wird auch zusätzlich auf die bisher durchgeführten Kalibrierversuche eingegangen.

In der Ableitung des Forschungsbedarfs sind neben kalibrierten auch qualitative Messungen und andere Messtechniken aufgezählt. Hier geht es darum, einen Überblick über die kombinierten Reibkraft- und Schmierfilmdickenmessungen zu erlangen. Anhand der wenigen bisher durchgeführten Messungen mit diesem Schwerpunkt ergibt sich die Notwendigkeit einen neuartigen Versuchsträger aufzubauen. Dieser ist so gestaltet, dass sowohl an der Laubuchse als auch am Kolben Schmierfilmdicken gemessen werden können. Außerdem sind die zuvor genannten weiteren Messtechniken (siehe Fußnote 2 auf Seite 2) integriert. Das Reibkraftmesssystem verfügt über einen Zylinderkopf mit Vierventiltechnik in Aluminiumbauweise für seriennahe Brennverfahren. Die Steifigkeit des Systems und die Technik zur Auswertung lassen aussagekräftige Messungen bis Drehzahlen von 3000 1/min zu. Zur Schmierfilmdickenmessung dient ein laseroptischer Aufbau, der mittels leistungsstabilem Laser, optischen Bauelementen (z.B. Spiegel, Filter etc.) und Dioden Schmierfilmdicken simultan an mehreren Messstellen am Kolben und der Laubuchse detektiert. Die Kalibrierung wird für eine hohe Genauigkeit direkt am Versuchsträger und den Versuchsteilen durchgeführt. Daneben gibt es eine Kalibriermöglichkeit während des Motorbetriebs (= "in-op") für eine Messstelle. Mittels der sehr kleinen Lichtleiter in der Laubuchse ist die Auflösung der nur 150 µm großen Ringkanten des Ölreststreifens möglich. Die Messstellen sind zusätzlich im Hubverlauf gezeigt und erklärt.

Im Ergebnisteil sind die jeweiligen Erkenntnisse aus den Kapiteln 5.1 und 5.2 in den Kapiteln 5.1.5 bzw. 5.2.5 erläutert. Zusammengefasst lässt sich festhalten, dass der Versuchsträger für die umfassende Untersuchung aller tribologischer Phänomene an der Kolbengruppe

geeignet ist. Die Änderungen an den Betriebsparametern sind mit dem Messsystem erfassbar. Die motorische Parametervariation deckt Potential zur Verbesserung der Reibungsverluste am Kolben in den verschiedenen Bewegungsrichtungen bzw. Arbeitstakten auf. Betroffen hiervon ist die Abwärtsbewegung des Kolbens, bei der es zu höheren Reibkräften kommt. Außerdem führt der Betrieb bei sehr geringen Drehzahlen und hohen Lasten zu überproportional starken Reibmitteldrücken. Dies zeigt, dass die Vorteile von Downsizing und Downspeeding durch einen erhöhten Reibmitteldruck negativ beeinträchtigt werden können. Insgesamt stellt die motorische Parametervariation eine sehr umfangreiche Datenbasis für den Abgleich mit Simulationsmodellen dar, was neben den aufgedeckten Optimierungsmöglichkeiten eine wesentliche Neuerung in Hinblick auf die bestehende Literatur ist. Aus der Untersuchung verschiedener Komponenten geht hervor, dass mittels des Versuchsträgers nicht nur bezüglich der Reibungsverluste, sondern auch des Ölverbrauchs Optimierungen durchzuführen sind. Die Kenntnis der direkten Reibkraft und der Schmierfilmdicke lassen den Zielkonflikt aus Reibungsverlusten und Ölverbrauch sehr gut auflösen und die Veränderungen durch die Schmierfilmdickenmessung nachvollziehen. Diese detaillierte Bestimmung der wichtigsten tribologischen Phänomene der Kolbengruppe in einem Versuchsträger, wie z.B. auch der Kolbensekundärbewegung, sind eine weitere bedeutende Neuerung. Diese Aussage trifft auch auf die Messung der Schmierfilmdicke am bewegten Kolben bei hohen Drehzahlen zu.

Grundsätzlich steht mit dem Ende dieser Arbeit ein Messsystem für grundlegende Untersuchungen zur Tribologie der Kolbengruppe bereit. In Zukunft ist der Aufbau von Simulationsmodellen sinnvoll, die die gemessenen Daten als Validierungsmöglichkeit nutzen. Außerdem wird die Auslegung von Serienkolbengruppen durch die direkte Messung der wichtigsten tribologischen Phänomene erleichtert. In der folgenden Aufzählung sind die wichtigsten zukünftigen Verbesserungsmöglichkeiten dokumentiert. Die Reihenfolge entspricht der Beschreibung des Messequipments in Kapitel 4.

- Die Messung der Kolbensekundärbewegung findet im Messkolben 1 statt, für die Erfassung der Schmierfilmdicken dient der Messkolben 2. Aufgrund der Ergebnisse dieser Arbeit kristallisiert sich ein Messkolben mit gleichzeitiger Erfassung der Kolbensekundärbewegung und der Schmierfilme als sinnvoll heraus. Zusätzliche Lichtleiter am Umfang und auf der Gegendruckseite treiben das Verstehen der Zusammenhänge zwischen Reibkraft und Schmierfilm weiter voran. Das Messschwingensystem und der Messkolben sind im Bereich der Überführung der Lichtleiter vom Kolbenbolzen in den Kolben für die Messung auf der Gegendruckseite entsprechend zu modifizieren, siehe auch Kapitel 4.2 und Kapitel 4.3. Dies ist notwendig, um die minimalen Biegegradienten nicht zu unterschreiten.
- Das Reibmesssystem verfügt über eine ausreichend hohe Steifigkeit für Messungen bis zu einer Drehzahl von 3000 1/min. Die maximale Last in dieser Arbeit ist keine Beschränkung in Bezug auf Dichtigkeit, Klopfen oder Festigkeit. Eine Erweiterung des Betriebskennfelds zu noch höheren Aufladegraden ist daher realisierbar. Außerdem kann in den Zylinderkopf ein Injektor für die Untersuchung des Betriebs mit Direkteinspritzung eingebaut werden. Hinsichtlich des Einflusses der Brennraumdichtung auf die Reibkraft bei hohen Mitteldrücken (siehe Abbildung 28) bedarf es weiterer Untersuchungen. Denkbar sind andere Werkstoffe (z.B. ein PTFE- oder Metalldichtring) bzw. andere Abdichtkonzepte. Ferner werden durch die Anbindung des Zylinderkopfs über Stützen Schwingungen ausgelöst, die die Reibkraftmessung negativ beeinflussen. In Zukunft ist deshalb ein steiferer Zylinderkopf mit direkter großflächiger Verschraubung

zum Zylindergehäuse zu favorisieren, damit der Kraftfluss so nahe wie möglich am Brennraum in das Zylindergehäuse führt. Zusätzlich ist der Entwurf eines Kurbelgehäuses mit mehr Bauraum voranzutreiben. Darauf aufbauend kann ein noch steiferes Messsystem bei etwaiger Verwendung von noch größeren Kraftmessdosen für Drehzahlen oberhalb von 3000 1/min konstruiert werden. Dies wird zu einer weiteren Verbesserung der Mess- und Wiederholgenauigkeit führen. In diesem Zuge ist auch die Bewertung des Fundamentes am Prüfstand sinnvoll, um drehzahlunabhängige Grundschwingungen weiter zu reduzieren, siehe auch Kapitel 4.4.

- Das optische Messsystem zur Erfassung der Schmierfilmdicken verfügt über eine zeitliche Auflösung von  $1/20$  °KW. Dazu sind in der Laufbuchse Lichtleiter mit einem Durchmesser von  $100\ \mu\text{m}$  integriert. Eine weitere Verbesserung der Messqualität an den Ringkanten der Kolbenringe macht eine weitere Verkleinerung der Lichtleiter und Erhöhung der Abtastrate erforderlich, wie es bereits in dem Vorhaben Kolbenring-Öltransport II von  $365\ \mu\text{m}$  auf  $100\ \mu\text{m}$  durchgeführt wurde, siehe auch [226]. Denkbar sind Lichtleiter mit  $50\ \mu\text{m}$  Durchmesser. Außerdem gilt es einen leistungsstabilen Laser mit ca.  $1\ \text{W}$  Leistung einzusetzen, was die gleichzeitige Versorgung von 16 Messstellen mit Licht zulässt. Dadurch werden auch mehrere Messstellen am Umfang der Laufbuchse und des Kolbens möglich, die zur Auflösung von Effekten in Umfangsrichtung bzw. zur zweidimensionalen Betrachtung der Schmierfilme und Öltransportvorgänge notwendig sind. Am Kolben hingegen ist keine Veränderung des Lichtleitfaserdurchmessers vorzunehmen. Außerdem ist der bündige Einbau der Lichtleiter an der Laufbuchse weiterhin eine Herausforderung, wie Tabelle 8 beschreibt. Für eine mögliche Verbesserung sind drei Maßnahmen zu testen. Die erste betrifft einen Einbau der Ferrulen vor dem Honvorgang, sodass eine bessere Bündigkeit erreicht wird. Die Oberflächeneigenschaften des Lichtleiters verschlechtern sich in diesem Fall höchstwahrscheinlich. Als zweites ist der Einbau der Lichtleiter ohne Ferrule vorstellbar. Das führt zu einem geringeren Eingriff in die Laufbuchsenoberfläche. Bei der dritten Möglichkeit geht es um die Änderung der Vorgehensweise beim Einbau. Eine definierte Vorspannung der Ferrule in Richtung der Lauffläche bzw. der Montagehilfe aus Aluminium aus Kapitel 4.5.1 hilft die Bündigkeit zu erhöhen, siehe auch Kapitel 4.5.2.
- Der Referenzversuch zur Kalibrierung der optischen Messtechnik ist auch bei Temperaturen oberhalb von  $90\ ^\circ\text{C}$  durchzuführen. Dies ist jedoch nur sinnvoll, sobald eine Messtechnik zur Bestimmung der lokalen Schmierfilmtemperatur an Laufbuchse und am Kolben zur Verfügung steht. Auf diesem Gebiet ist ein dringender Forschungsbedarf vorhanden, damit Temperatureffekte bei der LiF-basierten Schmierfilmdickenmessung mit Farbstoffen berücksichtigt werden können. Außerdem ist eine Vorrichtung zur Kalibrierung des graphitbeschichteten Kolbenhemds zu entwickeln, siehe auch Kapitel 4.5.3.
- Mit dem Messsystem können Wechselwirkungen zwischen der Kolbengruppe und dem Laufbuchsenmaterial bzw. der Laufbuchsenoberfläche untersucht werden, die zu einer weiteren Vergrößerung der Datenbasis und des Verständnisses der Tribologie der Kolbengruppe führen. Dafür ist am Versuchsträger der Austausch der Laufbuchse schnell und einfach möglich.
- In dem FVV-Vorhaben Kolbenring-Öltransport Glasliner (Vorhaben Nr. 1210) wird ein Sapphireinsatz innerhalb der Laufbuchse des Versuchsmotors aus Kolbenring-Öltrans-

port I [96] und II [226] angewendet. Dabei wird der Zylinderkopf dieser Arbeit eingesetzt. Zukünftig ist daher auch ein Floating Liner Versuchsträger mit Saphireinsatz statt punktueller Lichtleitermesstechnik an der Laubuchse realisierbar. Die zweidimensionale Messung der Schmierfilme führt möglicherweise zu wertvollen Erkenntnissen, die den Zusammenhang zwischen Reibung, Schmierfilm und Öltransportvorgängen betreffen. Der Eingriff in das tribologische System Laubuchse und Kolbengruppe ist jedoch größer und daher als Nachteil zu sehen. Außerdem bedeuten die Einschränkungen bei der Kühlung eines solchen optischen Zugangs mit hoher Wahrscheinlichkeit eine Lastbeschränkung. Eine simultane Schmierfilmdickenmessung mittels Lichtleitern auf der Druckseite eines Messkolbens ist aufgrund der Lichtdurchlässigkeit eines optischen Einsatzes kritisch zu sehen.

- In Kapitel 2.1 ist anhand von Veröffentlichungen der Einfluss des Ölverbrauchs auf die Partikelemission beschrieben. Zukünftig ist es wichtig, nicht nur zwischen den Ölverbrauchsquellen Kolbengruppe, Ventiltrieb (Ventilschaftdichtungen) und Turbolader zu unterscheiden, sondern auch an der Kolbengruppe selbst Effekte örtlich und zeitlich hochaufgelöst zu messen. Dies ist durch den Einsatz von Lichtleitern am Umfang der Laubuchse und des Kolbens denkbar, um die hauptsächlichen Öltransportwege auszumachen. Neben der Ölverbauchs- ist eine Partikelmesstechnik einzusetzen, mit der Anzahl, Größe und Partikelzusammensetzung bestimmt werden können. Demnach ist aus solch einem Forschungsprojekt ein großer Wissensgewinn zur Reduzierung der Partikelemission aus dem Schmieröl zu erwarten. Untersuchungen in direktem Zusammenhang mit Direkteinspritzung sind mit dem Versuchsträger realisierbar.
- Allgemein gilt es mit dem Versuchsträger oder einem eventuellen Nachfolger Optimierungspotenziale hinsichtlich der kunden- und umweltrelevanten Größen wie Kraftstoffverbrauch, Schadstoffausstoß, Wartungsintervall, Lebensdauer und Akustik aufzudecken. Dazu ist die grundlegende Untersuchung der kurbelwinkelaufgelösten Reibkräfte, Schmierfilmdicken und des Ölverbrauchs erforderlich. Dies sind gleichzeitig wichtige Schritte in Bezug auf die Entwicklung verbesserter Vorausberechnungen, die Reduzierung der Umweltverschmutzung und das Einhalten zukünftiger Abgasgesetzgebungen.

