



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Stjepan Radic

Bewertung einer optischen Auswertungsmethode zur Bestimmung von Schmierfilmhöhen am EHD-Tribometer

*Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Mechanical Engineering and
Production Management*

Stjepan Radic

**Bewertung einer optischen
Auswertungsmethode zur Bestimmung
von Schmierfilmhöhen am EHD-
Tribometer**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau/Entwicklung und Konstruktion
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüferin: Prof. Dr. Anna Usbeck

Zweitprüfer: Dipl. Thomas Rieling

Abgabedatum: 28.02.2022

Zusammenfassung

Stjepan Radic

Thema der Bachelorthesis

Bewertung einer optischen Auswertungsmethode zur Bestimmung von Schmierfilmhöhen am EHD-Tribometer

Stichworte

Kugel-Scheiben-Tribometer, Elastohydrodynamische Schmierung, Rollreibung, Weißlicht-Interferometrie, Punktkontakt, Schmierfilmhöhenmessung, optische und rechnerische Auswertungsmethoden, Auswertungssoftware

Kurzzusammenfassung

Ziel dieser Arbeit ist die Instandsetzung des Kugel-Scheiben-Tribometers TM 260.02. Somit soll es Studierenden, im Rahmen einer Praktikums- oder Projektarbeit, ermöglicht werden die Schmierfilmhöhe anhand von Interferenzbilder im elastohydrodynamischen Zustand zu untersuchen. Der Versuch am Tribometer wird bei Rollreibung zwischen Kugel und Scheibe durchgeführt. Die Drehzahl der Scheibe und die Anpresskraft, mit der die Kugel auf die Scheibe drückt, können am Tribometer eingestellt werden. Die farbigen Interferenzbilder am Kontaktpunkt werden nach dem Prinzip der Weißlichtinterferometrie erzeugt, die mithilfe einer Kamera am Tribometer aufgenommen werden. Anhand der Farbe im Interferenzbild wird die Schmierfilmhöhe mittels optischer Auswertungsmethoden bestimmt. Daneben besteht die Möglichkeit, die zentrale und minimale Schmierfilmhöhe für den Punktkontakt zu bestimmen. Anhand von Kennwerten der tribologischen Elemente des Tribometers werden verschiedenen Berechnungsmethoden angewendet. Auf der Grundlage der optischen und rechnerischen Auswertungsmethoden werden die Einflüsse verschiedener Schmieröle, Drehzahlen und Belastungen auf die Schmierfilmhöhe erläutert. Zum Abschluss der Arbeit wird eine mögliche Methode zur automatischen Auswertung der Schmierfilmhöhe präsentiert, die als Grundlage für weitere Arbeiten am Tribometer genutzt werden kann.

Abstract

Stjepan Radic

Title of the paper

Evaluation of an optical evaluation method for the determination of lubricant film heights on the EHD tribometer

Keywords

ball-disc-tribometer, elastohydrodynamic lubrication, rolling friction, white light interferometry, point contact, lubricant film height measurement, optical and mathematical evaluation methods, evaluation software

Brief abstract

The aim of this work is to repair the ball disk tribometer TM 260.02 in order to give students the possibility to examine the lubricant film height by using interference patterns in the elastohydrodynamic state as in a practical or project work. The test on the tribometer is performed with rolling friction between the ball and the disc. The contact force with which the ball presses on the disc and the rotation speed of the disc can be adjusted on the tribometer. The colored interference images at the contact point are generated based on the principle of white light interferometry. They are recorded using a camera on the tribometer. The lubricant film height is defined by optical evaluation methods, depending on the color in the interference image. In addition, it is possible to theoretically determine the central and the minimum lubricant film height for point contact. This is done by means of various calculation methods, which are based on the characteristic values of the tribological elements. The influences of different lubricating oils, speeds and loads on the lubricant film height are shown by optical and computational evaluation methods. To finalize the work, a possible method for automatic evaluation of the lubricant film height is presented, which can be used as a basis for further work on the tribometer.

Danksagung

Ich bedanke mich herzlich bei Frau Prof. Dr. Anna Usbeck für die Möglichkeit, diese Arbeit anzufertigen, für die Unterstützung und den konstruktiven Austausch während der Bachelorarbeit.

Des Weiteren möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Thomas Rieling für die lehrreiche und angenehme Zeit während meiner Arbeit im Labor für Maschinenelemente und Tribologie sowie für die tatkräftige Unterstützung und den freundlichen Austausch bedanken.

Bedanken möchte ich mich auch bei der Firma GUNT, insbesondere bei Herrn Wolfgang Hameister, für die kurzfristige und unkomplizierte Unterstützung bei der Reparatur des Bediengerätes sowie die Hilfsbereitschaft bei Rückfragen zum Tribometer.

Abschließend ein herzliches Dankeschön an meine Familie und Freunde für ihre Unterstützung während meines Studiums.

Stjepan Radic

Hamburg, den 28.02.2022

Aufgabenstellung



Aufgabenstellung für die Bachelorthesis

von Herr Stjepan Radic



Thema:

Bewertung einer optischen Auswertungsmethode zur Bestimmung von Schmierfilmhöhen am EHD-Tribometer

Schwerpunkt:

- Einarbeitung in die EHD-Theorie und die Gerätetechnik
- Bewertung der vorhandenen Farbskala zur Ermittlung der Schmierfilmhöhe
- Vergleich von wissenschaftlichen Berechnungsmethoden für Schmierfilmhöhen
- Dokumentation von Versuchsmöglichkeiten für den Praktikums- und Projektbetrieb.
- Vorschlag für eine Softwarelösung für die Bildauswertung

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	i
Aufgabenstellung	ii
Abbildungsverzeichnis.....	iii
Tabellenverzeichnis.....	iv
Abkürzungsverzeichnis.....	v
Physikalische Konstanten und Symbolverzeichnis.....	vi
1 Einführung.....	1
2 Theoretische Grundlagen.....	1
2.1 Grundlagen der Tribologie	1
2.1.1 Bedeutung und Aufgaben der Tribologie.....	1
2.1.2 Geschichte der Tribologie	2
2.1.3 Das tribologische System	2
2.2 Reibung.....	3
2.2.1 Reibungsarten	4
2.2.2 Reibungsmechanismen	6
2.2.3 Reibungszustände	7
2.2.4 Vollschmierung	8
2.3.5 Schmierzuständen	9
2.3 Schmierstoff	10
2.3.1 Schmieröl	10
2.3.2 Viskosität von Schmierstoffen	11
2.3.3 Einflüsse auf die Viskosität:.....	11
3 Tribometer	13
3.1 TM 260 Basismodul	13
3.2 TM 260.02 Elastohydrodynamisches Verhalten	14
3.3 Instandsetzung des Kugel-Scheiben Tribometers	15
4 Bestimmung der Schmierfilmdicke durch optische Interferenz	19
4.1 Weißlicht-Interferometrie.....	19
4.2 Farbskala von GUNT	21

4.3 Farbbalken von Omasta	22
5 Berechnung der Schmierfilmhöhe	23
5.1 Grundlagen zur Berechnung der Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt.....	23
5.1.1 Hertzsche Pressung zwischen Kugel und Scheibe.....	23
5.1.3 Einflussfaktoren der Schmieröle auf die Schmierfilmhöhe	25
5.1.2 Mathematischer Ansatz zur Berechnung der Schmierfilmhöhe.....	26
5.2 Berechnungsmodelle.....	28
5.2.1 Berechnung der Schmierfilmhöhe nach modifizierten Ansätzen	28
5.2.2 Berechnungsansatz von GUNT.....	29
5.2.3 Berechnungsansatz von Hamrock und Dowson	29
5.4 Vergleich der Berechnungsansätze	30
5.4.1 Variierte Drehzahl und konstante Belastung.....	30
5.4.2 Variierte Belastung und konstante Drehzahl.....	31
5.4.3 Schlussfolgerung aus dem Vergleich.....	32
5.5 Vergleich von Berechnung und optischer Auswertung.....	32
5.5.1 Einfluss von Drehzahl und Belastung.....	32
5.5.2 Schmierstoffeinfluss.....	34
6 Versuchsdurchführung für Studierende.....	37
6.1 Versuchsvorbereitung	37
6.2 Versuchsablauf.....	37
6.3 Schwierigkeiten bei der Durchführung der Versuche	38
6.3.1 Mangelschmierung	38
6.3.2 Silikonöl.....	39
6.3.3 Einfluss der Umgebungstemperatur.....	39
7 Automatische Auswertung der Interferenzbilder	41
7.1 Interferenzbilder im statischen Fall	41
7.2 RGB-Farbanalyse	42
7.3 Berechnung des Spaltes zwischen Scheibe und Kugel	45
7. 3 Kalibrierungskurve.....	46
8 Zusammenfassung.....	48
9 Ausblick	49
Literaturverzeichnis.....	50

A Anhang zu Kapitel 3.....	52
B Anhang zu Kapitel 5.....	54
C Anhang zu Kapitel 6.....	59
D Anhang zu Kapitel 7	60
Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit.....	61

Abbildungsverzeichnis

<i>Abbildung 2.1: Themenbereiche der Tribologie</i>	1
<i>Abbildung 2.2: Aufbau des tribologischen Systems</i>	3
<i>Abbildung 2.3: Die Reibungskraft wirkt entgegen der Bewegungsrichtung</i>	4
<i>Abbildung 2.4: Gleitreibung</i>	5
<i>Abbildung 2.5: Rollreibung</i>	5
<i>Abbildung 2.6: Bohrreibung</i>	5
<i>Abbildung 2.7: Bewegungsartendreieck nach Bauer</i>	6
<i>Abbildung 2.8: Vereinfachte Illustration der Reibungsmechanismen</i>	7
<i>Abbildung 2.9: Reibungszustände</i>	8
<i>Abbildung 2.10: Stribeck-Kurve</i>	9
<i>Abbildung 3.1: Das Basismodul TM 260</i>	13
<i>Abbildung 3.2: Die Antriebseinheit</i>	14
<i>Abbildung 3.3: TM 260.02 Elastohydrodynamisches Verhalten</i>	14
<i>Abbildung 3.4: Die Belastungsvorrichtung und der Kontakt der Körper</i>	15
<i>Abbildung 3.5: Interferenzbilder mit der neuen Kamera bei unterschiedlichen Softwareeinstellungen</i>	16
<i>Abbildung 3.6: Gummiprofile zum Einstellen des effektiven Durchmessers</i>	17
<i>Abbildung 3.7: Gummilippe zum verteilen des Schmieröls</i>	18
<i>Abbildung 4.1: Ablauf der Weißlichtinterferometrie</i>	19
<i>Abbildung 4.2: Interferenzbild bei 60 N und 30 U/min</i>	20
<i>Abbildung 4.3: Entstehung der Newtonschen Interferenzringe</i>	20
<i>Abbildung 4.4: Farbskala von GUNT</i>	21
<i>Abbildung 4.5: Bestimmung der Schmierfilmhöhe mittels der Farbskala von GUNT</i>	22
<i>Abbildung 4.6: Farbbalken</i>	22
<i>Abbildung 4.7: Bestimmung der Schmierfilmhöhe mittels des Farbbalkens</i>	22
<i>Abbildung 5.1: Druckaufbau in einem sich verengenden Schmierspalt</i>	23
<i>Abbildung 5.2: Äquivalente Krümmungsradien</i>	24
<i>Abbildung 5.3: Flächenpressung bei unterschiedlichen Belastungen im statischen Fall</i>	25
<i>Abbildung 5.4: Kurvenverlauf der unterschiedlichen Berechnungsansätze bei konstanter Belastung</i>	30
<i>Abbildung 5.5: Kurvenverlauf der unterschiedlichen Berechnungsansätze bei konstanter Drehzahl</i>	31
<i>Abbildung 5.6: Entwicklung der Schmierfilmhöhe unter konstanter Last</i>	33
<i>Abbildung 5.7: Entwicklung der Interferenzbilder bei konstanter Drehzahl und variiertes Last</i>	34
<i>Abbildung 5.8: Gegenüberstellung der Einflüsse von Drehzahl und Belastung auf die zentrale Schmierfilmhöhe</i>	34