## Literaturverzeichnis

- [1] Y. Akimoto, "Analysis of piston top rings half-stick phenomena using optical technology," *JSAE Review*, vol. 21, no. 3, pp. 396–400, 2000.
- [2] C. Arcoumanis, M. Duszynski, E. Pyke, and H. Preston, "Cold-start Measurements of the Lubricant Film Thickness in the Cylinder of a Firing Diesel Engine," *SAE*, no. 982436, 1998.
- [3] C. Arcoumanis, M. Duszynski, H. Lindenkamp, and H. Preston, "Measurements of the Lubricant Film Thickness in the Cylinder of a Firing Diesel Engine Using LIF," *SAE*, no. 982435, 1998.
- [4] Y. Assor, Z. Burshtein, and S. Rosenwaks, "Spectroscopy and laser characteristics of copper-vapor-laser pumped Pyrromethene-556 and Pyrromethene-567 dye solutions," in 37(21), *Applied Optics*, 1998, pp. 4914–4920.
- [5] E. Avan, A. Spencer, R. Dwyer-Joyce, A. Almqvist, and R. Larsson, "Experimental and numerical investigations of oil film formation and friction in a piston ring-liner contact," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 227, no. 2, pp. 126–140, 2013.
- [6] E. Y. Avan, R. Mills, and R. Dwyer-Joyce, "Ultrasonic Imaging of the Piston Ring Oil Film During Operation in a Motored Engine - Towards Oil Film Thickness Measurement," *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, vol. 3, no. 2, pp. 786–793, 2010.
- [7] Y. Baba *et al.*, "PIV/LIF measurements of oil film behavior on the piston in I. C. engine," *SAE*, no. 2007-24-0001, 2007.
- [8] D. Bartel and M. Schorgel, "Ausgewählte Einflussgrößen auf die Reibung der Kolbengruppe eines Dieselmotors," in 4. *Györer Tribologie Tagung*, Győr, 2016, pp. 121–129.
- [9] S. J. Beaubien and A. G. Cattaneo, "Piston Lubrication Phenomena In A Motored Glass Cylinder Engine," *SAE*, no. 460071, 1946.
- [10] Beer, "Bestimmung der Absorption des rothen Lichts in farbigen Flüssigkeiten," *Ann. Phys. Chem.*, vol. 162, no. 5, pp. 78–88, 1852.
- [11] B. Berndt, K. Ruschmeyer, S. Schneider, and F. Schlerege, "Zylinderspitzendrücke: Potentiale des Großdieselmotors bei extremer Anhebung der technischen Grenzen, speziell des Druckniveaus," Vorhaben Nr. 911, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., FVV Abschlussberichte Heft 919, 2010.
- [12] M. A. Brown, H. McCann, and D. M. Thompson, "Characterization of the Oil Film Behaviour Between the Liner and Piston of a Heavy-Duty Diesel Engine," *SAE*, no. 932784, 1993.
- [13] B. A. Buchholz, R. W. Dibble, D. Rich, and A. S. Cheng, "Quantifying the contribution of lubrication oil carbon to particulate emissions from a diesel engine," *SAE*, no. 2003-01-1987, 2003.
- [14] P. J. Burnett, B. Bull, and R. J. Wetton, "Characterization of the ring pack lubricant and its environment," *ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 1994-1996 (vols 208-210)*, vol. 209, no. 210, pp. 109–118, 1995.
- [15] V. Capello, H. P. Gigerl, and Lösch Siegfried, "Kraft- und Schmierstoffe der Zukunft," *MTZ extra*, pp. 11–14, 2016.
- [16] P. Carden, D. Bell, M. Priest, and D. Barrell, "Piston Assembly Friction Losses: Comparison of Measured and Predicted Data," *SAE*, no. 2006-01-0426, 2006.
- [17] N. Champagne, N. Olbrecht, A. Gangopadhyay, R. Zdrodowski, and Z. Liu, "Enhanced Anti-Wear Performance Induced by Innovative Base Oil in Low Viscosity Engine Oil," *SAE*, no. 2017-01-2343, 2017.
- [18] S. W. Cho and J. E. Yun, "The friction force of piston assembly in an IDI diesel engine," *Int. J. of Vehicle Design*, vol. 19, no. 1, pp. 50–64, 1998.
- [19] Christian-Simon Ernst, Christian Harter, Ingo Olschewski, Lutz Eckstein, "CO2-Emissionsreduktion bei Pkw und leichten Nutzfahrzeugen nach 2020," Institut für Kraftfahrzeuge Aachen (ika) der Universität RWTH Aachen im Auftrag des BMWi, Aachen, Abschlussbericht Projektnummer 123320, 2014.
- [20] Christian-Simon Ernst, Ingo Olschewski, Lutz Eckstein, "CO2-Reduzierungspotenziale bei Pkw bis 2020," Institut für Kraftfahrzeuge Aachen (ika) der Universität RWTH Aachen im Auftrag des BMWi, Aachen, Abschlussbericht Projektnummer 113510, 2012.

- [21] C. Chucholowski, H. Kornprobst, and K. Zeilinger, "Kolbenringverhalten und Kolbensekundärbewegung: Untersuchung des Lauf- und Dichtungsverhaltens von Kolbenringen in Abhängigkeit äußerer Einflüsse und Computerprogramm zur Berechnung der Kolbensekundärbewegung in einem Hubkolbenmotor," Vorhaben Nr. 250, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., FVV Abschlussberichte, 1982.
- [22] D. G. Clarke, J. Sherrington, and E. H. Smith, "Simultaneous measurement of piston/piston ring friction and oil film thickness in an IC engine," in *Experimental Methods in Engine Research and Development '91, Seminar org. by the Combustion Engines Group of the I Mech E*, 1991, pp. 51–58.
- [23] J. S. Courtney-Pratt and G. K. Tudor, "An analysis of the lubrication between the piston rings and cylinder wall of a running engine," *ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982 (vols 1-196)*, vol. 155, no. 1946, pp. 293–299, 1946.
- [24] H. Czichos and K.-H. Habig, *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*, 4th ed. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015.
- [25] J. Dearlove and W. K. Cheng, "Simultaneous Piston Ring Friction and Oil Film Thickness Measurements in a Reciprocating Test Rig," *SAE*, no. 952470, 1995.
- [26] P. S. Dellis, "An Attempt to Calibrate the Laser Induced Fluorescence (LIF) Signal used for Oil Film Thickness (OFT) Measurements in Simulating Test Rigs," *Tribology in Industry*, vol. 37, no. 4, pp. 525–538, 2015.
- [27] L. Deters, A. Fischer, E. Santner, and U. Stolz, "GfT-Arbeitsblatt 7 Tribologie Definitionen, Begriffe, Prüfung," Gesellschaft für Tribologie e.V., Aachen, 2002.
- [28] T. Deuß, "Reibverhalten der Kolbengruppe eines Pkw-Dieselmotors," Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, 2013.
- [29] A. Dhar, A. K. Agarwal, and V. Saxena, "Measurement of dynamic lubricating oil film thickness between piston ring and liner in a motored engine," *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 149, no. 1, pp. 7–15, 2009.
- [30] J. Dohmen, F.-G. Hermsen, and G. Berbezat, "Untersuchungen an plasmabeschichtete Zylinderlaufflächen," *MTZ Motortech Z*, vol. 65, no. 04, pp. 204–208, 2004.
- [31] D. O. Ducu, R. J. Donahue, and J. B. Ghandhi, "Design of Capacitance Probes for Oil Film Thickness Measurements Between the Piston Ring and Liner in Internal Combustion Engines," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 123, no. 3, pp. 633–643, 2001.
- [32] R. S. Dwyer-Joyce, "The Application of Ultrasonic NDT Techniques in Tribology," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 219, no. 5, pp. 347–366, 2005.
- [33] R. S. Dwyer-Joyce *et al.*, "The Measurement of Liner - Piston Skirt Oil Film Thickness by an Ultrasonic Means," *SAE*, no. 2006-01-0648, 2006.
- [34] D. C. Eberle, M. B. Treuhaft, and X. Tao, "The Use of Radioactive Tracer Technology to Evaluate Engine Wear Under the Influences of Advanced Combustion System Operation and Lubricant Performance," *SAE*, no. 2005-01-3689, 2005.
- [35] H. W. Ebner and A. O. Jaschek, "Die Blow-By-Messung - Anforderungen und Meßprinzipien," *MTZ*, vol. 59, no. 2, pp. 90–95, 1998.
- [36] T. Esch, "Einfluss der Zylindergestaltung auf die tribologischen Eigenschaften von wassergekühlten Verbrennungsmotoren," Dissertation, RWTH Aachen, Aachen, 1992.
- [37] European Commission, "EU TRANSPORT in figures," Luxembourg, Statistical Pocketbook, 2017.
- [38] European Environment Agency, "Monitoring CO2 emissions from new passenger cars and vans in 2017," EEA Report 15, 2018.
- [39] M. Fahr, W. Hanke, C. Klimesch, and A. Rehl, "Reibungsreduzierung bei Kolbensystemen im Ottomotor," *MTZ Motortech Z*, vol. 72, no. 7-8, pp. 558–565, 2011.
- [40] Federal Mogul, *Kolbenring-Handbuch*. [Online] Available: <http://korihandbook.federalmogul.com/de/index.htm>. Accessed on: Apr. 26 2016.
- [41] J. E. Forbes and E. S. Taylor, "A Method for Studying Piston Friction," *NACA - National Advisory Committee for Aeronautics - Wartime Report W-37*, 1943.

- [42] R. Ford and C. A. Foord, "Laser-based fluorescence techniques for measuring thin liquid films," *Wear*, vol. 51, no. 2, pp. 289–297, 1978.
- [43] K. Frolund, J. Schramm, B. Noondby, T. Tian, and V. W. Wong, "An Investigation of the Cylinder Wall Oil Film Development During Warm-Up of An SI Engine Using Laser-Induced Fluorescence," *SAE*, no. 971699, 1997.
- [44] A. Frommer, A. Beeckmann, R. Freier, and R. Künzel, "Analyse des Ölverbrauchs bei Transientem Motorbetrieb," *MTZ Motortech Z*, vol. 74, no. 1, pp. 46–53, 2013.
- [45] A. Frommer, T. Deuß, H. Ehnis, and R. Künzel, "Auslegung der Tangentialkraft des Ölabstreifrings — Ölemission versus Reibung," *MTZ Motortech Z*, vol. 77, no. 1, pp. 50–55, 2016.
- [46] H. Fujimoto, Y. Yoshihara, T. Goto, and S. Furuham, "Measurement of Cylinder Bore Deformation During Actual Operating Engines," *SAE*, no. 910042, 1991.
- [47] S. Furuham and M. Hiruma, "Axial Movement of Piston Rings in the Groove," *ASLE Trans.*, vol. 15, no. 4, pp. 278–287, 1972.
- [48] S. Furuham and M. Hiruma, "Some Characteristics of Oil Consumption Measured by Hydrogen Fueled Engine," *Lubrication Engineering*, vol. 34, no. 12, pp. 665–675, 1978.
- [49] S. Furuham and M. Takiguchi, "Measurement of Piston Frictional Force in Actual Operating Diesel Engine," *SAE*, no. 790855, 1979.
- [50] S. Furuham, M. Hiruma, and M. Tsuzita, "Piston Ring Motion and Its Influence on Engine Tribology," *SAE*, no. 790860, 1979.
- [51] S. Furuham, M. Takiguchi, and K. Tomizawa, "Effect of Piston and Piston Ring Designs on the Piston Friction Forces in Diesel Engines," *SAE*, no. 810977, 1981.
- [52] S. Furuham and S. Sasaki, "New Device for the Measurement of Piston Frictional Forces in Small Engines," *SAE*, no. 831284, 1983.
- [53] S. Furuham and S. Sasaki, "Effect of Oil Properties on Piston Frictional Forces," *JSAE Review*, vol. 15, pp. 68–76, 1984.
- [54] S. Furuham, S. Sasaki, and M. Kojima, "Piston Friction Force And Piston Ring Oil Film Thickness," *SAE*, no. 845067, 1984.
- [55] S. Furuham and S. Sasaki, "Effects of Oil Properties on Piston Frictional Forces," *Int. J. of Vehicle Design*, vol. 7, no. 1/2, pp. 133–150, 1986.
- [56] G. Garcia-Atance Fatjo, E. H. Smith, and I. Sherrington, "Mapping lubricating film thickness, film extent and ring twist for the compression-ring in a firing internal combustion engine," *Tribology International*, vol. 70, pp. 112–118, 2014.
- [57] A. Gauthier, B. Constans, H. Perrin, and F. Roux, "Lubricants Effects on Piston/Rings/Liner Friction in an Instrumented Single Cylinder Diesel Engine," *SAE*, no. 872034, 1987.
- [58] M. Gohl and H. Ihme, "Schnelle Ölverbrauchsmessung im Abgas: Massenspektrometrische Bestimmung des Ölverbrauchs von Verbrennungsmotoren und dessen Einfluss auf die HC-Emission," Vorhaben Nr. 707, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., FVV Abschlussberichte Heft 691, 2000.
- [59] M. Gohl, "Schnelle Ölemissionsmessung bei Otto- und Dieselmotoren: Massenspektrometrische Bestimmung der Ölemission im Abgas von Otto- und Dieselmotoren," Vorhaben Nr. 758, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., FVV Abschlussberichte Heft 764, 2002.
- [60] R. Golloch, "Untersuchungen zur Tribologie eines Dieselmotors im Bereich Kolbenring/Zylinderlaufbuchse," in *Reihe 12*, vol. 473, *Fortschritt-Berichte VDI*, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001.
- [61] R. Golloch, U. Kessen, and G. P. Merker, "Tribologische Untersuchungen an der Kolbengruppe eines Nfz-Dieselmotors," *MTZ Motortech Z*, vol. 63, no. 6, pp. 494–501, 2002.
- [62] R. Golloch, G. P. Merker, U. Kessen, and S. Brinkmann, "Functional properties of microstructured cylinder liner surfaces for internal combustion engines," *Tribotest*, vol. 11, no. 4, pp. 307–324, 2005.

- [63] M. Gore, M. Theaker, S. Howell-Smith, H. Rahnejat, and P. D. King, "Direct measurement of piston friction of internal-combustion engines using the floating-liner principle," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 228, no. 3, pp. 344–354, 2014.
- [64] A. B. Greene, "Initial visual studies of piston-cylinder dynamic oil film behaviour," *Wear*, vol. 13, no. 4-5, pp. 345–360, 1969.
- [65] N. Grice and I. Sherrington, "An Experimental Investigation into the Lubrication of Piston Rings in an Internal Combustion Engine-Oil Film Thickness Trends, Film Stability and Cavitation," *SAE*, no. 930688, 1993.
- [66] K.-P. Ha, J.-S. Kim, M.-R. Cho, and D. Y. Oh, "Development of Piston Friction Force Measurement System," *SAE*, no. 2002-01-2902, 2002.
- [67] M. Halsband, "Entwicklung reibungsoptimierter Kolbengruppen unter Anwendung spezifischer Messverfahren," in *Reihe 12*, vol. 221, *Fortschritt-Berichte VDI*, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1994.
- [68] M. Halsband, "Messung und Optimierung der Reibungsverluste der Kolbengruppe - Teil 1 und 2," *MTZ Motortech Z*, vol. 55;56, no. 11;2, 1994;1995.
- [69] G. M. Hamilton and S. L. MOORE, "Comparison between measured and calculated thicknesses of the oil-film lubricating piston rings," *ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982 (vols 1-196)*, vol. 188, no. 1974, pp. 262–268, 1974.
- [70] G. M. Hamilton and S. L. MOORE, "Measurement of the oil-film thickness between the piston rings and liner of a small diesel engine," *ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982 (vols 1-196)*, vol. 188, no. 1974, pp. 253–261, 1974.
- [71] M. Hanaoka *et al.*, "New Method for Measurement of Engine Oil Consumption (S-Trace Method)," *SAE*, no. 790936, 1979.
- [72] W. Hanke, M. Fahr, A. Rehl, M. Voigt, and H. Ando, "Friction Reduction in Power Cylinder Systems for Downsize Gasoline Engines with Modern Surface Technologies of Aluminum Crankcases," *SAE*, no. 2012-01-1332, 2012.
- [73] M. Härtl, K. Gaukel, D. Pélerin, and G. Wachtmeister, "Oxymethylenether als potenziell CO<sub>2</sub>-neutraler Kraftstoff für saubere Dieselmotoren Teil 1: Motorenuntersuchungen," *MTZ Motortech Z*, vol. 78, no. 2, pp. 52–59, 2017.
- [74] H. Hick, S. Lösch, W. Hopfner, and R. Teichmann, "Verbrennungsmesstechnik trifft Reibungsanalyse," in *Beiträge / 12. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik: 10. und 11. Mai 2016, Kurhaus Baden-Baden*, Mainz-Kastel: AVL Deutschland, 2016, pp. 227–241.
- [75] K. Holmberg, P. Andersson, and A. Erdemir, "Global energy consumption due to friction in passenger cars," *Tribology International*, vol. 47, pp. 221–234, 2012.
- [76] M. Hoshi, Y. Baba, and S. Furuhashi, "A Study of Piston Friction Force in an Internal Combustion Engine (Number 2)," *Tribology Transactions*, vol. 32, no. 4, pp. 453–460, 1989.
- [77] D. P. Hault, J. P. Lux, V. W. Wong, and S. A. Billian, "Calibration of Laser Fluorescence Measurements of Lubricant Film Thickness in Engines," *SAE*, no. 881587, 1988.
- [78] P. Hügel, H. Kubach, and T. Koch, "Experimentelle Untersuchungen zum Wandwärmeverlust an einem Einzylinder-Forschungsmotor im Homogen- und Schichtbetrieb," in *9. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2014*, H. Tschöke, Ed., Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, pp. 341–364.
- [79] N. Iijima, T. Miyamoto, M. Takiguchi, R. Kai, and M. Sato, "An Experimental Study on Phenomena of Piston Ring Collapse," *SAE*, no. 2002-01-0483, 2002.
- [80] H. Inagaki, A. Saito, M. Murakami, and T. Konomi, "Development of Two-Dimensional Oil Film Thickness Distribution Measuring System," *SAE*, no. 952346, 1995.
- [81] H. Inagaki, A. Saito, M. Murakami, and T. Konomi, "Measurement of Oil Film Thickness Distribution on Piston Surface Using the Fluorescence Method. (Development of Measurement System)," *JSME international journal. Ser. B, Fluids and thermal engineering*, vol. 40, no. 3, pp. 487–493, 1997.
- [82] A. Ito, H. Hitosugi, and S. Furuhashi, "Measurement of Piston-Skirt Deformation in Engine Operation by Means of Rotating Cylinder with Gap-Sensors," *SAE*, no. 930717, 1993.

- [83] A. Ito, K. Mochiduki, K. Kikuhara, M. Inui, and H. Akamatsu, "A Study on Measurement of Conformability of the Piston Oil Ring on the Cylinder Bore Under Engine Operating Condition by Laser Induced Fluorescence Method Using Optical Fiber," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 136, no. 12, p. 121503, 2014.
- [84] A. Ito *et al.*, "A Study on Effects of Low Viscosity Engine Oil and MoDTC on Piston Friction Losses in a DI Diesel Engine," *SAE*, no. 2015-01-2044, 2015.
- [85] E. Jacob and W. Maus, "Oxymethylenether als potenziell CO<sub>2</sub>-neutraler Kraftstoff für saubere Dieselmotoren Teil 2: Erfüllung des Nachhaltigkeitsanspruchs," *MTZ Motortech Z*, vol. 78, no. 3, pp. 54–61, 2017.
- [86] P. Johansson and S. Andersson, "Variations in piston second land pressure as a function of ring gap position," *International Journal of Engine Research*, vol. 11, no. 2, pp. 153–161, 2010.
- [87] S. Jung and J. Jin, "Monitoring of Rotational Movements of Two Piston Rings in a Cylinder Using Radioisotopes," *Journal of the Korean Nuclear Society*, vol. 31, no. 4, pp. 423–431, 1999.
- [88] E. Karrar, "Untersuchungen zum Reibungsverhalten und Ölverbrauch der Kolbengruppe von Verbrennungsmotoren," Dissertation, RWTH Aachen, Aachen, 2009.
- [89] M. Kato, T. Ishima, and T. Obokata, "Measurement techniques of lubricant oil film behavior on the piston surface based on LIF and PIV," in *15th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, Lisbon, 2010.
- [90] U. Kessen, "Tribologische Untersuchungen an der Kolbengruppe eines Dieselmotors bei hohen Mitteldrücken," Dissertation, Universität Hannover, Hannover, 1999.
- [91] T. Kikuchi, S. Ito, and Nakayama Yoshinori, "Piston friction analysis using a direct-injection single-cylinder gasoline engine," *JSAE Review*, vol. 24, no. 1, pp. 53–58, 2003.
- [92] K. Kikuhara *et al.*, "A Study of the Effects of Biofuel Use on Piston Lubrication During Fuel Post Injection in a DI Diesel Engine," *ASME Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, no. ICEF2011-60210, pp. 1045–1051, 2011.
- [93] D. Kim, A. Ito, Y. Ishikawa, K. Osawa, and Y. Iwasaki, "Friction Characteristics of Steel Pistons for Diesel Engines," *Journal of Materials Research and Technology*, vol. 1, no. 2, pp. 96–102, 2012.
- [94] K.-s. Kim, T. Godward, M. Takiguchi, and S. Aoki, "Part 2: The Effects of Lubricating Oil Film Thickness Distribution on Gasoline Engine Piston Friction," *SAE*, no. 2007-01-1247, 2007.
- [95] K.-s. Kim, P. Shah, M. Takiguchi, and S. Aoki, "Part 3: A Study of Friction and Lubrication Behavior for Gasoline Piston Skirt Profile Concepts," *SAE*, no. 2009-01-0193, 2009.
- [96] C. Kirner, B. Uhlig, A. Behn, and M. Feindt, "Kolbenring-Öltransport: Öltransport durch die Kolbenringe," Vorhaben Nr. 1124, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., FVV Abschlussberichte Heft 1072, 2015.
- [97] C. Kirner *et al.*, "Experimental and simulative research advances in the piston assembly of an internal combustion engine," *Tribology International*, vol. 99, pp. 159–168, 2016.
- [98] G. Knoll and R. Lechtape-Grüter, "Kolbenringreibung II: Berechnung der Reibungskräfte an Kolbenringen und Ringpaketen bei hydrodynamischer Flüssigkeitsreibung und bei Mischreibung unter Berücksichtigung der Kolbenringdynamik," Vorhaben Nr. 513, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., FVV Abschlussberichte Heft 570-1, 1993.
- [99] M. G. Knörr, "Reduzierung der Verlustleistungsströme am System Kolben/Kolbenringe/Zylinderlaufbahn," Dissertation, Technische Universität München, München, 2013.
- [100] F. Koch, U. Geiger, and F.-G. Hermsen, "PIFFO - Piston Friction Force Measurements During Engine Operation," *SAE*, no. 960306, 1996.
- [101] F. Koch, F.-G. Hermsen, H. Marckwardt, and F.-G. Haubner, *Friction Losses of Combustion Engines - Measurements, Analysis and Optimization*. Aachen, 1999.
- [102] K.-i. Kohashi, Y. Kimura, M. Murakami, and Y. Drouvin, "Analysis of Piston Friction in Internal Combustion Engine," *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, vol. 6, no. 3, pp. 589–593, 2013.
- [103] Kolbens Schmidt, "Plastische Verformung des Kolbens in der Einlaufphase," *Service Information*, no. SI 1408, 2016.

- [104] Kolbenschmidt, "Verändertes Kolbenschaftmaß nach kurzer Laufzeit," *Service Information*, no. SI 1057, 2016.
- [105] T. Kondo and H. Ohbayashi, "Study of Piston Pin Noise of Semi-Floating System," *SAE*, no. 2012-01-0889, 2012.
- [106] T. Konomi and Y. Itoh, "Measurement of piston friction force under the engine firing condition," *18th ISATA Paper*, no. 88030, 1988.
- [107] T. Konomi, H. Nohira, M. Murakami, and S. Sanda, "Effects of piston skirt profile on friction loss and oil film behaviour," *IMEchE Conference Transaction, Experimental and predictive methods in engine research and development*, vol. 10, pp. 147–154, 1993.
- [108] H. Kornprobst, "Beitrag zur Klärung der Kolbenringbewegung," Dissertation, Technische Universität München, München, 1988.
- [109] Kraftfahrtbundesamt, *Jahresbilanz der Neuzulassungen 2018*. [Online] Available: [https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen/n\\_jahresbilanz.html?nn=644522](https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen/n_jahresbilanz.html?nn=644522). Accessed on: Jun. 10 2019.
- [110] Kraftfahrtbundesamt, *Jahresbilanz des Fahrzeugbestandes am 1. Januar 2019*. [Online] Available: [https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Bestand/b\\_jahresbilanz.html?nn=644526](https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Bestand/b_jahresbilanz.html?nn=644526). Accessed on: Jun. 10 2019.
- [111] T. Kuhn, "Messung der Zylinderverformung von Aluminiumkurbelgehäusen für Dieselmotoren," Dissertation, Universität Hannover, Hannover, 2001.
- [112] S. Kunkel, "Hochgenaue experimentelle Ermittlung der Reibungsverluste der Kolbengruppe eines gefeuerten Motors," Dissertation, Technische Universität München, München, 2011.
- [113] S. Kunkel, M. Werner, and G. Wachtmeister, "Setting Up a Measuring Device to Determine the Friction of the Piston Assembly," *SAE Int. J. Mater. Manuf.*, vol. 4, no. 1, pp. 340–351, 2011.
- [114] S. Kunkel, T. Zimmer, and G. Wachtmeister, "Friction Analysis of Oil Control Rings during Running-In," *SAE Int. J. Engines*, vol. 5, no. 3, pp. 747–758, 2012.
- [115] Y.-G. Ku and D. J. Patterson, "Piston and Ring Friction by the Fixed Sleeve Method," *SAE*, no. 880571, 1988.
- [116] W. A. Leary and J. U. Jovellanos, "A Study of Piston and Ring Friction," *NACA - National Advisory Committee for Aeronautics - Wartime Report W-37*, no. 4J06, 1944.
- [117] G. Lechner *et al.*, "Engine Oil Effects on the Friction and Emissions of a Light-Duty, 2.2L Direct - Injection - Diesel Engine Part 1 - Engine Test Results," *SAE*, no. 2002-01-2681, 2002.
- [118] P. M. Lee *et al.*, "The Degradation of Lubricants in Gasoline Engines: Development of a Test Procedure to Evaluate Engine Oil Degradation and its Consequences for Rheology," *Tribology and Interface Engineering Series*, vol. 48, pp. 593–602, 2005.
- [119] P. M. Lee *et al.*, "Extraction and tribological investigation of top piston ring zone oil from a gasoline engine," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 220, no. 3, pp. 171–180, 2006.
- [120] K. Liao, H. Chen, and T. Tian, "The Study of Friction between Piston Ring and Different Cylinder Liners using Floating Liner Engine - Part 1," *SAE*, no. 2012-01-1334, 2012.
- [121] K. Liao, Y. Liu, D. Kim, P. Urzua, and T. Tian, "Practical challenges in determining piston ring friction," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 227, no. 2, pp. 112–125, 2013.
- [122] B. Littlefair *et al.*, "Transient Tribo-Dynamics of Thermo-Elastic Compliant High-Performance Piston Skirts," *Tribol Lett*, vol. 53, no. 1, pp. 51–70, 2014.
- [123] J. C. Livengood and C. Wallour, "A Study of Piston-Ring Friction," *NACA - National Advisory Committee for Aeronautics - Technical Note*, no. 1249, 1947.
- [124] J. P. Lux, D. P. Hault, and M. J. Olechowski, "Lubricant Film Thickness Measurements in a Diesel Engine Piston Ring Zone," *Lubrication Engineering*, vol. 47, no. 5, pp. 353–364, 1991.