<i>Abbildung 5.9: Visueller Vergleich des Einflusses von verschiedenen Schmierölen</i>	35
<i>Abbildung 5.10: Berechnete Schmierfilmhöhe von verschiedenen Schmierölen</i>	36
<i>Abbildung 6.1: Mangelschmierung</i>	38
<i>Abbildung 6.2: Entwicklung des Silikonöls im EHD-Kontakt</i>	39
<i>Abbildung 6.3: Einfluss der Umgebungstemperatur auf die Schmierfilmhöhe</i>	40
<i>Abbildung 7.1: Entwicklungsschritt zur Erstellung einer Auswertesoftware</i>	41
<i>Abbildung 7.2: Statischer Fall zwischen Kugel und Scheibe</i>	41
<i>Abbildung 7.3: Hertzscher Kontakt bei unterschiedlicher Belastung und identischer Kamera- und Lichtquelleneinstellung</i>	42
<i>Abbildung 7.4: RGB-Verlauf Messbereich A</i>	43
<i>Abbildung 7.5: RGB-Verlauf Messbereich B</i>	43
<i>Abbildung 7.6: Hertzsche Kontakt bei identischer Belastung und unterschiedlicher Kamera- und Lichtquelleneinstellung</i>	44
<i>Abbildung 7.7: RGB-Verlauf Messbereich C</i>	45
<i>Abbildung 7.8: Spalthöhe h zwischen der Kugel und der Scheibe</i>	46
<i>Abbildung 7.9: Überlagerung des RGB-Verlaufs und der Spalthöhenkurve außerhalb des Hertzschen Kontaktes</i>	47
<i>Abbildung 7.10: Die Kalibrierungskurve aus der Arbeit Thomas Doki-Thonon</i>	47
<i>Abbildung 9.1: Dreidimensionale Darstellung der Filmhöhenverteilung</i>	49
<i>Abbildung A.1: Versuchsaufbau TM 260.02</i>	53
<i>Abbildung B.1: Messung der dynamischen Viskosität bei 20 °C und 40 °C</i>	54
<i>Abbildung B.2: Interferenzbilder für das Schmieröl GP 150</i>	56
<i>Abbildung B.3: Interferenzbilder für das Schmieröl GL 4</i>	57
<i>Abbildung B.4: Interferenzbilder für das Schmieröl GP 460</i>	58
<i>Abbildung C.1: Leitfaden für die Einstellung der Arbeitspunkte am Versuchsgerät TM 260.02</i>	59
<i>Abbildung D.1: Matlab Code für die Analyse des RGB-Verlaufs und der Spalthöhenfunktion</i>	60

Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 2.1: Geschichte der Tribologie</i>	<i>2</i>
<i>Tabelle 5.1: Vergleich des gemessenen und des berechneten Kontaktradius.....</i>	<i>25</i>
<i>Tabelle 5.2: Kennwerte der Schmieröle.....</i>	<i>26</i>
<i>Tabelle 5.3: Koeffizienten $g_1 - g_4$ von verschiedenen Forschern für den Punktkontakt</i>	<i>28</i>
<i>Tabelle 5.4: Optische und rechnerische Auswertung der zentralen Schmierfilmhöhe</i>	<i>33</i>
<i>Tabelle 5.5: Optische und rechnerische Auswertung der minimalen Schmierfilmhöhe</i>	<i>33</i>
<i>Tabelle A.1: Technischen Eigenschaften des Tribometers.....</i>	<i>52</i>
<i>Tabelle B.1: Technischen Eigenschaften der Scheibe und Kugel für die Berechnung.....</i>	<i>55</i>
<i>Tabelle B.2: Vergleich der Berechnungsmethoden bei unterschiedlichen Betriebseinstellungen</i>	<i>55</i>

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
<i>EHD</i>	<i>Elastohydrodynamik</i>
<i>RGB</i>	<i>Rot, Grün, Blau</i>

Physikalische Konstanten und Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Bezeichnung
a	m	Hertzsche Kontaktradius
d_A	mm	Durchmesser der Kugel
$d_{B,eff}$	mm	Umlaufdurchmesser der Scheibe
D	s^{-1}	Schergeschwindigkeit
E'	N/m^2	Effektive E – Modul
E_A	N/m^2	Elastizitätsmodul der Kugel
E_B	N/m^2	Elastizitätsmodul der Scheibe
E_{red}	N/m^2	Reduzierte Elastizitätsmodul
F	N	Konatktkraft
F_H	N	Haftreibungskraft
F_N	N	Normalkraft
F_R	N	Reibungskraft
F_z	N	Kraft in Bewegungsrichtung
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
g_1, g_2, g_3, g_4	/	Koeffizienten
G	/	Werkstoffparameter
h	nm	Schmierfilmhöhe
h_c	nm	Zentrale Schmierfilmhöhe
h_m	nm	Minimale Schmierfilmhöhe
\bar{h}	nm	Lokale Schmierfilmhöhe
l	mm	Kontaktlänge des Linienkontakts
m	kg	Masse
M_R	Nm	Reibungsmoment
$N_{Scheibe}$	U/min	Drehzahl der Scheibe am Bediengerät
p	N/m^2	Druck
p_0	N/m^2	Hertzsche Pressung

r	mm	Abstand von Mittelpunkt des Kontaktes
R	mm	Reduzierte Krümmungsradius
R_A	mm	Krümmungsradius der Kugel
$R_{A,x}$	mm	Krümmungsradius in Kugel in x-Richtung
$R_{A,y}$	mm	Krümmungsradius in Kugel in y-Richtung
R_B	mm	Krümmungsradius der Scheibe
R_{Gunt}	mm	Krümmungsradius nach GUNT
u_A	m/s	Rotationsgeschwindigkeit der Kugel
u_B	m/s	Rotationsgeschwindigkeit der Scheibe
u_h	m/s	Hydrodynamische wirksame Geschwindigkeiten
U	/	Geschwindigkeitsparameter
U_x	m/s	Fließgeschwindigkeit in x – Richtung
W	/	Lastparameter
α_p	Pa ⁻¹	Druckviskositätskoeffizient
η	Pa * s	Dynamische Viskosität
η_0	Pa * s	Dynamische Viskosität bei Umgebungsdruck
K_d	/	Elliptizitätsparameter
λ	nm	Wellenlänge
μ	/	Reibungskoeffizienten
μ_B	/	Bohrreibungskoeffizient
μ_G	/	Gleitreibungskoeffizient
μ_H	/	Haftreibungskoeffizient
μ_R	/	Rollreibungskoeffizient
ν	m ² /s	Kinematische Viskosität
ν_A	/	Querkontaktzahl der Kugel
ν_B	/	Querkontaktzahl der Scheibe
ρ	kg · m ⁻³	Dichte
τ	Pa	Schubspannung
ϑ	°C	Öl Temperatur

1 Einführung

Die Vorhersage der Schmierfilmhöhe spielt eine wichtige Rolle bei Maschinenelementen, die im tribologischen elastohydrodynamischen Kontakt (kurz: EHD Kontakt) arbeiten [1]. In der Regel liegt die Schmierfilmhöhe beim EHD-Kontakt zwischen wenigen Mikro- bis Nanometern [2]. Diese geringen Schmierfilmhöhen reichen aus, um den direkten Kontakt der Körperoberflächen im dynamischen Betrieb wirksam zu trennen. Angesichts der zunehmenden Fortschritte in der Forschung zu Schmierprozessen sind immer geringere Schmierfilmhöhen im EHD-Kontakt nötig [3]. Um Bauteilausfälle zu vermeiden, benötigt es genaue Vorhersagen, sowohl aller Betriebsparameter als auch der Schmierstoffeigenschaften [3]. In dieser Arbeit wird das elastohydrodynamischen Verhalten an einem Kugel-Scheiben-Tribometer der Firma GUNT Gerätebau untersucht. Die Kontaktdrücke und Schergeschwindigkeiten am Kontaktpunkt zwischen Kugel und Scheibe ähneln denen, die in industriellen Anwendungen auftreten. Anhand von Interferenzbildern wird die Entwicklung der Schmierfilmhöhe im EHD-Kontakt in Abhängigkeit von verschiedenen Schmierölen, Drehzahlen und Belastungen beobachtet. Optische Auswertungsmethoden und numerische Berechnungsansätze werden zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe verwendet.

Diese Arbeit thematisiert zunächst die theoretischen Grundlagen der Tribologie. Hierzu wird ein Blick auf die Bedeutung und Geschichte der Tribologie geworfen. Anschließend werden die Elemente eines tribologischen Systems betrachtet. Es folgt eine detaillierte Beschreibung der im Rahmen dieser Arbeit relevanten Grundlagen der Reibung und Schmierung. Abschließend wird auf die Eigenschaften von Schmierölen im Allgemeinen eingegangen. Das Kapitel drei stellt den Aufbau des Tribometers TM 260.2 der Firma GUNT vor. Anschließend folgt eine Übersicht über die erforderlichen Maßnahmen zur Wiederinbetriebnahme des Tribometers. In Kapitel vier wird die am Tribometer verwendete Weißlichtinterferometrie erläutert, die eine optische Bestimmung der Schmierfilmhöhe anhand von Interferenzmustern ermöglicht. In diesem Zusammenhang werden zwei verschiedene optische Bewertungsmethoden zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe vorgestellt. Kapitel fünf beschäftigt sich mit den numerischen Berechnungsmethoden zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe. Hierfür werden verschiedenste Ansätze betrachtet und miteinander verglichen. Es folgt ein Vergleich mit der optischen Auswertung, wobei parallel die Einflüsse der Schmieröle, der Belastung und der Drehzahl auf die Schmierfilmhöhe untersucht werden. Die Durchführung des Versuchs am Tribometer TM260.2 wird in Kapitel sechs beschrieben. Schwierigkeiten, die während des Versuchs auftreten, wie mangelnde Schmierung oder der Einfluss der Umgebungstemperatur, werden an dieser Stelle behandelt. In Kapitel sieben wird ein Ansatz einer automatischen Software zur Auswertung der Schmierfilmhöhe vorgestellt. Voraussetzung hierfür ist eine Korrelation zwischen den Farben im Interferenzmuster und der Schmierfilmhöhe. Die Abschlussarbeit wird beendet mit einer Zusammenfassung sowie einem Ausblick für zukünftige wissenschaftliche Arbeiten.

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Grundlagen der Tribologie

2.1.1 Bedeutung und Aufgaben der Tribologie

Der Begriff ‚Tribologie‘ stammt aus dem Griechischen, was wörtlich ‚Reibungslehre‘ bedeutet [4]. Im Allgemeinen versteht man darunter die Forschung der Zusammenhänge von Reibung, Verschleiß und Schmierung. Reibung tritt auf, wenn zwei Festkörper sich berühren und eine Relativbewegung stattfindet. Tritt dabei fortschreitender Materialverlust auf, wird dies als Verschleiß bezeichnet. In der Technik ist dies meist unerwünscht, weil damit Energieverluste und wirtschaftliche Nachteile verbunden sind [4]. Durch die Veränderung der Reibungsart oder dem Einsatz von Schmierstoffen können Reibung und Verschleiß minimiert werden [5]. Die Aufgabe der Tribologie ist es, durch die Untersuchung tribologischer Systeme, eine Optimierung in den Bereichen Entwicklung, Konstruktion, Produktion und Instandhaltung mechanischer Bewegungssysteme zu realisieren [6]. Dadurch wird die Lebensdauer von Maschinenelementen erhöht, was zu besseren wirtschaftlichen Bedingungen führt. [4] [5].

Nach Horst Czichos und Karl-Heinz Habig kann die Tribologie als Ingenieurwissenschaft wie folgt definiert werden: „Die Tribologie ist ein interdisziplinäres Fachgebiet zur Optimierung mechanischer Technologien durch Verminderung reibungs- und verschleißbedingter Energie- und Stoffverluste.“ [7]

Um die komplexen und interdisziplinären Prozesse der Tribologie zu verstehen, sind Grundlagen in Physik, Werkstoffkunde, Mechanik, allgemeiner Technologieentwicklung und Chemie erforderlich [5]. Der Umfang der Tribologie ist in Abbildung 2.1 dargestellt.