- [125] F. J. Maassen, J. Dohmen, S. Pischinger, and M. Schwaderlapp, "Reibleistungsreduktion: Konstruktive Maßnahmen zur Verbrauchseinsparung," *MTZ Motortech Z*, vol. 66, no. 7-8, pp. 592–597, 2005.
- [126] D. Madden, K. Kim, and M. Takiguchi, "Part 1: Piston Friction and Noise Study of Three Different Piston Architectures for an Automotive Gasoline Engine," *SAE*, no. 2006-01-0427, 2006.
- [127] Mahle GmbH, *Kolben und motorische Erprobung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015.
- [128] C. Mattsson, "Measurement of the Oil Film Thickness Between the Cylinder Liner and the Piston Rings in a Heavy Duty Directly Injected Diesel Engine," *SAE*, no. 952469, 1995.
- [129] A. Merkle, S. Kunkel, and G. Wachtmeister, "Analysis of the Mixed Friction in the Piston Assembly of a SI Engine," *SAE Int. J. Engines*, vol. 5, no. 3, pp. 1487–1497, 2012.
- [130] A. Merkle, "Maßnahmen zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Verbrennungsmotoren durch Reibungsoptimierung des tribologischen Systems Kolbengruppe," Dissertation, Technische Universität München, München, 2014.
- [131] Micro-Epsilon, *Abstandsmessung mit kapazitiven Sensoren*. [Online] Available: <http://www.micro-epsilon.de/press/publication/pub-de--2016-09--Abstandsmessung-mit-kapazitiven-Sensoren.pdf>. Accessed on: Jun. 12 2017.
- [132] Micro-Epsilon, *Das besondere Messverfahren: Wirbelstrom-Wegmessung von Micro-Epsilon*. [Online] Available: <http://www.micro-epsilon.de/press/publication/pub-de--2016-06--Wirbelstrom.pdf>. Accessed on: Jun. 12 2017.
- [133] R. Mills, E. Avan, and R. Dwyer-Joyce, "Piezoelectric sensors to monitor lubricant film thickness at piston-cylinder contacts in a fired engine," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 227, no. 2, pp. 100–111, 2013.
- [134] R. Mills, J. Vail, and R. Dwyer-Joyce, "Ultrasound for the non-invasive measurement of internal combustion engine piston ring oil films," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 229, no. 2, pp. 207–215, 2015.
- [135] B.-S. Min, J.-S. Kim, D.-Y. Oh, J.-K. Choi, and J.-H. Jin, "Dynamic Characteristics of Oil Consumption - Relationship Between the Instantaneous Oil Consumption and the Location of Piston Ring Gap," *SAE*, no. 982442, 1998.
- [136] R. Mittler, A. Mierbach, and D. Richardson, "Understanding the Fundamentals of Piston Ring Axial Motion and Twist and the Effects on Blow-By," *ASME Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference*, no. ICES2009-76080, pp. 721–735, 2009.
- [137] S. L. MOORE and G. M. Hamilton, "The starved lubrication of piston rings in a diesel engine," *ARCHIVE: Journal of Mechanical Engineering Science 1959-1982 (vols 1-23)*, vol. 20, no. 6, pp. 345–352, 1978.
- [138] S. L. MOORE, "Measurement of the Ring to Liner Oil Film Thickness in a Caterpillar 1-G Diesel Engine," *SAE*, no. 790730, 1979.
- [139] S. L. MOORE, G. M. Hamilton, and D. A. Parker, "Discussion of previous paper [The piston ring at top dead centre]," *ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982 (vols 1-196)*, vol. 194, no. 1980, S81-S84, 1980.
- [140] S. L. MOORE and G. M. Hamilton, "The piston ring at top dead centre," *ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982 (vols 1-196)*, vol. 194, no. 1980, pp. 373–381, 1980.
- [141] S. L. MOORE, "Piston Ring Oil Film Thickness- The Effect of Viscosity," *SAE*, no. 850439, 1985.
- [142] H. Moritani and Y. Nozawa, "Investigation on oil degradation in piston second-land region of gasoline engine.," *Japanese Journal of Tribology*, vol. 44, no. 4, pp. 435–446, 1999.
- [143] T. Mueller, S. Wigger, H.-J. Fuesser, and S. Kaiser, "Development of a LIF-Imaging System for Simultaneous High-Speed Visualization of Liquid Fuel and Oil Films in an Optically Accessible DISI Engine," *SAE*, no. 2018-01-0634, 2018.
- [144] R. A. Mufti and M. Priest, "Experimental Evaluation of Piston-Assembly Friction Under Motored and Fired Conditions in a Gasoline Engine," *J. Tribol.*, vol. 127, no. 4, p. 826, 2005.

- [145] T. Müller, S. Wigger, H.-J. Füller, and S. Kaiser, "Optische Untersuchung der Schmierungsverhältnisse im Reibkontakt Kolbenhemd/Zylinderlaufbahn mittels laserinduzierter Fluoreszenz an einem optisch zugänglichen Einzylindermotor," in *57. Tribologie-Fachtagung 2016 - Gesellschaft für Tribologie e.V.*, Göttingen, 2016.
- [146] J. E. Myers, G. L. Borman, and P. S. Myers, "Measurements of Oil Film Thickness and Liner Temperature at Top Ring Reversal in a Diesel Engine," *SAE*, no. 900813, 1990.
- [147] P. Nagar and S. Miers, "Friction between Piston and Cylinder of an IC Engine: a Review," *SAE*, no. 2011-01-1405, 2011.
- [148] K. Nakashima, S. Ishihara, and K. Urano, "Influence of Piston Ring Gaps on Lubricating Oil Flow into the Combustion Chamber," *SAE*, no. 952546, 1995.
- [149] K. Nakashima, S. Ishihara, K. Urano, and K. Murata, "Lubricating Oil Flow into the Combustion Chamber and its Reduction Method in an Automobile Gasoline Engine," *SAE*, no. 962034, 1996.
- [150] K. Nakashima, S. Ishihara, K. Urano, and K. Murata, "A Study on Lubricating Oil Flow into the Combustion Chamber for the Top Ring with a Special Joint," *SAE*, no. 982441, 1998.
- [151] K. Nakayama, Y. Yasutake, M. Takiguti, and S. Furuhashi, "Effect of Piston Motion on Piston Skirt Friction of a Gasoline Engine," *SAE*, no. 970839, 1997.
- [152] K. Nakayama, T. Seki, M. Takiguchi, T. Someya, and S. Furuhashi, "The Effect of Oil Ring Geometry on Oil Film Thickness in the Circumferential Direction of the Cylinder," *SAE*, no. 982578, 1998.
- [153] K. Nakayama, S. Tamaki, H. Miki, and M. Takiguchi, "The Effect of Crankshaft Offset on Piston Friction Force in a Gasoline Engine," *SAE*, no. 2000-01-0922, 2000.
- [154] Nationale Plattform Elektromobilität (NPE), "Fortschrittsbericht 2018 – Markthochlaufphase," Berlin, 2018.
- [155] S. R. Nattrass, D. M. Thompson, and H. McCann, "First In-Situ Measurement of Lubricant Degradation in the Ring Pack of a Running Engine," *SAE*, no. 942026, 1994.
- [156] M. T. Noorman, D. N. Assanis, D. J. Patterson, S. C. Tung, and S. I. Tseregounis, "Overview of Techniques for Measuring Friction Using Bench Tests and Fired Engines," *SAE*, no. 2000-01-1780, 2000.
- [157] D. A. Parker, D. R. Adams, and G. Donnison, "The measurement and reduction of piston assembly friction," in *Proceedings of the IMechE 2nd International Conference on Combustion Engines - Reduction of Friction and Wear*, London, 1989, pp. 27–34.
- [158] D. J. Patterson, K. M. Morrison, and G. B. Schwartz, "Piston and Ring Assembly Friction Studies in Cummins 903 Engine," Final rept. Oct 1984-Oct 1988, U.S. ARMY TANK-AUTOMOTIVE COMMAND RESEARCH, DEVELOPMENT & ENGINEERING CENTER Technical Report no. 13475 (Accession Number : ADA233072), 1989.
- [159] R. V. Phen, D. Richardson, and G. Borman, "Measurements of Cylinder Liner Oil Film Thickness in a Motored Diesel Engine," *SAE*, no. 932789, 1993.
- [160] S. Pischinger, J. Dohmen, F. Maassen, and E. Karrar, "Potenziale zur Reibleistungsreduktion der Kolbengruppe," in *ATZ Fachtagung Reibungsminimierung im Antriebsstrang*, 2009.
- [161] S. Pischinger, F. Ring, and Nijs Martin, "Reibungsminimierung der Kolbengruppe: Einfluss verschiedener Linneroberflächen auf die dynamische Kolbenreibungskraft," in *2. ATZ-Fachtagung*, Esslingen, 2011.
- [162] M. Plettenberg, D. Henaux, and B. Hammermüller, "Measurement Studies on the Tribological System Piston - Piston Ring - Cylinder," *SAE*, no. 2015-01-1776, 2015.
- [163] C. Priestner, H. Petutschnig, A. Ennemoser, and F. Zieher, "Werkzeuge zur effektiven Reibungsoptimierung," *MTZ Motortech Z*, vol. 77, no. 12, pp. 20–25, 2016.
- [164] S. Przesmitzki, A. Vokac, and T. Tian, "An Experimental Study of Oil Transport between the Piston Ring Pack and Cylinder Liner," *SAE*, no. 2005-01-3823, 2005.
- [165] S. Przesmitzki and T. Tian, "Oil Transport Inside the Power Cylinder During Transient Load Changes," *SAE*, no. 2007-01-1054, 2007.

- [166] S. Przesmitzki, "Characterization of oil transport in the power cylinder of internal combustion engines during steady state and transient operation," Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, 2008.
- [167] P. Ragot and M. Rebbert, "Investigations of Crank Offset and It's Influence on Piston and Piston Ring Friction Behavior Based on Simulation and Testing," SAE, no. 2007-01-1248, 2007.
- [168] *Regulation (EC) No 443/2009 of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 setting emission performance standards for new passenger cars as part of the Community's integrated approach to reduce CO2 emissions from light-duty vehicles: Regulation (EC) No 443/2009*, 2009.
- [169] *Regulation (EU) No 333/2014 of the European Parliament and of the Council of 11 March 2014 amending Regulation (EC) No 443/2009 to define the modalities for reaching the 2020 target to reduce CO 2 emissions from new passenger cars: Regulation (EU) No 333/2014*, 2014.
- [170] A. Rehl, "Reibungs- und Verschleißuntersuchungen am tribologischen System Kolbenring/Aluminium-Silizium-Zylinderlaufbahn," Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2012.
- [171] D. E. Richardson and G. L. Borman, "Using Fiber Optics and Laser Fluorescence for Measuring Thin Oil Films with Application to Engines," SAE, no. 912388, 1991.
- [172] D. E. Richardson and G. L. Borman, "Theoretical and Experimental Investigations of Oil Films for Application to Piston Ring Lubrication," SAE, no. 922341, 1992.
- [173] D. E. Richardson, "Comparison of Measured and Theoretical Inter-Ring Gas Pressure on a Diesel Engine," SAE, no. 961909, 1996.
- [174] M. Romare and L. Dahllöf, "The Life Cycle Energy Consumption and Greenhouse Gas Emissions from Lithium-Ion Batteries: A Study with Focus on Current Technology and Batteries for light-duty vehicles," IVL Swedish Environmental Research Institute C 243, 2017.
- [175] Y. Rosefort and P. Mauermann, "Öl- und Partikelemission: Untersuchung der Anteile der Partikelemission aus den Schmierölverbrauchsquellen bei Dieselmotoren," Vorhaben Nr. 847, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., FVV Abschlussberichte Heft 842, 2007.
- [176] J. P. Ryan *et al.*, "Engine Experiments on the Effects of Design and Operational Parameters on Piston Secondary Motion and Piston Slap," SAE, no. 940695, 1994.
- [177] P. Saad *et al.*, "Modeling and Measurement of Tribological Parameters between Piston Rings and Liner in Turbocharged Diesel Engine," SAE, no. 2007-01-1440, 2007.
- [178] K. Saito, T. Igashira, and M. Nakada, "Analysis of Oil Consumption by Observing Oil Behavior Around Piston Ring Using a Glass Cylinder Engine," SAE, no. 892107, 1989.
- [179] S. Sanda, A. Saito, T. Konomi, and H. Nohira, "Development of scanning laser-induced-fluorescence method for analyzing piston oil film behaviour," *IMEchE Conference Transaction, Experimental and predictive methods in engine research and development*, vol. 10, pp. 155–164, 1993.
- [180] S. SANDA, M. Murakami, T. NODA, and T. Konomi, "Analysis of Lubrication of a Piston Ring Package. (Effect of Oil Starvation on Oil Film Thickness)," *JSME international journal. Ser. B, Fluids and thermal engineering*, vol. 40, no. 3, pp. 478–486, 1997.
- [181] O. Sato *et al.*, "Improvement of Piston Lubrication in a Diesel Engine By Means of Cylinder Surface Roughness," SAE, no. 2004-01-0604, 2004.
- [182] T. Sato, H. Kurita, A. Ito, and H. Iwasaki, "Friction Measurement of Al-17%Si Monolithic Cylinder with using Newly Developed Floating Liner Device," *SAE Int. J. Engines*, vol. 8, no. 1, pp. 135–142, 2015.
- [183] F. X. Schauer, "Untersuchung moderner ottomotorischer Brennverfahren zur Reduktion der Partikelemissionen," Dissertation, Technische Universität München, München, 2014.
- [184] E. W. Schneider and D. H. Blossfeld, "Method for Measurement of Piston Ring Rotation in an Operating Engine," SAE, no. 900224, 1990.
- [185] E. W. Schneider *et al.*, "Effect of Cylinder Bore Out-of-Roundness on Piston Ring Rotation and Engine Oil Consumption," SAE, no. 930796, 1993.
- [186] E. W. Schneider, J. A. Sell, and J. W. Siekkinen, "The Contribution of Lubricating Oil to Exhaust Deposits and Exhaust Particulates from Gasoline Engines - A Radiotracer Method," SAE, no. 982580, 1998.