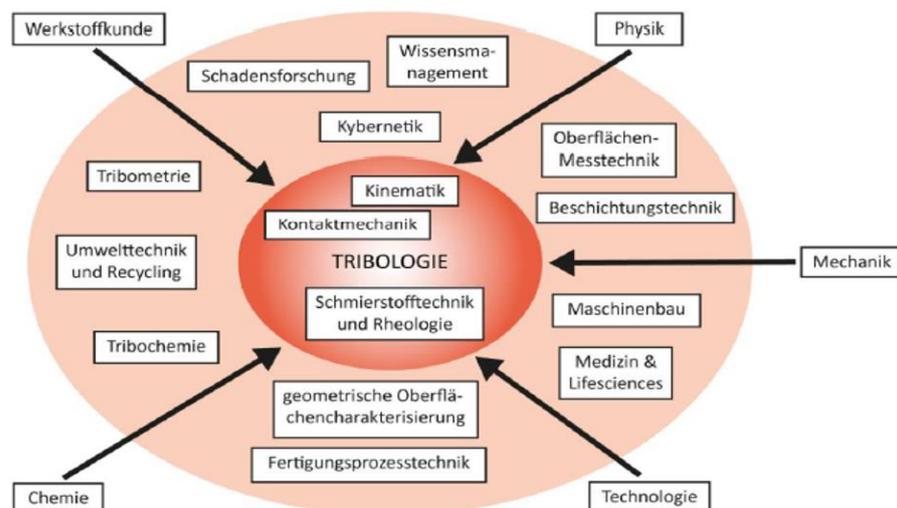


Abbildung 2.1: Themenbereiche der Tribologie [2]

2.1.2 Geschichte der Tribologie

Mit Reibung, Verschleiß und Schmierung beschäftigt sich die Menschheit aufgrund der wirtschaftlichen und technischen Relevanz schon seit Jahrtausenden vor Christus [8]. Die Sumerer und Ägypter erzeugten 3500 v. Chr. Feuer, indem Sie die Reibung in Form einfacher Drehbewegungen nutzten. Sie minimierten Reibung und Verschleiß durch Schmierung mit Öl, Fett oder Wasser. Seit Leonardo da Vinci ist die Tribologie ein Forschungsgebiet, welches eine stetige Optimierung von tribologischen Systemen anstrebt [8]. Die Tabelle 2.1 gibt einen Überblick über die historischen Meilensteine der Grundlagen der Tribologie. Durch wissenschaftliche Erkenntnisse und der Weiterentwicklung von Computern und messtechnischen Instrumenten können tribologische Systeme im 21. Jahrhundert auf den Nanometer genau analysiert werden [4].

Geschichte der Tribologie
<p>3500 bis 30 v. Chr., Zeit der Sumerer und Ägypter</p> <ul style="list-style-type: none"> → Einfache Lager zur Entfaltung von Feuer und zur Herstellung von Bohrungen durch Drehbewegungen → Töpferscheiben mit Holz und Steinlager → Achslager mit Lederschlaufen für Rollen- und Räderfahrzeuge → Einsatz von Schmiermitteln wie Öl, Fett, Wasser → Konstruktion von Schlitten zum Transport schwerer Steine
<p>1452-1519 Leonardo da Vinci</p> <ul style="list-style-type: none"> → Untersuchungen zur Reibung an horizontaler und schiefer Ebene → Untersuchungen zum Verschleiß an Gleitlagern
<p>1663-1705 Guillaume Amontons</p> <ul style="list-style-type: none"> → Untersuchungen auf dem Gebiet der Mischreibung → Reibungskraft hängt von der Normalkraft ab → Oberflächenrauheit als Ursache für Reibung
<p>1683-1744 John Theophilus Desaguliers</p> <ul style="list-style-type: none"> → Modell zur Erklärung der Reibung → Reibung auf Einfluss der Kohäsion / Adhäsion zurückgeführt
<p>1707-1783 Leonhard Euler</p> <ul style="list-style-type: none"> → Untersuchung zur Reibung an schiefer Ebene → Einführung des Reibkoeffizienten „μ“
<p>1736-1806 Charles Augustin Coulomb</p> <ul style="list-style-type: none"> → entwickelt grundlegende Gedanken Amontons weiter

Tabelle 2.1: Geschichte der Tribologie [8]

2.1.3 Das tribologische System

Bei der Betrachtung eines tribologischen Systems werden alle beteiligten Elemente und Größen untersucht. Ziel dabei ist eine umfassende Analyse aller Ein- und Ausgangsgrößen sowie der Wechselwirkungen zwischen den Elementen im System. Die beanspruchte Systemstruktur besteht in

der Regel aus den vier Elementen Grundkörper (1), Gegenkörper (2), Zwischenstoff (3), und Umgebungsmedium (4) [4]. Dies ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Die Ausgangsgrößen hängen von den Eingangsgrößen des Systems ab. Kleinste Veränderungen von Eingangsgrößen, wie die Art der Bewegung, der Bewegungsablauf, die Geschwindigkeit, die Temperatur oder die Dauer der Belastung sind entscheidend für technisch verwertbare Ausgangsgrößen. Die Ausgangsgröße wird unterteilt in Nutzgrößen und Verlustgrößen eines Systems. Die Nutzgrößen umfassen die Energie- (Bewegung, Kraft, Impuls, mechanische Energie), die Stoff- (Veränderung, Transport, Abdichtung) und die Signalgrößen. Da die Eingangsgrößen nicht vollständig in Nutzgrößen umgewandelt werden, entstehen Verlustgrößen. Diese werden durch das Reibungs- und Verschleißverhalten im System beschrieben [5].

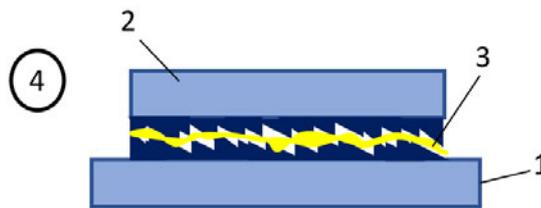


Abbildung 2.2: Aufbau des tribologischen Systems (in Anlehnung an [4])

2.2 Reibung

Reibung entsteht, wenn mechanische Arbeit in eine andere Energieform, meist Wärme, umgewandelt wird [5]. Betrachtet man in einem Reibungsvorgang die Bewegungsgeschwindigkeit, den Reibungsmechanismus, die Reibungsart sowie den Schmierungszustand, so kann man die Reibung vollständig beschreiben [5]. Grundsätzlich wird die Reibung in innere und äußere Reibung unterteilt. Die äußere Reibung, mit der sich die Wissenschaft der Tribologie beschäftigt, beschreibt die Reibung zwischen zwei sich berührenden Oberflächen von Festkörpern [4]. Mit der inneren Reibung befasst sich die Wissenschaft der Rheologie. Sie untersucht das Verformungs- und Fließverhalten von Materie, also die Elastizität von Festkörpern oder die Viskosität von Flüssigkeiten [5]. In Abschnitt 2.3.2 wird die Viskosität ausführlich erläutert.

Die bei Reibungsvorgängen auftretende Reibungskraft wirkt immer in entgegengesetzter Richtung zur einleitenden Kraft auf die Bewegung eines Körpers, wie in Abbildung 2.3 dargestellt [5]. Befindet sich der Körper in Ruhestellung, wird die Reibungskraft F_H als Haftreibung oder auch als Ruhreibung bezeichnet. Ein Körper beginnt sich erst zu bewegen, wenn die Haftreibung überwunden ist. Beschrieben wird die Haftreibungskraft durch Gleichung 2.1 und es gilt $F_H > F_Z$ [4].

$$F_H = \mu_H * F_N \quad (2.1)$$

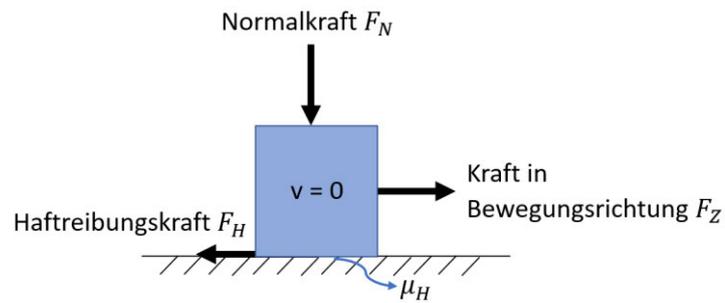


Abbildung 2.3: Die Reibungskraft wirkt entgegen der Bewegungsrichtung (in Anlehnung an [9])

Aus der Gleichung geht hervor, dass der Reibungsbetrag proportional zum Betrag der Normalkraft F_N ist, also der Kraft, die senkrecht auf den Körper wirkt. Der Proportionalitätsfaktor ist der dimensionslose Reibungskoeffizient μ . Dieser beschreibt die im Kontakt stehende Materialpaarung sowie deren Oberflächenbeschaffenheit. Der Reibungskoeffizient wird für jedes Materialpaar experimentell bestimmt und stellt das Verhältnis zwischen der Haftreibungskraft F_H und der Normalkraft F_N dar [4]. Je größer die Normalkraft und je rauer die Kontaktflächen sind, desto größer ist die Reibungskraft. Die Normalkraft kann aus der Masse und der Erdbeschleunigung berechnet werden, wie in Gleichung 2.2 gezeigt.

$$F_N = m * g \quad (2.2)$$

2.2.1 Reibungsarten

Sobald eine auf den Körper wirkende Kraft die maximale Haftreibung überschreitet, setzt sich der Körper in Bewegung und man spricht nicht mehr von Haftreibung. Es gilt $F_H < F_Z$. Die Reibungskraft unterliegt somit einem anderen Reibungskoeffizienten und fällt, je nach Art der Reibung, unterschiedlich aus, siehe Gleichung 2.3 [5].

$$F_R = \mu * F_N \quad (2.3)$$

Es wird, abhängig von der Art der Relativbewegung der Kontaktpartner, zwischen drei verschiedenen Hauptarten der Reibung unterschieden [5]:

- Gleitreibung
- Rollreibung
- Bohrreibung

Gleitreibung entsteht, wenn zwischen zwei Körpern im Kontaktbereich eine translatorische Relativbewegung stattfindet. In vielen technischen Systemen, wie zum Beispiel Radial- und Axialgleitlager oder Drehgelenken, tritt Gleitreibung auf. Im Vergleich zu den anderen Reibungsarten

verursacht die Gleitreibung die größte tribologische Beanspruchung im Kontaktgrenzbereich. Dies bezieht sich sowohl auf thermische Prozesse als auch auf den Verschleiß. Folglich ist der Reibungskoeffizienten μ_G für die Gleitreibung stets größer als der Reibungskoeffizienten μ_R für die Rollreibung [4]. Es gilt $\mu_R < \mu_G$.

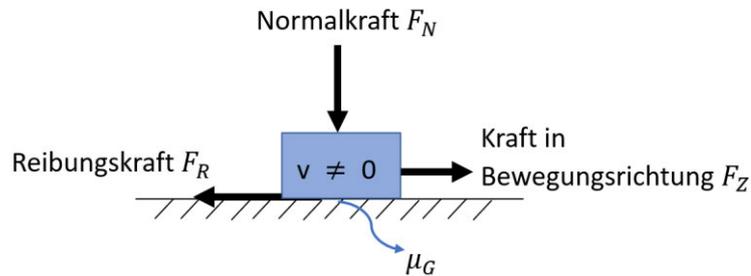


Abbildung 2.4: Gleitreibung (in Anlehnung an [10])

Unter Rollreibung versteht man die Reibung zwischen zwei Körpern, bei der mindestens ein Körper eine Drehbewegung ausführt. Die Berührung zwischen den beiden Kontaktkörpern erfolgt punkt- oder linienförmig, wobei deren Rotationsachsen parallel zur Reibungsfläche liegen. Aus technischer Sicht ist die Rollreibung von großer Bedeutung, da der Rollreibungskoeffizient deutlich geringer ist als der Haft- oder Gleitreibungskoeffizient [5]. Technische Systeme, in denen Rollreibung auftritt, sind Wälzlager oder Radsysteme.

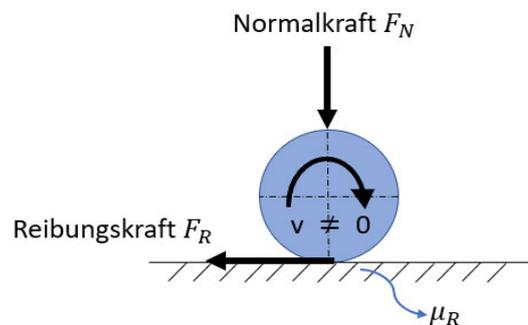


Abbildung 2.5: Rollreibung (in Anlehnung an [10])

Als Bohrreibung wird diejenige Reibung bezeichnet, bei der mindestens ein Körper um seine zur Kontaktfläche senkrechte Achse rotiert und sich die Körper punktförmig (idealisiert) berühren [5].

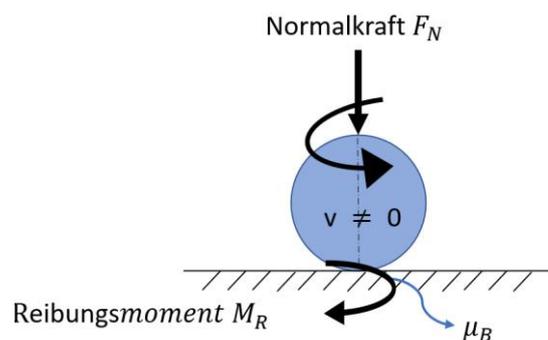


Abbildung 2.6: Bohrreibung (in Anlehnung an [10])

Die Hauptreibungsarten lassen sich kombinieren, wodurch weitere Reibungsarten entstehen, wie in Abbildung 2.7 zusammengefasst.