- [187] J. Schommers, H. Scheib, M. Hartweg, and A. Bosler, "Reibungsminimierung bei Verbrennungsmotoren," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, vol. 74, no. 7-8, pp. 566–573, 2013.
- [188] M. Schwaderlapp, F. Koch, and J. Dohmen, "Friction Reduction - the Engine's Mechanical Contribution to Saving Fuel," in *FISITA World Automotive Congress*, Seoul, 2000.
- [189] S. Sellmeier, "Laserspektroskopische Spurenanalytik von Ölbestandteilen in Abgasen von Verbrennungsmotoren: Entwicklung eines neuen Verfahrens zur Online-Messung des Motorölverbrauchs," Dissertation, Technische Universität München, München, 2011.
- [190] E. Senzer, "Oil transport inside the oil control ring groove and its interaction with surrounding areas in internal combustion engines," Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, 2012.
- [191] C. Sethu, M. E. Leustek, S. V. Bohac, Z. S. Filipi, and D. N. Assanis, "An Investigation in Measuring Crank Angle Resolved In-Cylinder Engine Friction Using Instantaneous IMEP Method," *SAE*, no. 2007-01-3989, 2007.
- [192] B. T. Shaw, D. P. Hoult, and V. W. Wong, "Development of Engine Lubricant Film Thickness Diagnostics Using Fiber Optics and Laser Fluorescence," *SAE*, no. 920651, 1992.
- [193] L. Shenghua, L. Jijun, Z. Longbao, and W. Rong, "An Experimental Investigation of the Oil Film Lubricating Piston Rings," *SAE*, no. 961912, 1996.
- [194] I. Sherrington, "Oil film thickness measurement: A contribution to the understanding and control of lubrication in the piston-ring packs of IC engines," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 225, no. 7, pp. 595–601, 2011.
- [195] N. Shibuya, K. Onogawa, Y. Akasaka, O. Mochida, and H. Watanabe, "Development of a Low Friction Piston with a New Flexible Skirt Structure for a 3.5-L V6 Gasoline Engine," *SAE*, no. 2002-01-0491, 2002.
- [196] K. Shin, Y. Tateishi, and S. Furuhashi, "Measurement of Oil-Film-Thickness Between Piston Ring and Cylinder," *SAE*, no. 830068, 1983.
- [197] K. Shin, Y. Tateishi, and S. Furuhashi, "Measurement and characteristics of instantaneous piston ring frictional force," in vol. C61/85, *Combustion engines - reduction of friction and wear I Mech E Conf.*, 1985, pp. 87–94.
- [198] A. E. Smart and R. Ford, "Measurement of Thin Liquid Films by a Fluorescence Technique," *Wear*, vol. 29, pp. 41–47, 1974.
- [199] S. J. Söchtig and I. Sherrington, "The effect of load and viscosity on the minimum operating oil film thickness of piston-rings in internal combustion engines," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 223, no. 3, pp. 383–391, 2009.
- [200] D. H. Stegemann, "Radioisotopen als Hilfsmittel zur Untersuchung des Kolbenringdrehens und seines Einflusses auf die Abdichtung," Dissertation, Technische Hochschule Karlsruhe, Karlsruhe, 1962.
- [201] C. Stein, M. Budde, S. Krause, S. Brandt, and F. Schlerage, "Schmierölemission und Gemischbildung: Beeinflussung der Schmierölemission durch die Gemischbildung im Brennraum von Verbrennungsmotoren," Vorhaben Nr. 933, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., FVV Abschlussberichte Heft 901, 2010.
- [202] M. J. Stiyyer and J. B. Ghandhi, "Direct Calibration of LIF Measurements of the Oil Film Thickness Using the Capacitance Technique," *SAE*, no. 972859, 1997.
- [203] Stribeck R., "Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager," *Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, Verein Deutscher Ingenieure*, no. 7, pp. 1–47, 1903.
- [204] H. Suzuki, Y. Baba, and N. Kadoi, "Analysis of piston skirt friction in a gasoline engine: Effects of Oil Film Distribution on the Skirt," *JSAE Review of Automotive Engineering*, vol. 26, no. 4, pp. 405–411, 2005.
- [205] H. Tabata, N. Kaneko, and Y. Mihara, "Improvement in Accuracy of Piston Frictional Force Measurement Using Floating Liner Engine," *Tribology Online*, vol. 12, no. 3, pp. 141–146, 2017.
- [206] M. Takiguchi, T. Hyuga, and S. Furuhashi, "Characteristics Of Piston With Pressure Ring And One Narrow Single-Rail Oil Ring," *SAE*, no. 885131, 1988.
- [207] M. Takiguchi, H. Kikuchi, and S. Furuhashi, "Influence of Clearance Between Piston and Cylinder on Piston Friction," *SAE*, no. 881621, 1988.

- [208] M. Takiguchi, "Characteristics of friction and lubrication of two-ring piston," *JSAE Review*, vol. 17, no. 1, pp. 11–16, 1996.
- [209] M. Takiguchi, K. Nakayama, S. Furuhashi, and H. Yoshida, "Variation of Piston Ring Oil Film Thickness in an Internal Combustion Engine - Comparison Between Thrust and Anti-Thrust Sides," *SAE*, no. 980563, 1998.
- [210] M. Takiguchi *et al.*, "Oil Film Thickness Measurement and Analysis of a Three Ring Pack in an Operating Diesel Engine," *SAE*, no. 2000-01-1787, 2000.
- [211] J. Tamminen, C.-E. Sandström, and H. Nurmi, "Influence of the Piston Inter-ring Pressure on the Ring Pack Behaviour in a Medium Speed Diesel Engine," *SAE*, no. 2005-01-3847, 2005.
- [212] J. Tamminen, C.-E. Sandström, and P. Andersson, "Influence of load on the tribological conditions in piston ring and cylinder liner contacts in a medium-speed diesel engine," *Tribology International*, vol. 39, no. 12, pp. 1643–1652, 2006.
- [213] R. I. Taylor, M. A. Brown, D. M. Thompson, and J. C. Bell, "The Influence of Lubricant Rheology on Friction in the Piston Ring-Pack," *SAE*, no. 941981, 1994.
- [214] R. I. Taylor and P. G. Evans, "In-situ piston measurements," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 218, no. 3, pp. 185–200, 2004.
- [215] S. Teraguchi, W. Suzuki, M. Takiguchi, and D. Sato, "Effects of Lubricating Oil Supply on Reductions of Piston Slap Vibration and Piston Friction," *SAE*, no. 2001-01-0566, 2001.
- [216] E. Thiele, "Beitrag zur Reibungsanalyse von Hubkolbentriebwerken," Dissertation, Universität Hannover, Hannover, 1982.
- [217] B. Thirouard, T. Tian, and D. P. Hart, "Investigation of Oil Transport Mechanisms in the Piston Ring Pack of a Single Cylinder Diesel Engine, Using Two Dimensional Laser Induced Fluorescence," *SAE*, no. 982658, 1998.
- [218] B. Thirouard, "Characterization and modeling of the fundamental aspects of oil transport in the piston ring pack of internal combustion engines," Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, 2001.
- [219] B. Thirouard and T. Tian, "Oil Transport in the Piston Ring Pack (Part I): Identification and Characterization of the Main Oil Transport Routes and Mechanisms," *SAE*, no. 2003-01-1952, 2003.
- [220] B. Thirouard and T. Tian, "Oil Transport in the Piston Ring Pack (Part II): Zone Analysis and Macro Oil Transport Model," *SAE*, no. 2003-01-1953, 2003.
- [221] L. L. Ting, "Development of a Laser Fluorescence Technique For Measuring Piston Ring Oil Film Thickness," *J. Lub. Tech.*, vol. 102, no. 2, p. 165, 1980.
- [222] E. Tomanik and A. Ferrarese, "Low Friction Ring Pack for Gasoline Engines," *ASME Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, no. ICEF2006-1566, pp. 449–455, 2006.
- [223] S. C. Tung and M. L. McMillan, "Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future," *Tribology International*, vol. 37, no. 7, pp. 517–536, 2004.
- [224] B. Uhlig, C. Kirner, and G. Wachtmeister, "Tribologische Untersuchungen an der Kolbengruppe," in *4. Györrer Tribologie Tagung*, Győr, 2016, pp. 23–33.
- [225] B. Uhlig, C. Kirner, A. Behn, and M. Feindt, "Untersuchung des Ölhaushalts an der Kolbengruppe," *MTZ Motortech Z*, vol. 77, no. 4, pp. 66–73, 2016.
- [226] B. Uhlig *et al.*, "Kolbenring-Öltransport II: Öltransport durch die Kolbenringe," Vorhaben Nr. 1197, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., FVV Abschlussberichte Heft 1120, 2017.
- [227] B. Uhlig, A.-C. Preuß, J. Graf, and M. Neben, "Messtechnische und simulative Untersuchung des Ölhaushalts an der Kolbengruppe," *MTZ Motortech Z*, vol. 78, no. 2, pp. 76–81, 2017.
- [228] B. Uhlig, C. Kirner, A.-C. Preuß, and G. Wachtmeister, "Real-Time Measurement of the Piston Ring Gap Positions and Their Effect on Exhaust Engine Oil Emission," *SAE*, no. 2018-01-5006, 2018.
- [229] Umwelt- und Prognose - Institut e.V., "Ökologische Folgen von Elektroautos: Ist die staatliche Förderung von Elektro- und Hybridautos sinnvoll?," UPI-Bericht 79, 2017.

- [230] Umweltbundesamt, "Nationale Trendtabellen für die deutsche Berichterstattung atmosphärischer Emissionen," Dessau, 2017.
- [231] M. Urabe, T. Tomomatsu, K. Ishiki, M. Takiguchi, and T. Someya, "Variation of Piston Friction Force and Ring Lubricating Condition in a Diesel Engine with EGR," *SAE*, no. 982660, 1998.
- [232] H. M. Uras and D. J. Patterson, "Measurement of Piston and Ring Assembly Friction Instantaneous IMEP Method," *SAE*, no. 830416, 1983.
- [233] H. M. Uras and D. J. Patterson, "Effect of Some Lubricant and Engine Variables on Instantaneous Piston and Ring Assembly Friction," *SAE*, no. 840178, 1984.
- [234] H. M. Uras and D. J. Patterson, "Oil and Ring Effects on Piston-Ring Assembly Friction by the Instantaneous IMEP Method," *SAE*, no. 850440, 1985.
- [235] H. M. Uras and D. J. Patterson, "Effect of Some Piston Variables on Piston and Ring Assembly Friction," *SAE*, no. 870088, 1987.
- [236] M. Usui, K. Murayama, K. Oogake, and H. Yoshida, "Study of Oil Flow Surrounding Piston Rings and Visualization Observation," *SAE*, no. 2008-01-0795, 2008.
- [237] G. Vogelpohl, *Betriebssichere Gleitlager: Berechnungsverfahren für Konstruktion und Betrieb*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1958.
- [238] A. Vokac and T. Tian, "An Experimental Study of Oil Transport on the Piston Third Land and the Effects of Piston and Ring Designs," *SAE*, no. 2004-01-1934, 2004.
- [239] G. Wachtmeister and K. Zeilinger, "Einfluss der Druckanstiegsgeschwindigkeit auf die Bauteilbelastung," Vorhaben Nr. 351, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., FVV Abschlussberichte, 1987.
- [240] E. Wagner, "Beitrag zur Beschreibung der Kolbenringbewegungen und des Druckverlaufes im Ringpaket eines Zweitakt Schiffs-Dieselmotors," in *Reihe 6*, vol. 131, *Fortschritt-Berichte VDI*, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1983.
- [241] R. Wakabayashi, M. Takiguchi, T. Shimada, Y. Mizuno, and T. Yamauchi, "The Effects of Crank Ratio and Crankshaft Offset on Piston Friction Losses," *SAE Paper*, no. 2003-01-0983, 2003.
- [242] R. Wakabayashi, M. Kawanishi, H. Yoshida, and Y. Ozaki, "The Effects of Piston Rings and Liner Break-in on Lubricating Condition," *SAE*, no. 2007-01-1250, 2007.
- [243] R. Wakabayashi, K. Mochiduki, and H. Yoshida, "Lubricating Condition of Piston Ring and Cylinder for Significantly Reducing Piston Friction Loss (Lubricating Condition of Plateau-Honing and Single-Honing Cylinders during Break-in)," *SAE*, no. 2009-01-0188, 2009.
- [244] Y. Wakuri, T. Hamatake, M. Soejima, and T. Kitahara, "Piston ring friction in internal combustion engines," *Tribology International*, vol. 25, no. 5, pp. 299–308, 1992.
- [245] Y. Wakuri, M. Soejima, T. Kitahara, M. Nunotani, and M. Ootsubo, "Studies on the Characteristics of Piston Ring Friction," *JSAE Review*, vol. 13, no. 2, pp. 48–53, 1992.
- [246] Y. Wakuri, M. Soejima, T. Kitahara, M. Nunotani, and Y. Kabe, "Characteristics of Piston Ring Friction: Influences of Lubricating Oil Properties," *JSME international journal. Ser. B, Fluids and thermal engineering*, vol. 38, no. 3, pp. 593–600, 1995.
- [247] Y. Wakuri, M. Soejima, Y. Ejima, T. Hamatake, and T. Kitahara, "Studies on Friction Characteristics of Reciprocating Engines," *SAE Paper*, no. 952471, 1995.
- [248] Y. Wang *et al.*, "Effect of lubricating oil additive package on the characterization of diesel particles," *Applied Energy*, vol. 136, pp. 682–691, 2014.
- [249] H.-J. Weimar, "Entwicklung eines laser-optischen Messsystems zur kurbelwinkelaufgelösten Bestimmung der Ölfilmdicke zwischen Kolbenring und Zylinderwand in einem Ottomotor," Dissertation, Universität Karlsruhe, Karlsruhe, 2002.
- [250] M. Werner, A. Merkle, S. Graf, R. Holzmüller, and G. Wachtmeister, "Calculation of the Piston Assembly Friction: Classification, Validation and Interpretation," *SAE*, no. 2012-01-1323, 2012.