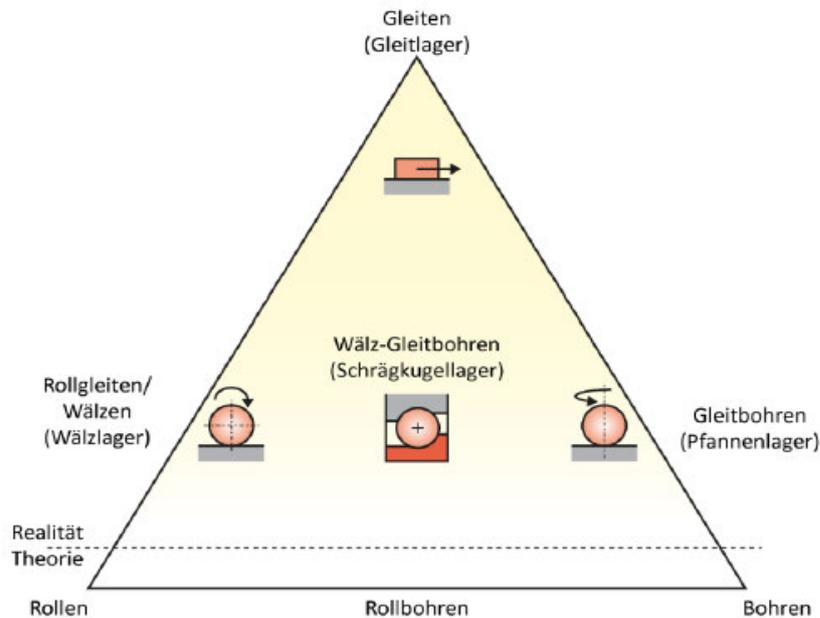


Abbildung 2.7: Bewegungsartendreieck nach Bauer [5]

2.2.2 Reibungsmechanismen

Um die Zusammenhänge der Energiebilanz während eines Reibungsprozesses zu verstehen, ist es notwendig, die tribologische Beanspruchung, die Energieumsetzung und die Energiedissipation zu betrachten. Die Energie in einem tribologischen System entsteht durch die aufgebrachte tribologische Beanspruchung. Sobald die Körper in Kontakt stehen, bildet sich, in Abhängigkeit von den Elementeigenschaften der Körper und der Normalkraft, eine Grenzfläche. In der Kontaktzone treten Reibungsmechanismen auf. Diese wirken bewegungshemmend, also der Relativbewegung entgegen, wie in Abb. 2.8 dargestellt. Parallel zu den Reibungsmechanismen findet im tribologischen System eine Energiedissipation statt, bei der die mechanische Arbeit ständig in eine andere Form von Energie umgewandelt wird. Es wird zwischen vier Reibungsmechanismen unterschieden [4]:

- Adhäsion und Scheren
- Plastische Deformation
- Furchung
- Elastische Deformation

Adhäsion und Scheren entstehen, wenn es durch molekulare Kräfte zu einer Ausbildung von Haftverbindungen zwischen den Grenzflächen zweier unterschiedlicher oder identischer Materialien kommt und diese durch Relativbewegung der Festkörperoberflächen abgeschert werden [5].

Plastische Deformation tritt auf, wenn bei einer tangentialen Relativbewegung zweier in Kontakt stehender Körper eine irreversible Kontaktverformung auftritt. Bei dynamischen Reibungsvorgängen kann Verschleiß entstehen, da durch den Kontakt zwischen unebenen Oberflächen ständig plastische Verformungen auftreten [5].

Furchung liegt vor, wenn sich zwei Körper unterschiedlicher Härte berühren und der härtere Körper in den weicheren Gegenkörper eindringt. Der weichere Körper baut einen Widerstand gegen das Eindringen auf, was zu einem hohen Reibungswiderstand führt und im Falle von spröden Materialien Mikrobruchvorgänge nicht ausschließt [5].

Elastische Deformation und Dämpfung (Hysterese) beschreibt den Reibungsmechanismus, wenn eine reversible Deformation eines Körpers stattfindet [5].

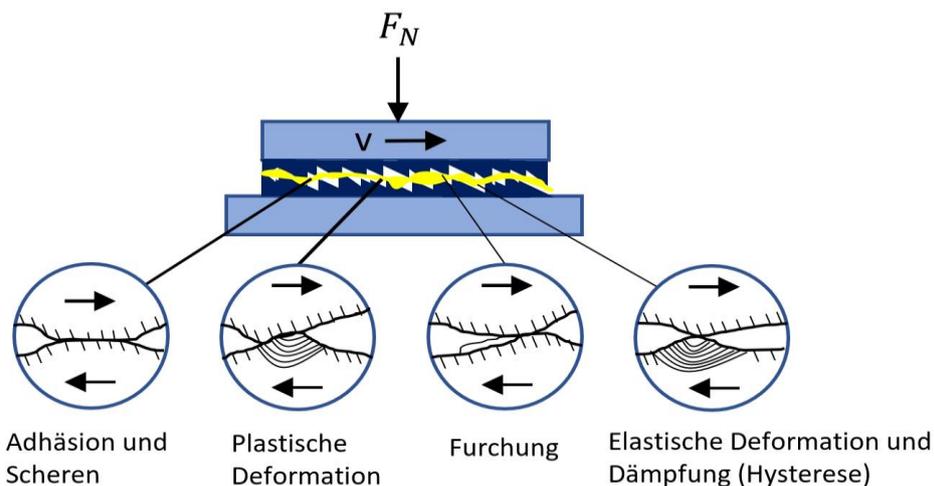


Abbildung 2.8: Vereinfachte Illustration der Reibungsmechanismen (In Anlehnung an [4])

2.2.3 Reibungszustände

Das Reibungs- und Verschleißverhalten eines tribologischen Systems hängt neben der Bewegungsart auch von dem Schmierzustand und dem daraus resultierenden Reibungszustand ab. Je nach Menge und Aggregatzustand des umgebenden Mediums und des Zwischenstoffs, ergeben sich unterschiedliche Reibungszustände, die in Abbildung 2.9 schematisch dargestellt sind. Es wird zwischen den folgenden Reibungszuständen unterschieden [5]:

- Festkörperreibung
- Grenzschichtreibung
- Gasreibung
- Flüssigkeitsreibung
- Mischreibung

Festkörperreibung liegt vor, wenn die Oberflächen des Grund- und Gegenkörpers in einem direkten Kontakt stehen und kein Schmierstoff vorhanden ist. In diesem Fall wirken die vier Reibungsmechanismen [5].

Grenzschichtreibung tritt auf, wenn im Kontaktbereich des Grund- und Gegenkörpers eine Oxid- oder andere Reaktionsschicht wirkt. Zwischen den Oberflächen befindet sich kein Zwischenstoff. Die Belastung wird durch die Rauheitsspitzen der beiden Körper getragen [5].

Gasreibung beschreibt den Reibungszustand, wenn die Reibungspartner durch einen gasförmigen Film getrennt sind [4].

Flüssigkeitsreibung ist der verschleißärmste Reibungszustand, da die Kontaktflächen vollständig durch einen Schmierfilm getrennt sind. Der Schmierfilm, der in der Kontaktzone unter Druck steht, überträgt die gesamte Last [4].

Mischreibung entsteht, wenn Festkörper- und Flüssigkeitsreibung auftreten. In diesem Fall trennt der Schmierfilm die Oberflächen nicht vollständig, sodass es zu lokalen Oberflächenkontakten kommt. Im Allgemeinen sind Reibung und Verschleiß deutlich geringer als bei einem nicht geschmierten System [4].

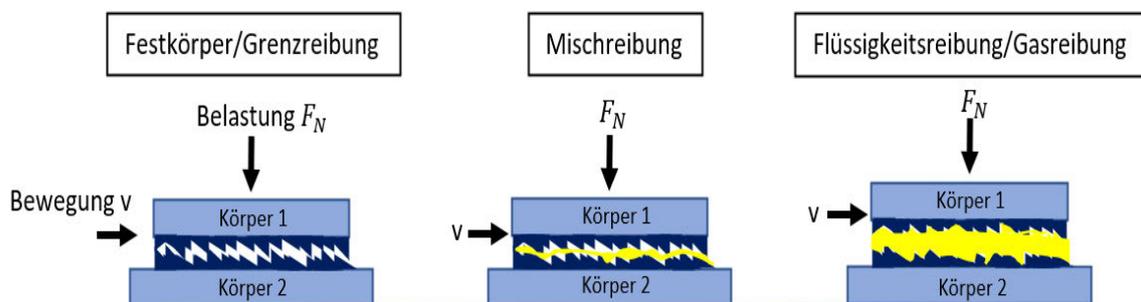


Abbildung 2.9: Reibungszustände (in Anlehnung an [4])

2.2.4 Vollschnierung

Bei der Flüssigkeitsreibung sind die Körper vollständig durch den Schmierstoff getrennt. Die gesamte Belastung wird von dem Schmierstoff aufgenommen, wodurch Reibung und Verschleiß reduziert werden. Dieser Zustand wird auch als Vollschnierung bezeichnet und lässt sich in drei Schmierungssysteme unterteilen [9]:

- Hydrostatische Schmierung
- Hydrodynamische Schmierung
- Elastohydrodynamische Schmierung (EHD)

Bei der hydrostatischen Schmierung erfolgt der Druck zum Aufbau des hydrostatisch tragenden Schmierfilmes durch externes Einpumpen des Schmierstoffes in den Schmierspalt [5].

Bei der hydrodynamischen Schmierung bewirkt die Dynamik im System, dass der Schmierstoff in den sich verengenden Schmierspalt, auch als konvergierender Schmierspalt bezeichnet, transportiert wird. Dadurch entsteht der Druck zum Aufbau des hydrodynamisch tragenden Schmierfilms. Die entstehende Reibung, gehört zur Gruppe der viskosen Reibung (innere Reibung), die durch Scherung des Schmierstoffs entsteht [4].

Die elastohydrodynamische Schmierung tritt bei hochbelasteten Kontaktflächen, wie Wälzlagern, Zahnrädern und Nockenstößeln, auf. Charakteristisch für diese Art der Schmierung ist die elastische Verformung der sich berührenden Körper, die hydrodynamisch bedingte viskose Reibung sowie die Erhöhung der Viskosität durch den hohen Druck [4]. Die elastischen Verformungen der Körper, die durch den hohen Druck an der Kontaktstelle entstehen, sind in der Größenordnung gleich oder größer der, durch die Flüssigkeit verursachte, Oberflächentrennung [11]. Dieses Phänomen wird als der elastohydrodynamische Effekt bezeichnet [4].

2.3.5 Schmierzuständen

Der Schmierzustand, beispielsweise im Wälzlager, ist abhängig von der Drehgeschwindigkeit der Elemente, dem Druck sowie der Viskosität des Schmierstoffes. Einen Überblick über die Reibungsveränderung im gesamten Bereich der möglichen Schmierzustände liefert die in Abbildung 2.10 dargestellte Stribeck-Kurve [3]. Nacheinander wird die Grenz-, Misch- und Flüssigkeitsschmierung durchlaufen, womit einhergeht, dass die Schmierfilmhöhe mit steigender Drehzahl an der Kontaktfläche zunimmt.