- [251] M. Werner, S. Graf, A. Merkle, and G. Wachtmeister, "Direkte Messung der Kolbengruppenreibung," *MTZ Motortech Z*, vol. 75, no. 1, pp. 72–79, 2014.
- [252] M. Werner, "Entwicklung eines Motorprüfstands zur Untersuchung der Kolbengruppenreibung und deren Haupteinflussgrößen," Dissertation, Technische Universität München, München, 2014.
- [253] Z. Westerfield, Y. Liu, D. Kim, and T. Tian, "A Study of the Friction of Oil Control Rings Using the Floating Liner Engine," *SAE Int. J. Engines*, vol. 9, no. 3, 2016.
- [254] Z. Westerfield, P. Totaro, D. Kim, and T. Tian, "An Experimental Study of Piston Skirt Roughness and Profiles on Piston Friction Using the Floating Liner Engine," *SAE*, no. 2016-01-1043, 2016.
- [255] S. Wigger, "Charakterisierung von Öl- und Kraftstoffschichten in der Kolbengruppe mittels laserinduzierter Fluoreszenz," Dissertation, Universität Duisburg-Essen, Duisburg-Essen, 2014.
- [256] S. Wigger, T. Müller, and H.-J. Füller, "Tribologieanalyse der Kolbengruppe mittels optisch zugänglichem Forschungsmotor," *MTZ Motortech Z*, vol. 78, no. 7-8, pp. 46–51, 2017.
- [257] R. D. Wing and O. Saunders, "Oil Film Temperature and Thickness Measurements on the Piston Rings of a Diesel Engine," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 186, pp. 1–9, 1972.
- [258] E. Winklhofer, S. Lösch, and S. Satschen, "Kolben-Zylinderreibung - ein Prüfsystem für höchste Meßgenauigkeit," in *4. Györer Tribologie Tagung*, Győr, 2016, pp. 143–156.
- [259] V. W. Wong and D. P. Hoult, "Experimental Survey of Lubricant-Film Characteristics and Oil Consumption in a Small Diesel Engine," *SAE*, no. 910741, 1991.
- [260] T. Yamada *et al.*, "Multiple Experimental Approaches to Investigate Oil Transport Mechanism of Piston-Liner System," in *24. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2015, pp. 1011–1030.
- [261] E. Yilmaz, "Sources and Characteristics of Oil Consumption in a Spark-Ignition Engine," Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, 2003.
- [262] E. Yilmaz, T. Tian, V. W. Wong, and J. B. Heywood, "The Contribution of Different Oil Consumption Sources to Total Oil Consumption in a Spark Ignition Engine," *SAE*, no. 2004-01-2909, 2004.
- [263] J. E. Yun and S. S. Kim, "New Device for Piston-Ring Assembly Friction Force Measurement in IDI Diesel Engine," *JSME international journal. Ser. B, Fluids and thermal engineering*, vol. 36, no. 4, pp. 723–729, 1993.
- [264] E. Zanghi and T. Tian, "Development of a High Speed Laser Induced Fluorescence (HSLIF) System in a Single Cylinder Engine for Oil Transport Studies," *SAE*, no. 2016-01-0642, 2016.

**Abbildungsverzeichnis**

Abbildung 1: Koordinatensystem ..... vi

Abbildung 2: CO<sub>2</sub>-Emissionen und der Einfluss der Kolbengruppe im Straßenverkehr nach [75], [37]..... 1

Abbildung 3: Tribosystem Kolbengruppe, \* nach [27] ..... 4

Abbildung 4: Reibung und Schmierfilm an der Kolbengruppe nach [203], [90], [250], [251], [40], [97] ..... 6

Abbildung 5: Literatursortierung ..... 11

Abbildung 6: Floating Liner Reibmesssysteme, siehe auch Skizzen in [252], [130]..... 12

Abbildung 7: LiF-Messprinzip: Absorptions-, Emissionsspektrum nach [4], [145] und Filterung der Emission..... 18

Abbildung 8: zwei- und eindimensionale LiF-Messsysteme, vergleiche Aufbau in [249], [145]..... 19

Abbildung 9: Reibkraft- (Ausschnitt aus Fig 6) und Schmierfilmdickenmessungen (Fig 4) aus [107]..... 28

Abbildung 10: Prüfstand und Versuchsmotor ..... 34

Abbildung 11: "Break-out Box" [96]..... 35

Abbildung 12: Motor mit abgetrenntem Zylindergehäuse für den Umbau der Kolbengruppe..... 36

Abbildung 13: Schnitt durch den Versuchsmotor, Schnittdefinition in Abbildung 10 ..... 37

Abbildung 14: Bauraumkonflikte bei der Kinematikauslegung des Messschwingensystems ..... 39

Abbildung 15: Einbausituation und Kinematik des Messschwingensystems..... 41

Abbildung 16: Lichtleiter- und Kabelführung, mechanischer Aufbau des Messschwingensystems nach [96]..... 43

Abbildung 17: Kabelführung zwischen Koppel und Kolben nach [96] ..... 45

Abbildung 18: Messkolbenübersicht ..... 46

Abbildung 19: Schaden am Messkolben 1 und der Laufbuchse ..... 47

Abbildung 20: defekte Lichtleiter in der Lichtleiterbrücke ..... 48

Abbildung 21: 3D-Schnitt des Reib- und Schmierfilmdickenmesssystems ..... 50

Abbildung 22: Bauraumaufteilung des Zylinderkopfs ..... 51

Abbildung 23: 3D-Schnittansicht des Zylinderkopfs ..... 52

Abbildung 24: Reibkraft bei unterkritisch gelagertem Motor,  $p_{mi} = 6$  bar ..... 54

Abbildung 25: Reibkraft bei überkritisch gelagertem Motor,  $n = 2000$  1/min ..... 55

Abbildung 26: Schwingungen bei unter- und überkritisch gelagertem Motor im Schleppversuch ..... 56

Abbildung 27: Reibkraft ohne und mit Schwingungskorrektur,  $p_{mi} = 15$  bar ..... 57

Abbildung 28: Reibkraft bei  $n = 1500$  1/min ..... 58

Abbildung 29: Schnittbild der optisch zugänglichen Laufbuchse..... 60

Abbildung 30: Vergrößerung eines LiF-Einschraubers, siehe Abbildung 29 ..... 61

Abbildung 31: Radialkonturen der Laufbuchse ..... 62

Abbildung 32: laseroptischer Aufbau nach [226]..... 64

Abbildung 33: Referenzversuch zur Kalibrierung der LiF-Messtechnik nach [226] ..... 65

Abbildung 34: Messstellen im Hub- und Geschwindigkeitsverlauf ..... 69

Abbildung 35: Schema zur Auswertung der Schmierfilmdicken ..... 71

Abbildung 36: Koordinatensystem zur Darstellung der Kolbensekundärbewegung ..... 73

Abbildung 37: Lastschnitt der Reibkraft und Schmierfilmdicke bei  $n = 1000$  1/min ..... 74

Abbildung 38: Schnitt durch das Zylindergehäuse auf der Gegendruckseite ..... 75

Abbildung 39: Untersuchung der Reibkraft und des Betriebsspiels, A aus [252], B aus [130] ..... 76

Abbildung 40: Vergrößerung aus Abbildung 37 bei $n = 1000$ 1/min.....	77
Abbildung 41: Vergrößerung aus Abbildung 40 bei $n = 1000$ 1/min.....	77
Abbildung 42: Lastschnitt der Reibkraft, Schmierfilmdicke und Kolbensekundärbewegung bei $n = 1000$ 1/min....	80
Abbildung 43: Drehzahlschnitt der Reibkraft und Schmierfilmdicke bei $p_{mi} = 6$ bar .....	81
Abbildung 44: Vergrößerung aus Abbildung 43 bei $p_{mi} = 6$ bar .....	82
Abbildung 45: Drehzahlschnitt der Reibkraft, Schmierfilmdicke, Sekundärbewegung, $F_s$ und $M_{KB}$ bei $p_{mi} = 6$ bar	85
Abbildung 46: Geometrieinflüsse auf den Ölfilm unterhalb der Kompressionsringe.....	86
Abbildung 47: Schmierfilm und Kolbenlage in der Abwärtsbewegung bei $n = 1000$ 1/min.....	87
Abbildung 48: Schmierfilm und Kolbenlage in der Abwärtsbewegung bei $p_{mi} = 6$ bar.....	87
Abbildung 49: Reibmitteldruckkennfeld.....	88
Abbildung 50: Schmierfilmdickenkennfeld am Kolbenhemd .....	89
Abbildung 51: Schmierfilmdickenkennfeld an den Kompressionsringen .....	90
Abbildung 52: Schmierfilmdickenkennfeld am Ölabstreifring .....	90
Abbildung 53: Druckverläufe für Variation MFB 50 %, $n = 1500$ 1/min, $p_{mi} = 5$ bar.....	92
Abbildung 54: Reibkraft und Schmierfilmdicke für Variation MFB 50 %, $n = 1500$ 1/min, $p_{mi} = 5$ bar .....	92
Abbildung 55: Schmierfilmdicke im Kolbenringpaket für Variation MFB 50 %, $n = 1500$ 1/min, $p_{mi} = 5$ bar .....	93
Abbildung 56: Einlauf eines Kolbens.....	97
Abbildung 57: Reibkraftverlauf vor und nach dem Einlauf, $n = 1000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar .....	98
Abbildung 58: Schmierfilmdickenverlauf vor und nach dem Einlauf, $n = 1000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar .....	99
Abbildung 59: Kolbenhemdprofile der Versuchskolben.....	100
Abbildung 60: Schmierfilmdicken- und Reibmitteldruckkennfeld der zwei Versuchskolben .....	101
Abbildung 61: Schmierfilm und Reibkraft der zwei Versuchskolben, mit Kolbenkühldüse .....	102
Abbildung 62: Schmierfilm und Reibkraft der zwei Versuchskolben, ohne Kolbenkühldüse .....	104
Abbildung 63: Schmierfilmdickenkennfeld der zwei Versuchskolben am Feuersteg und Kompressionsring 1 ....	105
Abbildung 64: Reibmitteldruckkennfelder $F_T$ Variation .....	107
Abbildung 65: Reibkraftverläufe $F_T$ Variation bei $n = 3000$ 1/min, $p_{mi} = 15$ bar .....	107
Abbildung 66: Saugrohrdrücke.....	108
Abbildung 67: Reibkraftverläufe und Schmierfilmdicken $F_T$ Variation .....	109
Abbildung 68: Schmierfilmdicken $F_T$ Variation am Ringsteg 1 .....	110
Abbildung 69: Schmierfilmdicken $F_T$ Variation am Kompressionsring 1 und 2.....	111
Abbildung 70: Ölverbrauch $F_T$ Variation nach [226] .....	112
Abbildung 71: Reibmitteldruckkennfeld und Schmierfilmdicke Ölabstreifringtyp Variation .....	113
Abbildung 72: Schmierfilmdicken Ölabstreifringtyp Variation am Ringsteg 1.....	114
Abbildung 73: Schmierfilmdicken Ölabstreifringtyp Variation am Kompressionsring 1 und 2 .....	114
Abbildung 74: Temperaturmessstellen in der Laufbuchse und im Messkolben .....	142
Abbildung 75: Druckverläufe .....	143
Abbildung 76: Schmierfilmdickenkennfeld am oberen Kolbenhemd .....	144
Abbildung 77: Schmierfilmdickenkennfeld an den Kompressionsringen .....	144
Abbildung 78: Schmierfilmdickenkennfeld am Ölabstreifring .....	144
Abbildung 79: Kolbenhemdkonturen der Versuchskolben .....	145
Abbildung 80: Reibkraftverläufe $F_T$ Variation bei $n = 1000$ 1/min, $p_{mi} = 15$ bar .....	146

**Tabellenverzeichnis**

Tabelle 1: Beurteilung der Verfahren zur Messung der Schmierfilmdicken.....	10
Tabelle 2: gefeuerte Floating Liner Reibkraftmessungen ab 1943.....	15
Tabelle 3: gefeuerte, absolute Schmierfilmdickenmessungen mittels LiF ab 1988.....	23
Tabelle 4: kombinierte Floating Liner- und Schmierfilmdickenmessungen im gefeuerten Motor .....	30
Tabelle 5: Motordaten .....	33
Tabelle 6: Kinematikwinkel im Messschwingensystem .....	42
Tabelle 7: Zylinderkopftemperaturen .....	52
Tabelle 8: optische Untersuchung der LiF-Messstellen .....	67
Tabelle 9: Messstellen im Hub- und Geschwindigkeitsverlauf .....	70
Tabelle 10: Reibkraft und Schmierfilmdicke an spezifischen Kurbelwinkeln bei $n = 1000$ 1/min.....	74
Tabelle 11: Reibkraft und Schmierfilm an den Kolbenringen im Kurbelwinkelbereich aus Abbildung 44 .....	82
Tabelle 12: Variation der Tangentialkraft am Ölabstreifring (2-teilig) .....	106
Tabelle 13: Variation des Ölabstreifringtyps .....	113
Tabelle 14: Lichtleitertypen .....	140