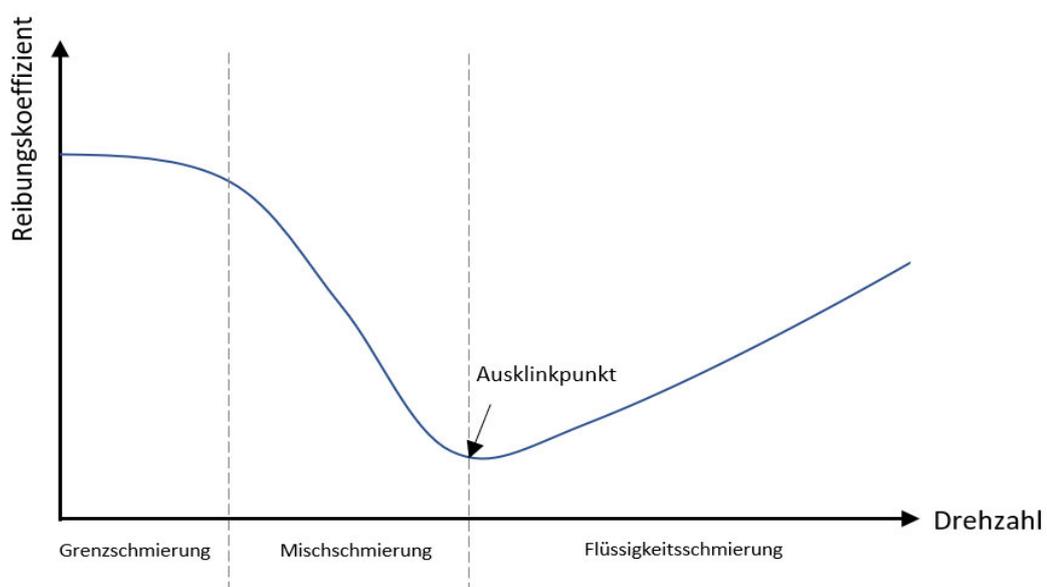


Abbildung 2.10: Stribeck-Kurve (in Anlehnung an [11])

Die zu Beginn hohe Reibung bei Grenz- und Mischschmierung sinkt mit zunehmender Drehzahl, da die Moleküle des Schmierstoffs zunehmend in die Kontaktstelle eindringen können. Sobald der Schmierstoff die Oberflächen voneinander trennt, erfolgt der Übergang von der Mischschmierung zur Flüssigschmierung, was als Ausklinkpunkt bezeichnet wird [5]. Im EHD-Zustand ist die Reibung am geringsten, wodurch das Minimum der Stribeck-Kurve erreicht wird. Aus dem Verlauf der Stribeck-Kurve geht hervor, dass im Bereich der Flüssigkeitsschmierung der Reibungskoeffizient bei Erhöhung der Drehzahl wieder ansteigt. Dafür verantwortlich ist die innere Reibung des Schmierstoffes. Als Folge dessen kommt es zu Leistungsverlusten. Die Praxis hat gezeigt, dass hohe Schmierstoffschichten die innere Reibung begünstigen [3]. Um dies zu verhindern, werden in geschmierten Systemen mittels verbesserten Schmierstoffeigenschaften immer geringere Schmierfilmhöhen, bis in den Nanometerbereich, angestrebt [3]. Aus diesem Grund sind Untersuchungen an EHD-Tribometern notwendig, um den Einfluss verschiedener Betriebsparameter und Schmieröle auf die Schmierfilmhöhenbildung im EHD-Kontakt zu untersuchen.

2.3 Schmierstoff

2.3.1 Schmieröl

Auf die unterschiedlichen Aufgaben des Zwischenstoffes im tribologischen System wurde in den vorangegangenen Kapiteln bereits vereinzelt eingegangen. Zur Vervollständigung werden die Hauptaufgaben in Anlehnung an Bauer stichpunktartig zusammengefasst [5]:

- Trennung von Kontaktoberflächen, die sich zueinander bewegen
- Kraftübertragung
- Verminderung von Reibung und Verschleiß
- Wärmeableitung
- Schutz gegen von außen eindringende Schmutzpartikel
- Korrosionsschutz

In dieser Arbeit werden ausschließlich Newtonsche Schmieröle als Zwischenstoff im elastohydrodynamischen Schmierungszustand betrachtet. Bei diesem Schmierungszustand ist der Schmierstoff hohen Geschwindigkeiten und Drücken ausgesetzt, was zu Temperaturschwankungen führen kann. Die Eigenschaften des Schmierstoffs können sich während des Prozesses verändern. Daher ist es wichtig, für den Betrieb im EHD-System geeignete Schmierstoffe zu verwenden. Schmieröle setzen sich im Durchschnitt aus 90 % Grundöl und 10 % chemischen Additiven zusammen [4]. Die Grundöle werden ihrer Herkunft nach in tierische, pflanzliche, mineralische, synthetische Öle oder anderweitige Substanzen, wie zum Beispiel Wasser oder flüssige Metalle, eingeordnet [4]. Die beigemischten Additive modifizieren die Eigenschaften, um den Schmierstoff an komplexe Anwendungsfälle anzupassen. Mögliche Eigenschaftsmodifikationen wären hier beispielsweise

Korrosionsverminderung, Verschleißschutz, Oxidationshemmung und Reibkraftminderung. Darüber hinaus wechselwirken die Additive auch mit anderen Elementen im System [5]. Neben Mineralölen sind Polyalpha-Olefine (PAO) und Polyglykolöle (PG) die gebräuchlichsten synthetischen Öle für Antriebsanwendungen [5].

2.3.2 Viskosität von Schmierstoffen

Die Viskosität ist eine Eigenschaft eines Fluids, die zur Charakterisierung seiner Fließfähigkeit verwendet wird. Im Falle der elastohydrodynamischen Schmierung ist die Viskosität eine der wichtigsten physikalischen Größen. Sie beschreibt den Widerstand eines Fluids gegen dessen Verformung und spiegelt somit das Ausmaß der inneren beziehungsweise viskosen Reibung wider [4]. Die Viskosität wird unterteilt in dynamische Viskosität η und kinematische Viskosität ν . Die dynamische Viskosität beschreibt den Widerstand eines Fluids gegen eine, durch Schubspannung erzeugte, Scherung, welche durch die Schergeschwindigkeit gekennzeichnet wird. Mit Gleichung 2.4 wird die dynamische Viskosität für Newtonsche Flüssigkeiten unter der Annahme berechnet, dass die Schubspannung τ innerhalb der Flüssigkeit proportional zur Schergeschwindigkeit D ist [4].

$$\eta = \frac{\tau}{D} \quad (2.4)$$

Je größer die dynamische Viskosität, desto zähflüssiger ist das Schmieröl. Dies liegt daran, dass sich wegen der langen und komplexen Molekülketten des Schmieröls weniger Moleküle bewegen können. Je niedriger die dynamische Viskosität, desto dünnflüssiger ist das Schmieröl, da sich die Moleküle freier bewegen können [4]. Für den quantitativen Vergleich von Schmierölen wird die kinematische Viskosität ν verwendet. Die dynamische Viskosität und die kinematische Viskosität stehen über die Dichte in Relation zueinander, wie in Gleichung 2.5 zusammengefasst [4].

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.5)$$

2.3.3 Einflüsse auf die Viskosität:

Die Viskosität eines Öls ist keine konstante Stoffeigenschaft, sondern abhängig von Druck und Temperatur. Bei einer Druckerhöhung nimmt die Viskosität zu, wohingegen bei einer Temperaturerhöhung ein Rückgang der Viskosität beobachtet wird. Die Veränderung der Viskosität durch Druck und Temperatur kann mathematisch abgeschätzt werden [3]. In einem mechanischen System nimmt die Viskosität mit steigender Betriebstemperatur ab. Bei einer Erhöhung der Betriebstemperatur um 25 °C kann sich die Viskosität eines Schmierstoffs um 80 % verringern [3]. Eine Methode zur Berechnung der dynamischen Viskosität bei Umgebungsdruck stellt die Vogelgleichung

dar, siehe Gleichung 2.6. Die Parameter K, B und C sind Konstanten und lassen sich experimentell bestimmen. Der Parameter ϑ beschreibt die Temperatur des Öls [12].

$$\eta(\vartheta) = \eta_0 = K * \exp\left[\frac{B}{\vartheta + C}\right] \quad (2.6)$$

Der auf den Schmierstoff wirkende Druck ist ein weiterer Faktor in Hinblick auf die Viskositätsänderung. Ein schneller Druckanstieg kann die Viskosität einiger Schmierstoffe so weit erhöhen, dass sie sich wie ein Feststoff, anstelle einer Flüssigkeit, verhalten [3]. Eine bekannte Berechnungsmethode für die Druckabhängigkeit der Viskosität ist die von Barus im Jahr 1893 entwickelte Gleichung 2.7. Die Gleichung wird nur für kleine Drücke verwendet, da sie nur für Drücke unter 0,1 GPa sinnvolle Ergebnisse liefert. Bei Drücken über 0,1 GPa steigt die Viskosität zu schnell an, sodass die Gleichung ihre Gültigkeit verliert [13]. In der Gleichung ist p der gegebene Druck, η ist die Viskosität bei Druck p , η_0 ist Viskosität bei atmosphärischem Druck und konstanter Temperatur und α_p ist der Druck-Viskositätskoeffizient [13].

$$\eta = \eta_0 * e^{\alpha_p * p} \quad (2.7)$$

Der Druck-Viskositätskoeffizient ist eine Flüssigkeitseigenschaft, die eng mit dem Grundöl eines Schmierstoffs zusammenhängt. Im Falle des EHD-Kontaktes ist diese Eigenschaft von großer Bedeutung, da sie einen großen Einfluss auf die Schmierfilmhöhe hat. Der Viskositätsdruckkoeffizient kann experimentell am Hochdruckviskosimeter durch Messung der dynamischen Viskosität in Abhängigkeit vom Druck bestimmt werden. Das Schmierstoffverhalten wird bei der Messung nur für die eingestellte Temperatur ermittelt, weshalb die Bestimmung des Druck-Viskositätskoeffizienten anspruchsvoll und zeitaufwendig ist [3].

3 Tribometer

Das Unternehmen GUNT wurde 1977 in Hamburg gegründet und hat sich auf den Bereich der Ingenieurausbildung spezialisiert. Es entwickelt Geräte für den didaktischen Unterricht in der technischen Mechanik, Mechatronik, Konstruktion, Werkstoffprüfung, Thermodynamik und Strömungsmechanik. Neben dem elasto-hydrodynamischen Versuchsaufbau bietet GUNT weitere Geräte für die Vermittlung tribologischer Kenntnisse an. Ein Großteil dieser Versuche wird mit dem Basismodul TM 260 durchgeführt, welches in Abbildung 3.1 dargestellt ist [14].



Abbildung 3.1: Das Basismodul TM 260 [14]

3.1 TM 260 Basismodul

Das Basismodul TM 260 setzt sich aus der Antriebseinheit und dem Anzeige- und Bediengerät zusammen. Der Rahmen ist so konstruiert, dass sowohl die Antriebseinheit als auch das Versuchsgerät darauf Platz finden. Abbildung 3.2 zeigt den Aufbau der Antriebseinheit. Diese besteht aus 4 Modulen [14]: dem Gleichstrommotor (1), der eine stufenlose Drehzahlregelung ermöglicht und der Antriebswelle (3), die über ein Schneckengetriebe mit dem Motor verbunden ist. Zusätzlich besteht es aus einem Schwenklager (4), welches eine Drehung der Welle um 90 Grad ermöglicht, sodass die Welle sowohl horizontal als auch vertikal ausgerichtet werden kann. Außerdem enthält die Einheit die für die Befestigung am Rahmen erforderlichen Schnellspannelemente (2). Das Anzeige- und Bediengerät verfügt über zwei Anzeigen. Eine Anzeige für die Drehzahl und eine Zweite für die Kraft. Die Drehzahl wird in U/min angegeben, über einen Inkrementalgeber gemessen und am Steuergerät geregelt. Die Kraft wird, je nach Versuchsgerät, mit verschiedenen Kraftaufnehmern gemessen und in Newton angegeben. Das Basismodul TM 260 in Kombination mit den Versuchsgeräten TM 260.01 bis TM 260.06 ermöglicht anschauliche Untersuchungen verschiedener Gleit- und Rollreibungsfälle [14]. Im Folgenden wird der Versuch TM 260.02 Elasto-hydrodynamisches Verhalten betrachtet.

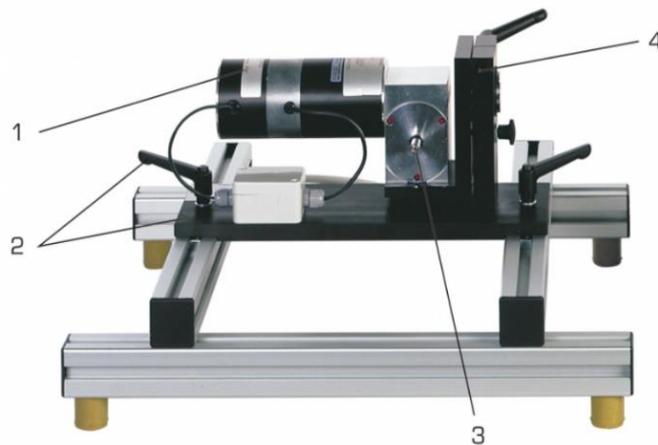


Abbildung 3.2: Die Antriebseinheit [14]

3.2 TM 260.02 Elastohydrodynamisches Verhalten

Die Abbildung 3.3 zeigt das montierte Versuchsgerät TM260.2 auf dem Rahmen der Antriebseinheit. Das Tribometer dient zur Untersuchung der Schmierfilmhöhe beim elastohydrodynamischen Kontakt. Unter einem Auflichtmikroskop lassen sich Interferenzmuster beobachten und somit die annähernde Höhe des Schmierfilms optisch bestimmen. Das tribologische System besteht aus einer parallel geschliffenen, halb reflektierenden Glasscheibe und einer gehärteten und polierten Stahlkugel, die von der Unterseite gegen die rotierende Glasscheibe drückt. Zwischen den Reibkörpern befindet sich am Kontaktpunkt der Schmierfilm. Die Kontaktdrücke und Schergeschwindigkeiten am Kontaktpunkt ähneln denen, die in vielen industriellen Anwendungen auftreten. Die Glasscheibe ist an der Welle der Antriebseinheit befestigt und die Stahlkugel sitzt auf vier Kugellager, sodass zwischen den Körpern im Versuch eine Rollreibung entsteht [15].

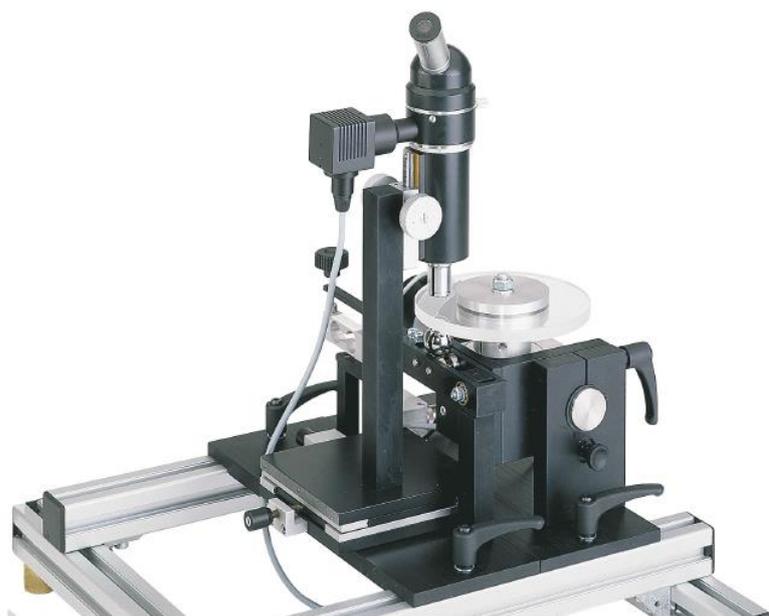


Abbildung 3.3: TM 260.02 Elastohydrodynamisches Verhalten [15]

Das Auflichtmikroskop befindet sich auf der gegenüberliegenden Seite der Kontaktstelle und verfügt über eine 50-fache Vergrößerung. Außerdem enthält es eine Lichtquelle für die benötigten Lichtstrahlen und eine integrierte Kamera zur Betrachtung der Interferenzbilder am Computer. Der Beobachtungspunkt des Mikroskops lässt sich in der Ebene mit dem Kreuztisch verschieben. In Anhang A ist in Abbildung A.1 eine schematische Darstellung des Tribometers [15] gezeigt und in Tabelle A.1 sind die technischen Daten des Tribometers aufgeführt.

Der Anpressdruck, mit dem die Kugel auf die Scheibe drückt, wird durch die eingebaute Belastungsvorrichtung erzeugt, siehe Abbildung 3.4. Diese besteht aus einem drehbar gelagerten Belastungsarm mit einem Hebelverhältnis von 3:1 [15]. Die Belastung wird über eine Rändelschraube stufenlos eingestellt und am Kraftaufnehmer gemessen. Der Kraftaufnehmer verwendet einen integrierten Dehnungsmessstreifen, um die Kraft zu messen. Dieser ist mit dem Bediengerät verbunden, welches die Kontaktkraft in Newton auf der Anzeige angibt. Um die tatsächlich an der Kontaktfläche wirkende Kraft zu messen muss, aufgrund des Hebelarms, die am Gerät angezeigte Kraft mal drei multipliziert werden. Insgesamt kann die Stahlkugel mit maximal 150 N belastet werden. Die Drehzahl der Scheibe ist am Bediengerät stufenlos einstellbar. Die Stahlkugel wird durch den Kontakt mit der Scheibe ebenfalls in Rotation versetzt [15].

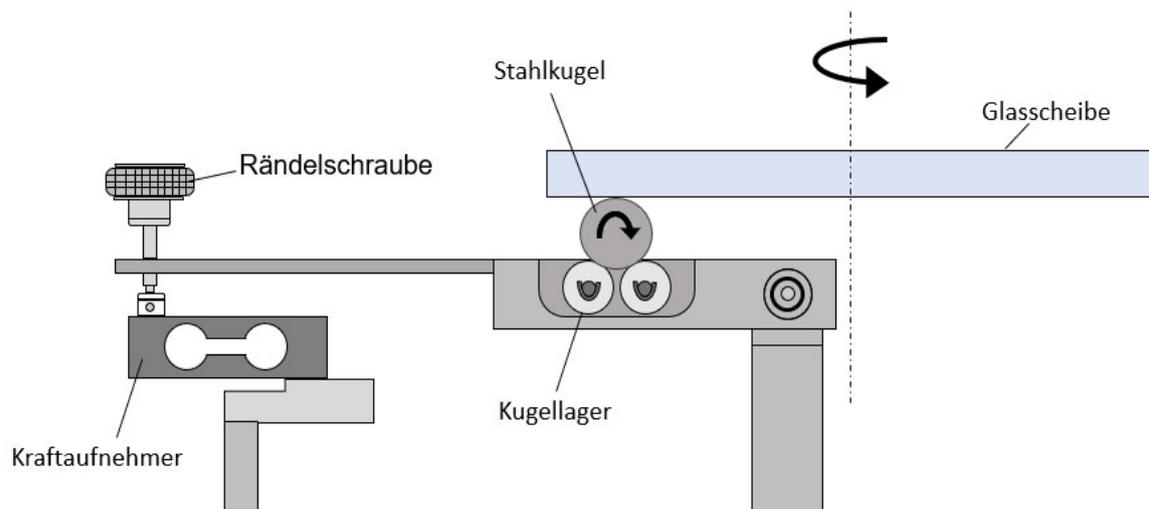


Abbildung 3.4: Die Belastungsvorrichtung und der Kontakt der Körper (in Anlehnung an [15])

3.3 Instandsetzung des Kugel-Scheiben Tribometers

Das Tribometer wurde lange Zeit nicht verwendet. Bei der ersten Inbetriebnahme des Geräts wurde festgestellt, dass einige Komponenten nicht mehr funktionsfähig sind. Dies umfasste Hauptkomponenten wie das Bedien- und Anzeigegerät und die Kamera. Um eine optimale Durchführung des Tribometers zu gewährleisten, wurden weitere Maßnahmen ergriffen, die im Folgenden zusammengefasst sind:

Anzeige- und Bediengerät:

Eine wesentliche Reparaturmaßnahme war das Anzeige- und Bediengerät. Die Fehleranalyse und Reparatur wurde in Kooperation mit der Firma GUNT durchgeführt. Dabei stellte sich heraus, dass die Stromzufuhr zum Gerät defekt war. Hinzu kam, dass ein Kondensator, der für die Übertragung zur Anzeige notwendig ist, auf der Platine funktionsunfähig war. Durch den Austausch der beiden Elemente waren die Anzeige- und Steuereinheit wieder funktionsfähig. Die am Steuergerät angezeigte Scheibendrehzahl wurde mit einem kontaktlosen Tachometer überprüft.

Kamera und Software:

Für die Analyse der Interferenzbilder lieferte die ursprünglich verwendete Kamera keine verwertbaren Aufnahmen. Änderungen von Parametern wie Kraft, Licht und Geschwindigkeit wurden mit einer Verzögerung aufgenommen, die Sekunden später am Computer registriert wurde. Zudem wies die Kamera einen Wackelkontakt auf, der für Unterbrechungen bei der Bildübertragung sorgte und somit den gesamten Versuch erschwerte. Folglich war die Beschaffung einer neuen Kamera notwendig. Die neue Kamera der Firma Jenoptik ermöglicht zusammen mit der komplementären Software GRYPHAX die Auswertung von Interferenzbildern. Die Kamera erzeugt farbige Bilder mit einer Auflösung von 1920 x 1080 Pixeln. Eine Bildübertragung von 30 Bildern die Sekunde ermöglicht die Erstellung von Livebildern und -videos. Die Software bietet die Möglichkeit, einen automatischen Weißabgleich und eine Farbkorrektur für die verwendete Lichtquelle vorzunehmen, siehe Abbildung 3.5. Zusätzliche Einstellungen wie Schärfe, Kontrast, Beleuchtung und Intensität können die Sichtbarkeit der Interferenzlinien erhöhen und eine bessere visuelle Beurteilung ermöglichen. Des Weiteren verfügt die Software über die Funktionen Maße wie Länge, Radien, Durchmesser oder Winkel in der Aufnahme festzuhalten. Für den Versuchsaufbau wurde der alte Computer im Labor durch einen leistungsfähigeren ersetzt. Dadurch wurde eine konstante Übertragung der Live-Bilder an den Computer gewährleistet, was eine schnellere und damit einfachere Nutzung der Software ermöglicht.

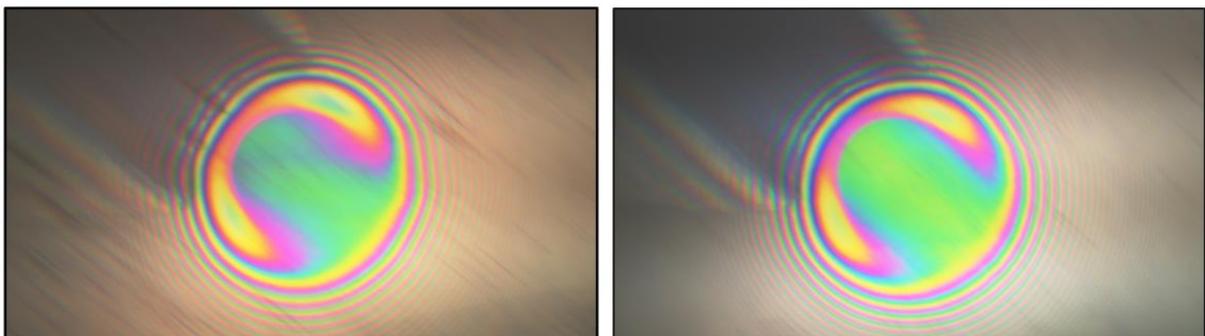


Abbildung 3.5: Interferenzbilder mit der neuen Kamera bei unterschiedlichen Softwareeinstellungen

Kugellagerlager:

Die Kugellager, auf denen die Stahlkugel platziert ist, waren im Betrieb nicht bewegungsfähig. Dadurch entstand im Betrieb keine Rollreibung zwischen Kugel und Scheibe, sondern eine Gleitreibung. Dies kann zu hohem Verschleiß an der Scheibe führen. Deswegen wurden die Kugellager gereinigt und neu geschmiert. Des Weiteren war der Einbau von Distanzscheiben erforderlich, um einen Kontakt mit der

Kugel sicherzustellen. Infolgedessen drehten sich mindestens drei Kugellager während des Betriebs vollständig. Das vierte Lager drehte sich nicht vollständig. Begründen lässt sich dies mit der überbestimmt gelagerten Stahlkugel, da eine präzise Montage mittels Distanzscheiben nicht möglich war.

Glasscheibe:

Die ursprünglich eingesetzte Glasscheibe besaß Verschleißspuren, die auf den Interferenzbildern zu sehen waren und somit unbrauchbare Bilder erzeugte. Diese wurde durch eine andere Glasscheibe mit geringerem Verschleiß ersetzt. Am Versuchsgerät TM 260.02 kann der effektive Durchmesser der Scheibe, also die Umlaufbahn, die mit der Kugel in Berührung kommt, durch Verschieben der Antriebseinheit auf dem Montagerahmen eingestellt werden. Auf diese Weise können immer neue Umlaufbahnen eingestellt werden, sobald die Verschleißspuren die Aufnahmequalität vermindern. Allerdings ist zu beachten, dass der effektive Durchmesser auf die Berechnung der Schmierfilmhöhe einen Einfluss hat und somit berücksichtigt werden muss. Der neu definierte effektive Durchmesser der Scheibe ist durch zwei gleich breite Gummiprofile festgelegt. Vor dem Versuch werden die Gummiprofile zwischen der Antriebseinheit und dem Versuchsgerät auf dem Rahmen positioniert, wie in Abbildung 3.6 dargestellt.