---

**Anhang**

<b>A.1 Weitere Messtechniken in den Veröffentlichungen aus Tabelle 2 .....</b>	<b>139</b>
<b>A.2 Lichtleitertypen.....</b>	<b>140</b>
<b>A.3 Temperaturmessung an Laufbuchse und Kolben.....</b>	<b>141</b>
<b>A.4 Druckverläufe .....</b>	<b>143</b>
<b>A.5 Diagramme zu Kapitel 5.1.3 .....</b>	<b>144</b>
<b>A.6 Kolbenhemdkonturen .....</b>	<b>145</b>
<b>A.7 Reibkraftverläufe der Tangentialkraft- und Ölabstreifringtypvariation.....</b>	<b>146</b>

## A.1 Weitere Messtechniken in den Veröffentlichungen aus Tabelle 2

In [207] wurden zusätzlich zum Floating Liner Messsystem induktive Abstandssensoren am Kolben eingebaut, um Wechselwirkungen zwischen Laufspiel, Kolbensekundärbewegung und Reibung zu untersuchen. Takiguchi et al. nutzten in [206] weiter denselben Versuchsmotor für Reibkraftuntersuchungen an einem Ringpaket aus einem Kompressionsring und einem schmalen Ölabstreifring (Single-Rail). Dazu wurden in einem weiteren Vierzylinder Ottomotor (A: 85 mm x 76 mm) Kolbentemperatur und Ringbewegung nach [47] gemessen. Ergänzend wurden Blow-By Messungen durchgeführt. Ein weiterer Einzylinder Versuchsmotor (C: 73 mm x 77 mm) wurde mit Wasserstoff betrieben, um mittels der CO<sub>2</sub>-Rate im Abgas den Einfluss auf den Ölverbrauch zu quantifizieren. Daneben wurde in diesem Aggregat auch die Ringbewegung miterfasst. In einem weiteren Dreizylinder Versuchsmotor (D: 62 mm x 63 mm) wurden das Standardringpaket und Kombinationen mit dem schmalen Ölabstreifring bzw. Standardölabstreifring bei ausschließlicher zusätzlicher Verwendung des ersten Kompressionsrings getestet. Aufgrund der Verwendung unterschiedlicher Motoren ergeben sich z.B. für den Ölverbrauch in Motor C für das Ringpaket aus zwei Ringen mit dem schmalen Ölabstreifer geringere Werte, in Motor D dagegen höhere. Dieser Widerspruch macht deutlich, wie wichtig die Verwendung der Messtechniken an einem Versuchsmotor ist, um eine gute Aussagekraft zu erzielen. Weitere Messtechniken zur Erfassung der Phänomene an der Kolbengruppe – zusätzlich zur Reibkraftuntersuchung – finden sich in Tabelle 2 in den folgenden Veröffentlichungen.

- Untersuchung von Reibung und Kolbensekundärbewegung (4 Abstandssensoren am Kolbenhemd) in [151]
- Optimierung der Zylinderverformung (8 Wirbelstromsensoren am Kolben) in [188]
- Zusammenhang zwischen Akustik (Beschleunigungssensor am Zylindergehäuse), Ölversorgung am Kolben (Teflonschlauch über Schwinge auf den Kolben für Ölzugabe) und Kolbensekundärbewegung (induktive Sensoren) und Ölverbrauch (SO<sub>2</sub>-Tracermethode) in 79 mm x 86 mm Dieselmotor; die Reibung wurde in einem Dieselmotor mit 108 mm x 115 mm gemessen; in [215]
- Messung der Kolbensekundärbewegung und des Laufspiels an verschiedenen Kolben mittels induktiver Abstandssensoren am Kolbenhemd (4 Sensoren, oben und unten am KHD auf Druck- und Gegendruckseite) in [126]
- Reibungsoptimierung am Ringpaket, dazu ergänzende Blow-By und Ölverbrauchuntersuchungen in einem Vierzylinder- und Sechszylinder-Vollmotor in [222]
- Oberflächenuntersuchung an der Laufbuchse und Ölverbrauchsmessungen (Massenspektrometer und Gaschromatograph) in [88], [161]
- Untersuchung des Reibungsverhaltens von Stahlkolben, gleichzeitige Untersuchung der Kolbensekundärbewegung (4 induktive Sensoren am Kolben) und der Kolbentemperaturen (13 Thermoelemente Typ J) in [93]

## A.2 Lichtleitertypen

Merkmal	Messkolben 1 und Laufbuchse in [96]	Messkolben 2	Laufbuchse
Typbezeichnung	FG365UEC	FG200UCC	UM22-100
Kerndurchmesser	365 $\mu\text{m}$	200 $\mu\text{m}$	100 $\mu\text{m}$
Clad Durchmesser	400 $\mu\text{m}$	240 $\mu\text{m}$	110 $\mu\text{m}$
Coating Durchmesser	425 $\mu\text{m}$	260 $\mu\text{m}$	124 $\mu\text{m}$
Buffer Durchmesser	730 $\mu\text{m}$	400 $\mu\text{m}$	-
Buffer oder Coating Material / Temperaturbeständigkeit	Buffer aus Tefzel / 125 °C	Buffer aus Tefzel / 125 °C	Coating aus Polyimid / 300 °C
Kurzzeitbiegeradius	20 mm	12 mm	11 mm
Langzeitbiegeradius	40 mm	24 mm	33 mm

Tabelle 14: Lichtleitertypen

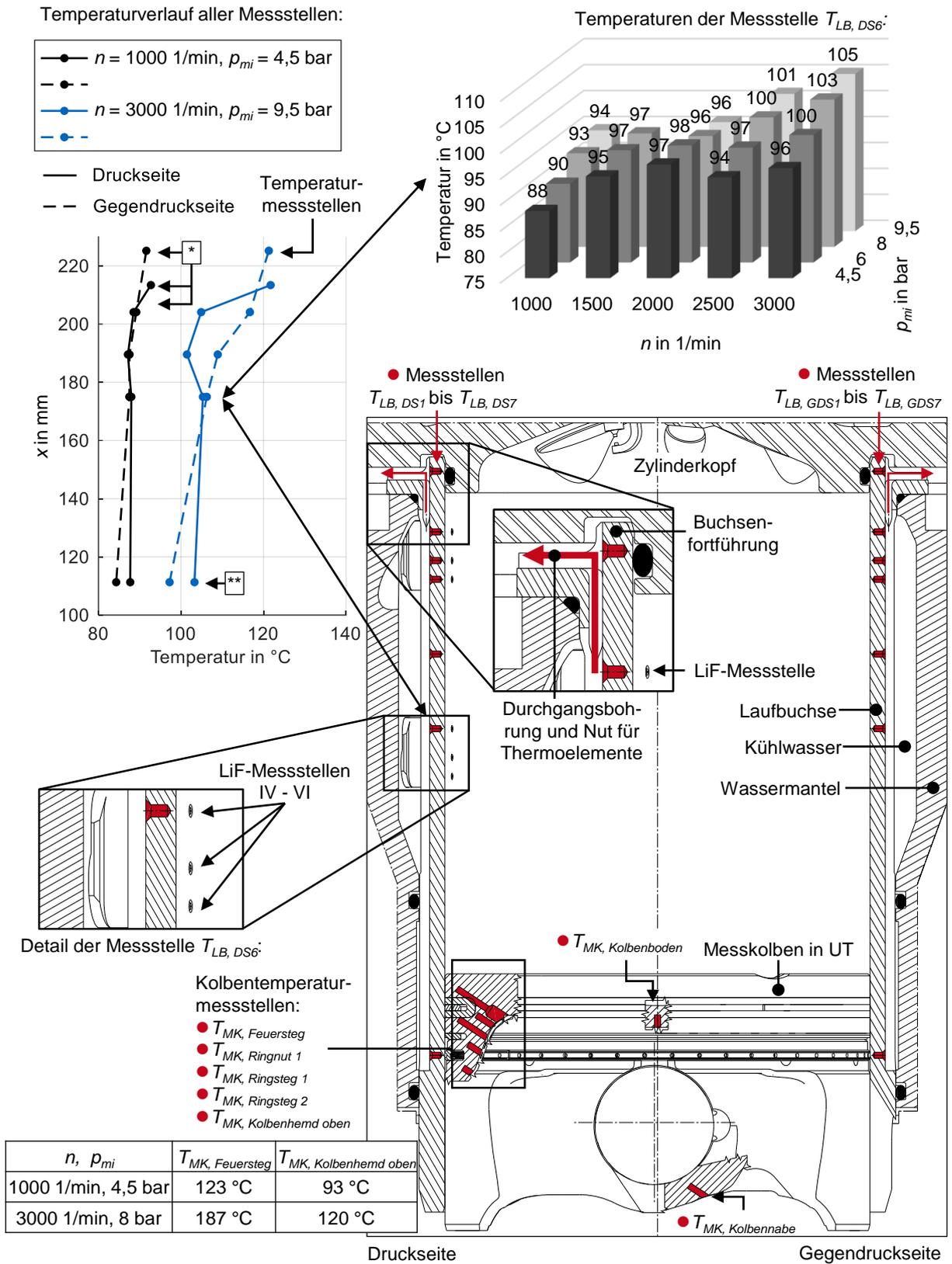
### A.3 Temperaturmessung an Laufbuchse und Kolben

Sowohl für die Überwachung des Motorbetriebs als auch die Beurteilung des Temperatureinflusses auf die Reibkraft und den Schmierfilm sind innerhalb der Laufbuchse Temperaturmessstellen integriert, siehe Abbildung 74. Im rechten Teil ist ein Schnittbild durch das Zylindergehäuse von der Druck- zur Gegendruckseite angeordnet. Darin markiert sind sieben Messstellen auf der Druck- und der Gegendruckseite. Die Thermoelemente werden über eine Nut und eine Durchgangsbohrung durch den Bund der Laufbuchse herausgeführt. Die Durchgangsbohrung wird mit Klebstoff gegen das Kühlmittel abgedichtet. Bei der Überwachung ist die oberste Temperaturmessstelle  $T_{LB, DS1}$  bzw.  $T_{LB, GDS1}$  in der Buchsenfortführung oberhalb des Bunds besonders wichtig wegen des hier konzeptbedingten Fehlens einer Kühlung. Trotzdem zeigt die Maximaltemperatur von 121 °C auf der Gegendruckseite die ausreichend starke Kühlleistung, siehe Diagramm links oben in Abbildung 74.

Zu hohe Temperaturen bringen die Brennraumdichtung am Zylinderkopf zum Versagen, was beim Versuchsmotor auch beim aufgeladen Motorbetrieb nicht der Fall ist. Für die Schmierfilmdickenbestimmung sind die Temperaturen in unmittelbarer Nähe zu den LiF-Messstellen ausschlaggebend. Neben der LiF-Messstelle IV befindet sich das Thermoelement  $T_{LB, DS6}$ , wie es die Detailansicht links vergrößert. Rechts oben sind die Temperaturen dieser Messstelle im saugmotorisch betriebenen Kennfeld aufgetragen. Der Temperaturbereich erstreckt sich von 88 °C bis 105 °C. Die Kalibrierung der LiF-Messstellen ist demnach idealerweise temperaturabhängig an jeden Betriebspunkt anzupassen. Dem entgegen spricht jedoch zum einen die Messung der Kolbentemperaturen aus dem Projekt Kolbenring-Öltransport [96] und [226], die etwas höher als die der Laufbuchse sind. Zum anderen besteht die Gegebenheit, dass im Referenzversuch in Kapitel 4.5.3 keine höheren Temperaturen als 90 °C erreicht werden. Durch die höheren Kolbentemperaturen – z.B. 187 °C am Feuersteg bei einer Drehzahl von 3000 1/min und einem indizierten Mitteldruck von 8 bar – lässt sich nicht kalkulieren, wie hoch die Öltemperatur vor der Messstelle tatsächlich ist.

Obwohl die Kalibrierfaktoren oberhalb 90 °C nicht mehr gültig sind, werden die Faktoren für die Versuche auf die konditionierte Kühlmitteltemperatur bezogen. Bei der Untersuchung von Komponentenvarianten treten ohnehin keine relevanten Temperaturunterschiede zwischen den Versuchen auf.

Die zwei Kennfeldpunkte bei 9,5 bar indiziertem Mitteldruck und den Drehzahlen 2500 und 3000 1/min werden in Kapitel 5 nicht erreicht, da die Temperaturmessungen mit einem anderen Abgasrohrsystem durchgeführt werden. Die veränderte Akustik führt dazu, dass die Kennfeldpunkte in Kapitel 5 saugmotorisch nicht möglich sind.



\*  $T_{LB, DS1}$  und  $T_{LB, GDS2}$  defekt,  $T_{LB, DS3}$  und  $T_{LB, GDS3}$  nicht in Betrieb  
 \*\* Die Messung entstammt einem Wassermantel mit Kühlmöglichkeit bis unter die Messstellen  $T_{LB, DS7}$  und  $T_{LB, GDS7}$ , ansonsten ist der Wassermantel unverändert.