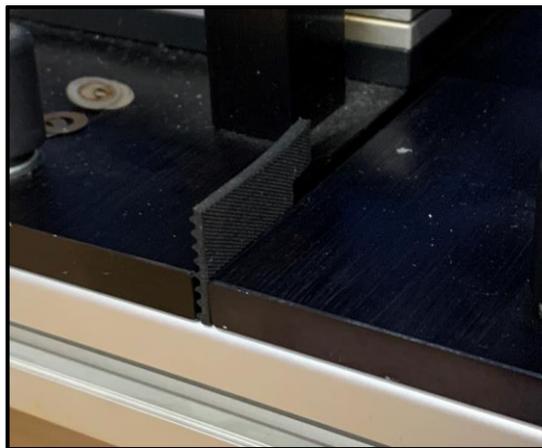


Abbildung 3.6: Gummiprofile zum Einstellen des effektiven Durchmessers

Für einen korrekten Versuchsablauf ist ein guter Rund- und Planlauf der Scheibe erforderlich. Nur so kann sich das Schmiermittel im EHD-Kontakt richtig ausbreiten und die Interferenzmuster korrekt erzeugen. Der Rund- und Planlauf der Scheibe wurde mit einer Messuhr gemessen, wobei sich herausstellte, dass die Scheibe ungleichmäßig um die Drehachse von 90 μm schwingt. Diese Schwankung konnte auf den Aufnahmen am Computer beobachtet werden, da der Kontakt zwischen Scheibe und Kugel mit jeder halben Umdrehung der Scheibe verschwand. Da sich die Schmierstoffschicht im Nanometerbereich befindet, hat dies einen großen Einfluss. Um diese Fehlausrichtung zu verringern war es notwendig, die Spann- und Zentriervorrichtung der Scheibe richtig zu montieren. Bei der Montage musste besonders auf eine gute Zentrierung der einzelnen Bauteile und die richtige Verschraubung des Klemmrings auf der Antriebswelle geachtet werden.

Insgesamt konnte der Versatz auf 30 Mikrometer minimiert werden, was die Durchführung des Versuchs ermöglichte.

Abstreifer:

Die Untersuchungen am Tribometer zeigten, dass das auf die Kugel aufgetragene Schmiermittel allein nicht ausreicht, um die gewünschten Interferenzbilder zu erzeugen. Grund dafür war die mangelnde Schmierstoffmenge, die durch den Kontaktpunkt läuft. Mangelschmierung wird auch als Starvation bezeichnet und in Abschnitt 6.2.1 näher erläutert. Infolgedessen war eine effizientere Versorgung der Reibstelle mit Schmierstoff erforderlich. Dies wurde realisiert, in dem eine elastische Gummilippe auf einem Stativ montiert wurde. Diese drückte auf der Unterseite sanft gegen die Scheibe und sorgt so für eine nahezu gleichmäßige Zufuhr des Schmierfilms am Kugel-Scheiben-Kontakt. Der Schmierstoff gelang besser an die Kontaktstelle, woraus konstante Interferenzbilder hervorgingen. Des Weiteren war es möglich während des Versuchs Schmiermittel auf die Gummilippe aufzutragen, wenn ein Mangel an Schmiermittel bestand und sich kein Schmierfilm bilden konnte.

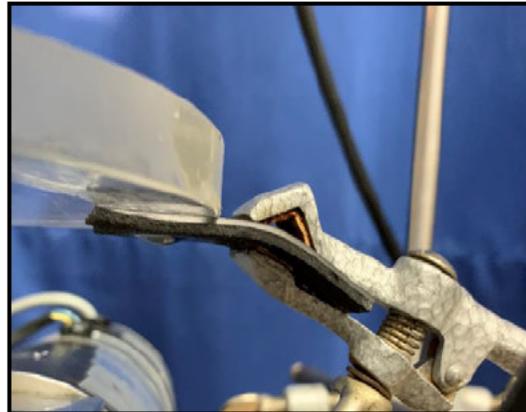


Abbildung 3.7: Gummilippe zum verteilen des Schmieröls

4 Bestimmung der Schmierfilmdicke durch optische Interferenz

4.1 Weißlicht-Interferometrie

Seit 1960 ist es möglich, die Schmierfilmdicke in elastohydrodynamisch geschmierten Kontakten durch optische Interferometrie zu bestimmen [16]. Das am Versuchsgesät TM 260.02 eingesetzte Verfahren basiert auf der Weißlichtinterferenz, die Farbbilder erzeugt und somit eine Beurteilung der Schmierfilmdicke anhand von Farben ermöglicht. Der Messbereich der Weißlichtinterferometrie liegt zwischen $0,1 \mu\text{m}$ und $1 \mu\text{m}$. Bei einer Schichtdicke von weniger als $0,1 \mu\text{m}$ wird diese grundsätzlich in grau oder schwarz angezeigt. Ab einer Schmierfilmdicke von über $1 \mu\text{m}$ sind die Streifen aufgrund der geringen Kohärenz des weißen Lichts nicht mehr sichtbar [16]. Da die üblichen EHD-Schichtdicken in dieser Größenordnung liegen, ist die Messung mittels Weißlichtinterferometrie geeignet [2]. Das Prinzip der Weißlichtinterferometrie ist in Abb. 4.1 dargestellt. Die Lichtwellen des Auflichtmikroskops treffen senkrecht auf die chrombeschichtete Glasscheibe, welche die Lichtstrahlen um 30 % reflektiert. In der Abbildung wird dies durch den grünen Pfeil dargestellt. Der verbleibende Teil des Lichtstrahls durchdringt die Glasscheibe sowie den Schmierfilm und wird von der Oberfläche der Stahlkugel reflektiert. Dieser Vorgang wird mittels des orangenen und des blauen Pfeils in der Abbildung gezeigt [17]. Durch die Kombination der beiden Hauptreflexionen entsteht ein Interferenzbild, welches von der Kamera aufgenommen wird [15].

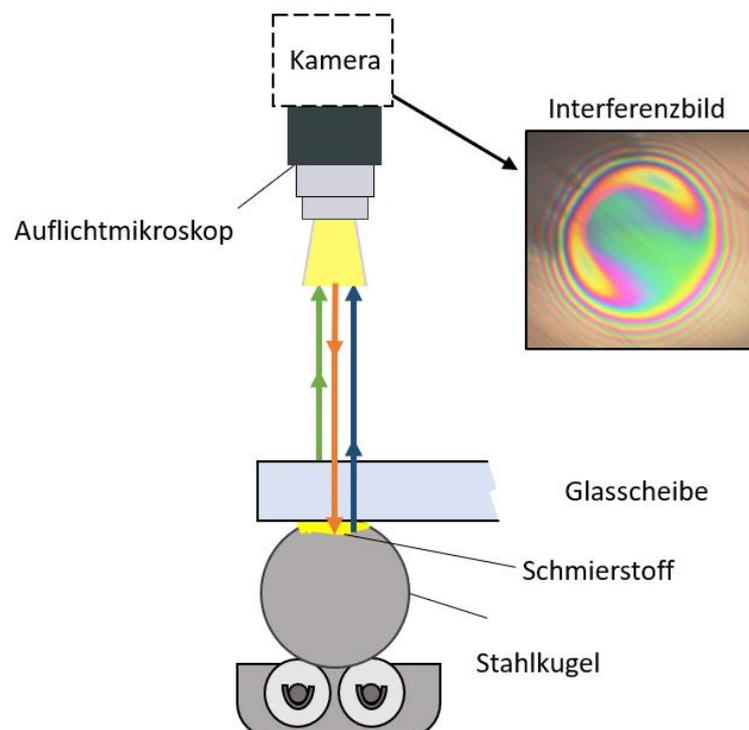


Abbildung 4.1: Ablauf der Weißlichtinterferometrie (in Anlehnung an [17])

Die Farben im Interferenzbild entstehen durch Brechung der Lichtwellen im Schmierfilm. Je nach Schmierfilmdicke ändert sich die Wellenlänge des Lichts und somit die Farbe [2]. Auf dieser Weise lässt sich die Schmierfilmdicke über die Farben visuell bestimmen. Charakteristisch für die Interferenzbilder sind die Newtonschen Ringe außerhalb des Hertzschen Kontakts sowie die Hufeisenform innerhalb des Hertzschen Kontakts. Die minimale Schmierfilmdicke befindet sich an der Druckspitze und wird mit h_m gekennzeichnet. Die zentrale Schmierfilmdicke wird mit h_c gekennzeichnet [11]. Abbildung 4.2 zeigt den Ein- und Austritt des Schmierstoffs sowie die genannten Charakteristiken eines Interferenzbildes.

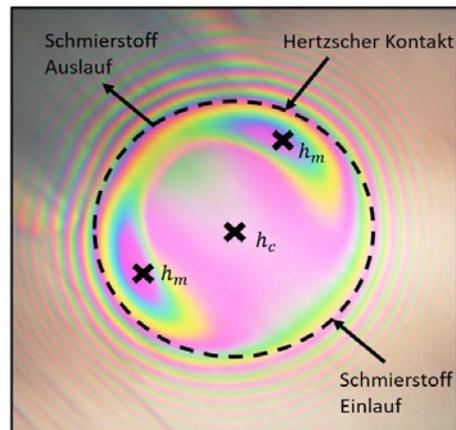


Abbildung 4.2: Interferenzbild bei 60 N und 30 U/min (in Anlehnung an [3])

Die Newtonschen Interferenzringe außerhalb des Hertzschen Kontakts entstehen durch die mehrfache Brechung der Lichtstrahlen im Ölspalt [11]. Die Stahlkugel reflektiert die Lichtstrahlen, während die verchromte Glasscheibe einen Teil der Lichtstrahlen durchlässt und der Rest auf die Kugel zurückgeworfen wird. Das Prinzip ist in Abb. 4.3 wiedergegeben, wobei (I_1, I_2, \dots, I_n) die Lichtintensität und λ die Wellenlänge repräsentiert. In Abhängigkeit von der Phasenverschiebung, die sich aus der Reflexion an der kugelförmigen Stahlkugel ergeben, interferieren die Lichtwellen miteinander und es bilden sich die Newtonschen Interferenzringe [11]. Die Intensität nimmt mit $n > 2$ stark ab, wodurch die Interferenzringe nach außen hin immer weniger sichtbar werden [18] [11].

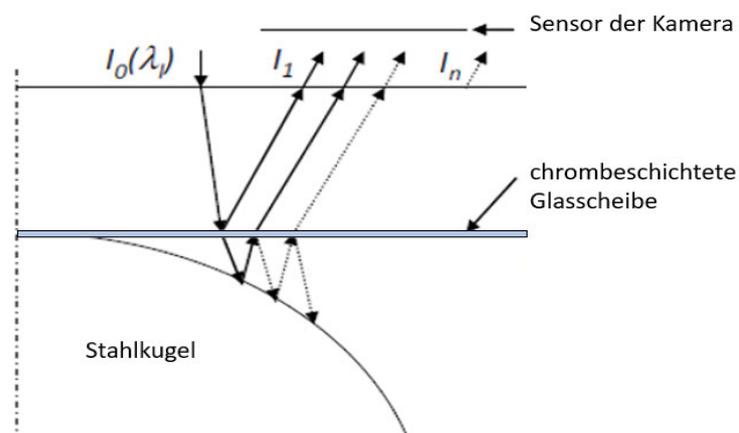


Abbildung 4.3: Entstehung der Newtonschen Interferenzringe (in Anlehnung an [11])

4.2 Farbskala von GUNT

Mithilfe der vorgegebenen Farbskala der Firma GUNT lassen sich die scheinbaren Schmierfilmhöhen optisch auswerten, siehe Abbildung. 4.4. Um die tatsächliche Schmierfilmhöhe zu ermitteln, werden die Werte auf der Farbskala durch den Brechungsindex des Schmierstoffs geteilt. Bei Schmierölen liegt der Brechungsindex bei etwa 1,5 [15]. Beispielsweise ist die scheinbare Schmierfilmhöhe von $0,40 \mu\text{m}$ (blau) eine tatsächliche Schmierfilmhöhe von 267 nm, bei Verwendung eines Schmierstoffs. Die Farbskala von GUNT bezieht sich nur auf die zentrale Schmierfilmhöhe h_c . Ab einer Schmierfilmhöhe von etwa 500 nm ist eine Zuordnung nur bedingt möglich. Grund dafür ist, dass ab dieser Schmierfilmhöhe die Farben nur zwischen grün und violett wechseln. Die mit zunehmender Schmierfilmhöhe verminderte Farbintensität erschwert die Auswertung zusätzlich. Des Weiteren ist zu beachten, dass bei einer scheinbaren Schmierfilmhöhe von $0,51 \mu\text{m}$ und $0,84 \mu\text{m}$ die angegebene gelbe Farbe in der Farbskala mehr einer grünen Farbe im Interferenzbild entspricht.