Abbildung 74: Temperaturmessstellen in der Laufbuchse und im Messkolben

## A.4 Druckverläufe

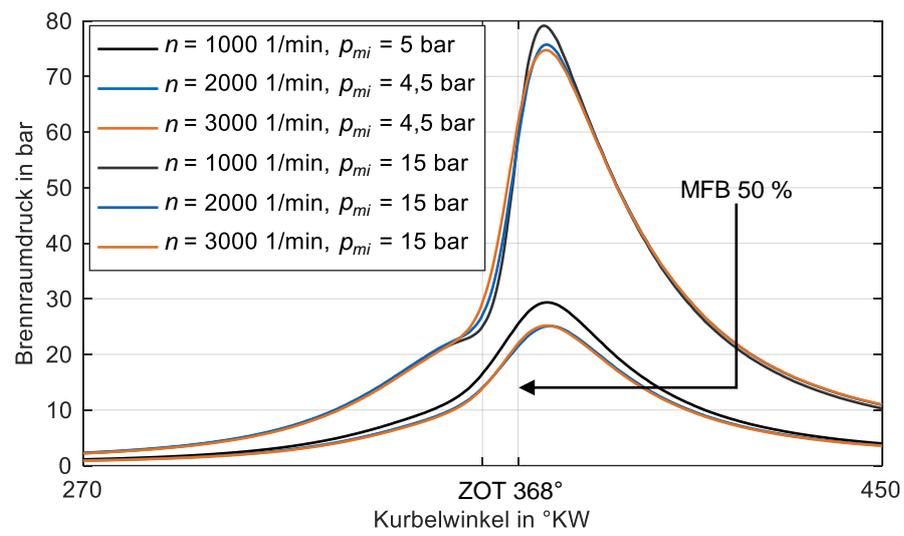


Abbildung 75: Druckverläufe

A.5 Diagramme zu Kapitel 5.1.3

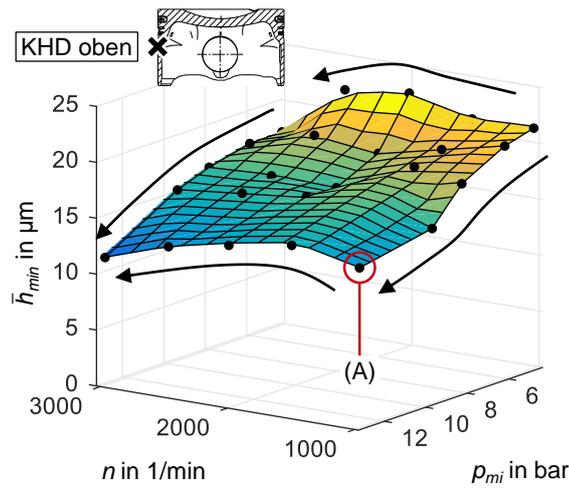


Abbildung 76: Schmierfilmdickenkennfeld am oberen Kolbenhemd

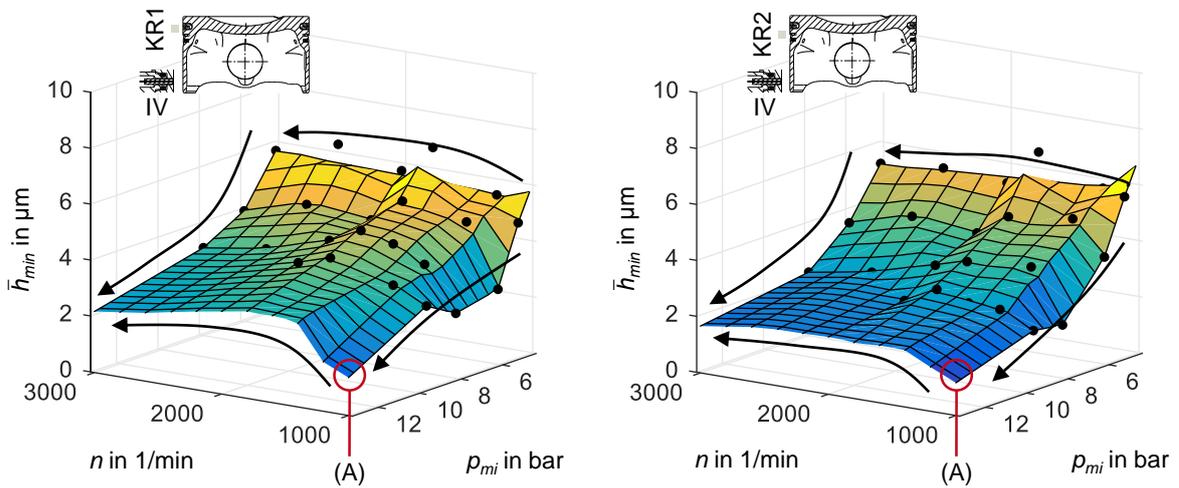


Abbildung 77: Schmierfilmdickenkennfeld an den Kompressionsringen

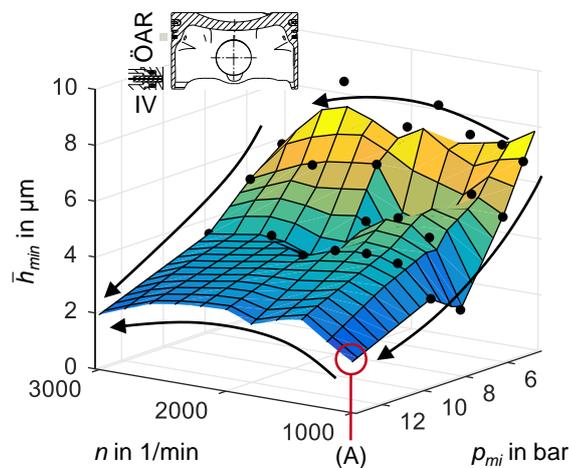


Abbildung 78: Schmierfilmdickenkennfeld am Öabstreifring

### A.6 Kolbenhemdkonturen

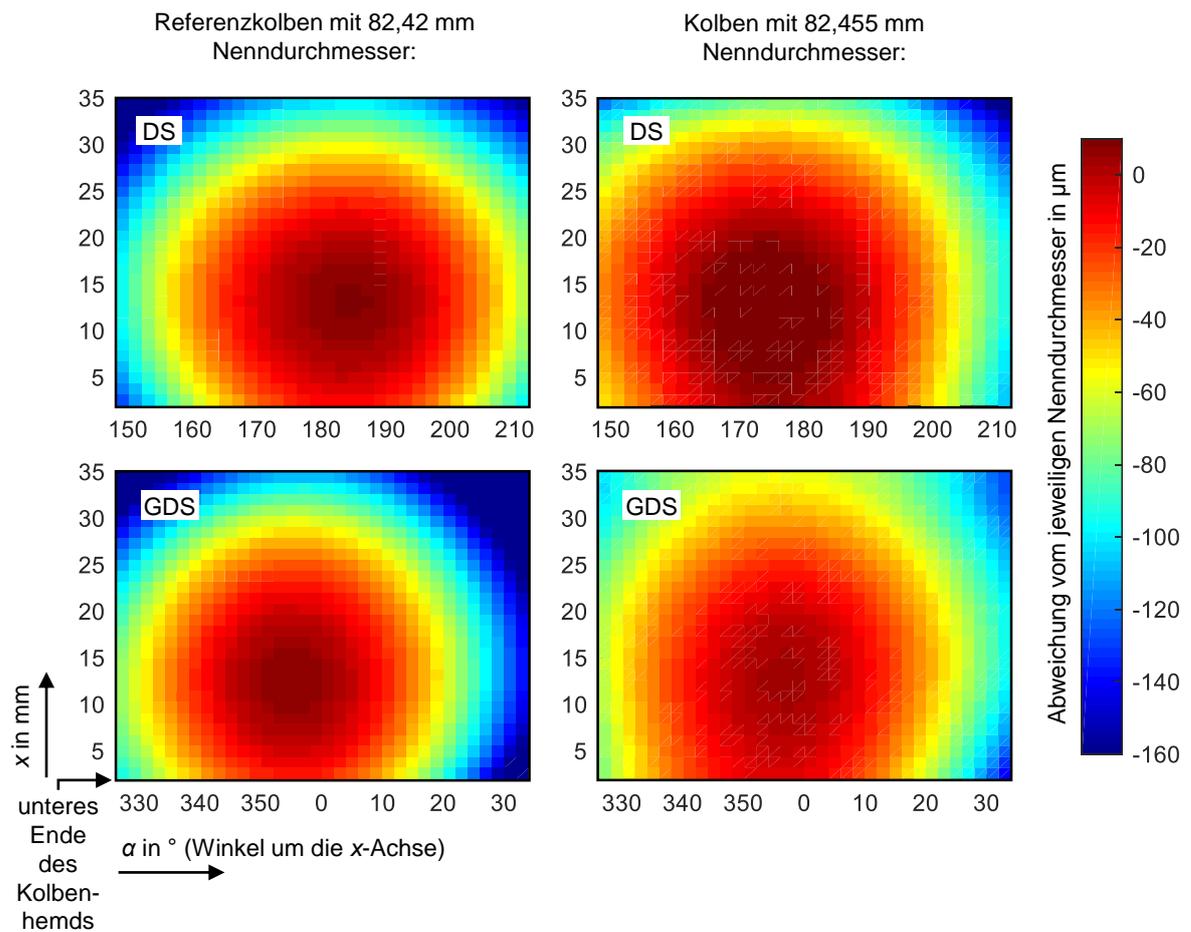


Abbildung 79: Kolbenhemdkonturen der Versuchskolben

## A.7 Reibkraftverläufe der Tangentialkraft- und Ölabbstreifringtypvariation

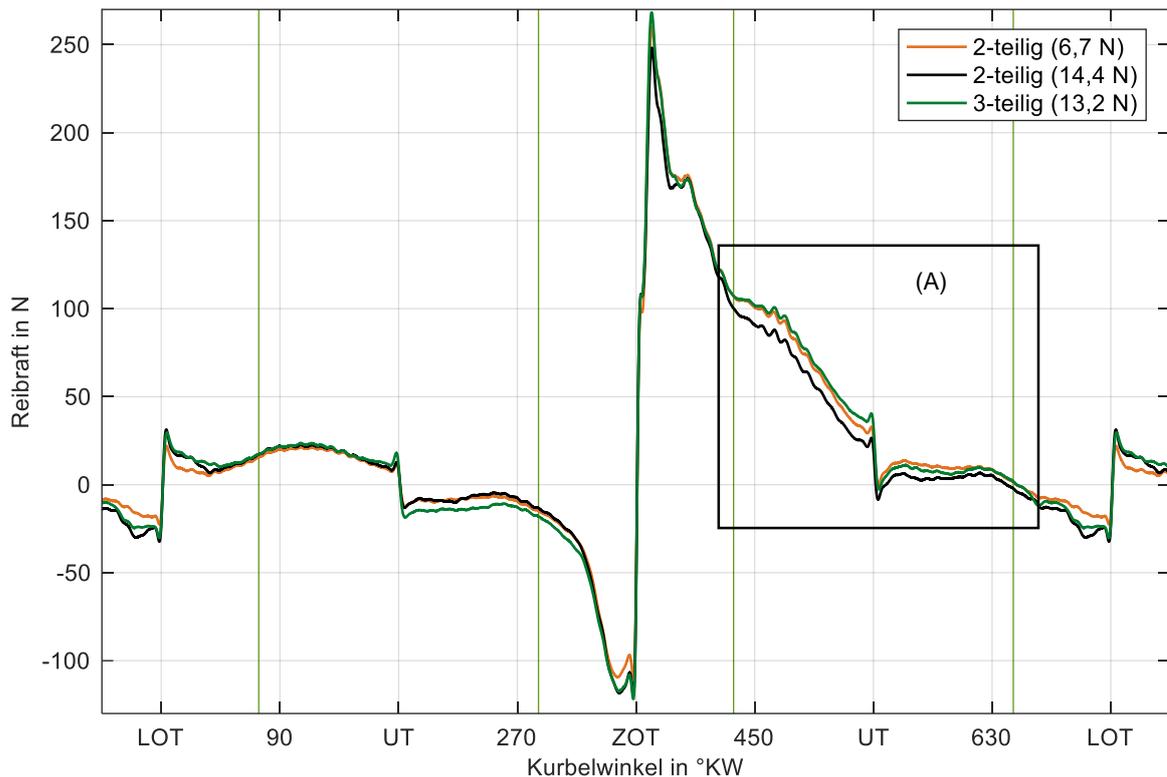


Abbildung 80: Reibkraftverläufe  $F_T$  Variation bei  $n = 1000$  1/min,  $p_{mi} = 15$  bar

Anhand der gezeigten Reibkraftverläufe wird beurteilt, dass der erhöhte Reibmitteldruck der Feder mit 6,7 N und des dreiteiligen Ölabbstreifrings in den Kennfeldern in Abbildung 64 und Abbildung 71 an diesem Betriebspunkt zum Teil auf den Einfluss des Brennraumabdichtelements zurückzuführen ist. Eine Erklärung dazu ist in Kapitel 4.4.3 und in Abbildung 28 zu finden. Im Bereich (A) kommt es zu Verschiebungen der Reibkraft, die die Reibmitteldruckberechnung beeinflussen. Abgesehen von diesem Bereich verfügt der zweiteilige Ring mit 6,7 N Tangentialkraft über etwas niedrigere Reibkräfte, insbesondere betrifft dies die Mischreibungspeaks am LOT und ZOT.

Der dreiteilige Ring verfügt bei 180 °KW über etwas höhere Mischreibungswerte. Im weiteren Verlauf außerhalb des Bereichs (A) sind kaum Unterschiede zum zweiteiligen Ring mit 14,4 N feststellbar. Tendenziell ist von keiner geringeren Reibung des dreiteiligen Rings auszugehen, wie auch im Reibmitteldruckkennfeld dargestellt. Jedoch dürften die tatsächlichen Reibmitteldruckwerte etwas niedriger liegen.

Die Messungen der Referenz mit 14,4 N und der 28,8 N Variante wurden an einem Messtag vollzogen. Die Variante mit 6,7 N und der dreiteilige Ring fallen auf einen anderen Versuchstag. Ein Einfluss des Abkühl- und Aufheizprozesses mit sich einstellenden minimal unterschiedlichen Bedingungen an der Brennraumdichtung sind nicht auszuschließen, sodass die geringfügig unterschiedlichen Reibkräfte nicht weiter beurteilt werden. Zudem sind keine kolbenseitigen Schmierfilmdickenmessungen für diesen Kennfeldpunkt verfügbar, die eine Beurteilung des Schmierungsstatus in Hinblick auf die Reibkraftunterschiede gestatten.

Ein Temperatureinfluss wird ausgeschlossen, da die Kühlmittelkonditioniertemperatur um 0,7 °C zwischen den Varianten abweicht. Die Differenz im Ölvorlauf beträgt weniger als 2,5 °C.