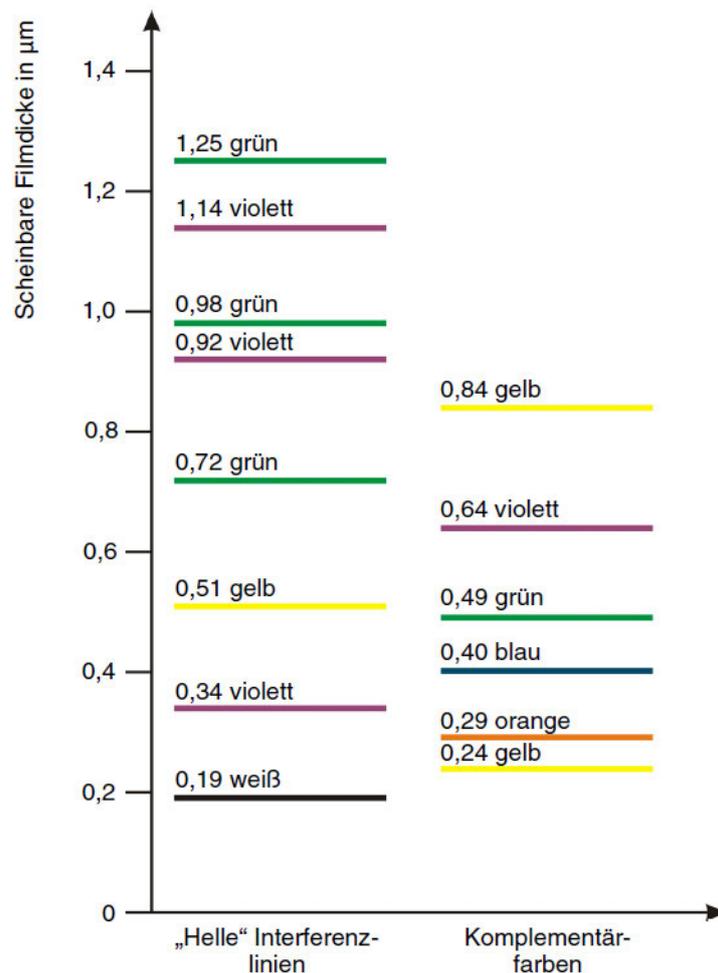


Abbildung 4.4: Farbskala von GUNT [15]

In Abbildung 4.5 sind die Interferenzbilder für den Schmierstoff GP 150 bei einer konstanten Kontaktbelastung von 30 N anhand der GUNT Farbskala ausgewertet. Die linke Interferenzaufnahme erfolgte bei einer Scheibendrehzahl von 30 U/min und die rechte Aufnahme bei einer

Scheibendrehzahl von 15 U/min. Die Auswertung der linken Aufnahme ergab eine Schmierfilmhöhe von 330 nm, die der rechten Aufnahme eine Höhe von 160 nm. Demzufolge führt eine Verdopplung der Drehzahl zu einem annähernd zweifachen Anstieg der zentralen Schmierfilmhöhe.

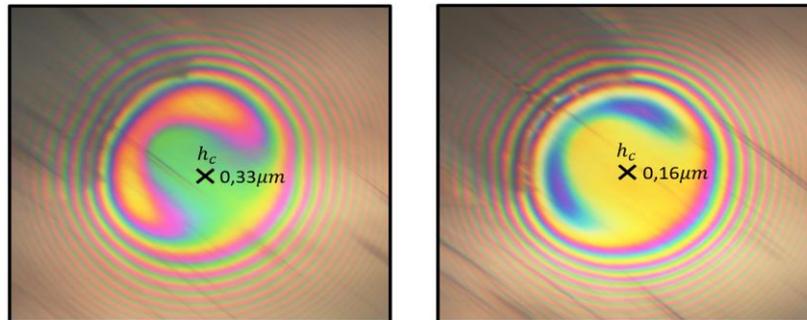


Abbildung 4.5: Bestimmung der Schmierfilmhöhe mittels der Farbskala von GUNT

4.3 Farbbalken von Omasta

Eine weitere visuelle Auswertung der Schmierfilmhöhe ist mit dem Farbbalken aus der Arbeit von Milan Omasta möglich [1]. Der Balken, der in Abbildung 4.6 dargestellt ist, veranschaulicht den Farbverlauf im Bereich der Schmierfilmhöhen von 0 nm bis 900 nm. Die Auswertung mit dem Farbbalken ist im Vergleich zur Farbskala von GUNT leichter anwendbar, da hier die Farbintensität berücksichtigt wird. Somit können die Farben differenziert und in Bezug zueinander gesetzt werden. Dadurch ist ab einer Schmierfilmhöhe von 500 nm ein Kontinuum gemäß der steigenden Schmierfilmhöhe zu erkennen. Zusätzlich lassen sich mit Hilfe des Farbbalkens die mittlere und minimale Schmierfilmhöhe bestimmen. Analog zu Abbildung 4.5 wird die Schmierfilmhöhe, unter den gleichen Bedingungen, mit dem Farbbalken ausgewertet. Die ermittelten Schmierfilmhöhen sind in Abbildung 4.7 dargestellt. Im Vergleich zu der Auswertung mittels Farbskala sind die Ergebnisse der zentralen Schmierfilmhöhe h_c beider Methoden annähernd gleich.



Abbildung 4.6: Farbbalken (In Anlehnung an [1])

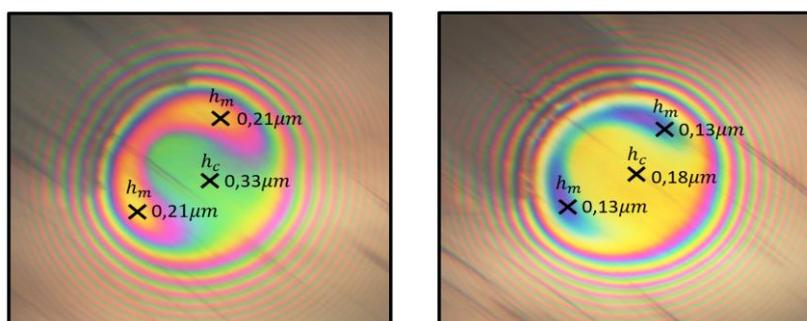


Abbildung 4.7: Bestimmung der Schmierfilmhöhe mittels des Farbbalkens

5 Berechnung der Schmierfilmhöhe

5.1 Grundlagen zur Berechnung der Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt

Die Lebensdauer von Maschinenkomponenten, die unter elastohydrodynamischen (EHD) Bedingungen arbeiten, wird in hohem Maße von der Schmierfilmhöhe im tribologischen Kontakt bestimmt [4]. Im Betrieb würden die Maschinenkomponenten dem hohen Druck im Kontakt ohne einen Schmierfilm, der die Oberflächen trennt, nicht standhalten. Dementsprechend besteht die Hauptfunktion des Schmierstoffs im EHD-Zustand darin, Misch- und Grenzreibung zu verhindern. Grundvoraussetzung für die Ausbildung eines Vollfilmzustandes im EHD-Kontakt ist der Druckaufbau in einem sich verengenden (konvergenten) Schmierspalt, wie in Abbildung 5.1 dargestellt. Im Kontakt bewegt sich der Schmierstoff, bis zum Austritt, fast unverändert [13].

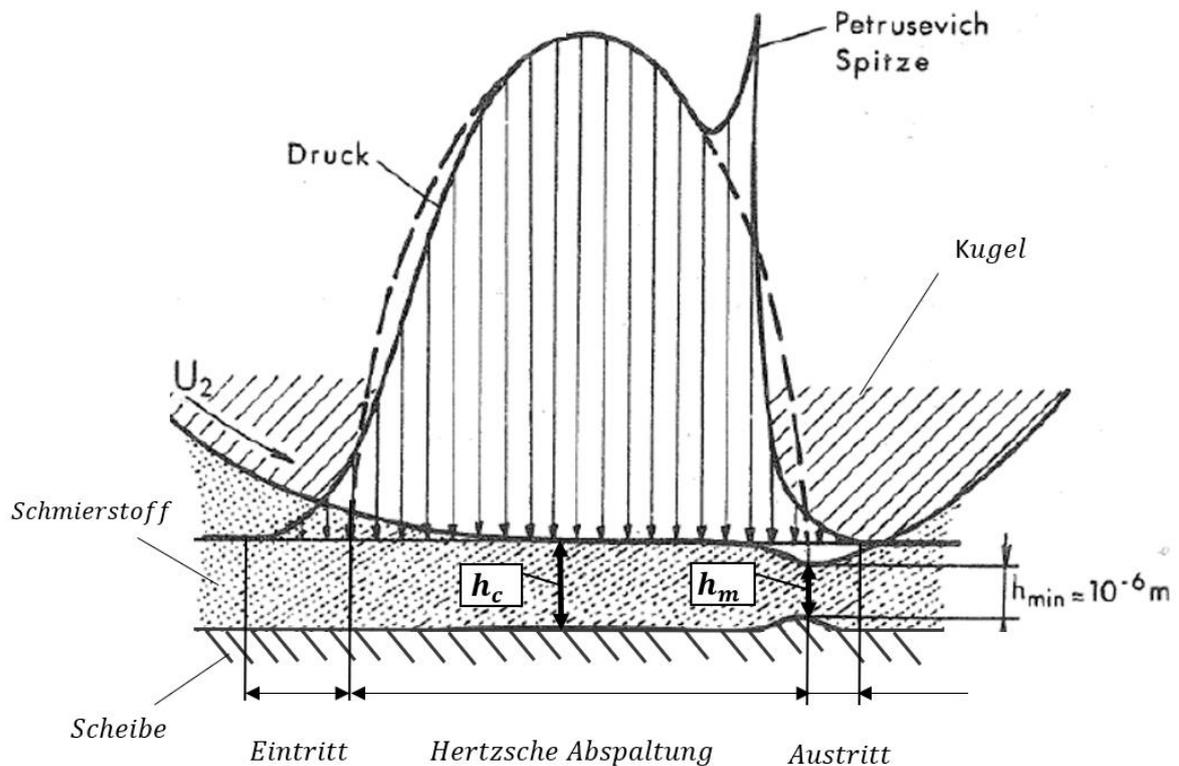


Abbildung 5.1: Druckaufbau in einem sich verengenden Schmierspalt (In Anlehnung an [12])

5.1.1 Hertz'sche Pressung zwischen Kugel und Scheibe

Die in Abbildung 5.1 gezeigte Druckverteilung im EHD-Kontakt (durchgezogene Linie) entspricht nahezu der Hertz'schen Druckverteilung (gestrichelte Linien). Auffallend ist der lokale Druckanstieg in der EHD-Druckverteilung, die sogenannte Petrusевич-Spitze [11]. Diese tritt unmittelbar vor dem konvergenten Spalt der verformten Körper auf. Die Flächenpressung wird zur Vereinfachung nach dem

Hertzschen Berechnungsansatz ermittelt. Als Grundlage für die Berechnung der Hertzsche Pressung zwischen der Kugel (Körper A) und der Scheibe (Körper B) wird eine kreisförmige Berührungsform angenommen, die sich aus der Geometrie der beiden Körper ergibt, siehe Abbildung 5.2. Aus diesem Grund wird die Summe der Krümmungsradien mit $R_{A,x} = R_{A,y} = R_A$ für die Kugel und $R_{B,x} = R_{B,y} = R_B = 0$ für die Scheibe vorausgesetzt [13].

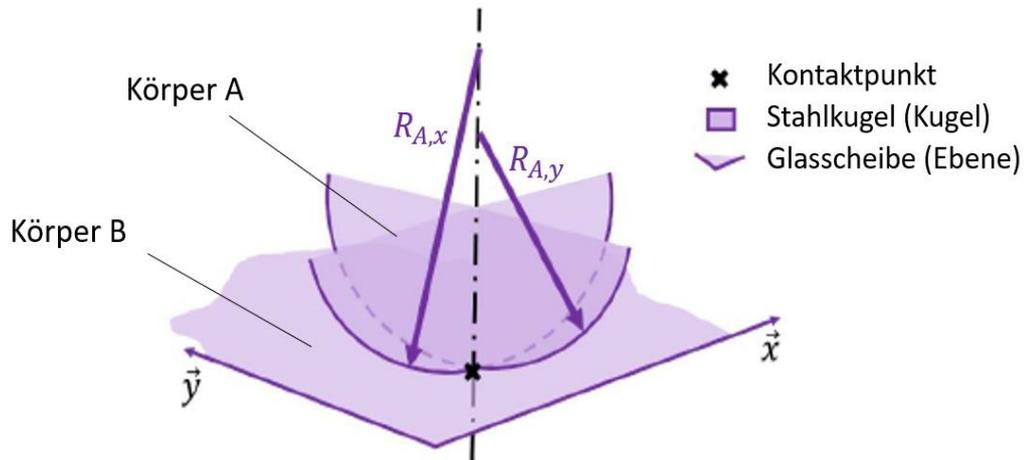


Abbildung 5.2: Äquivalente Krümmungsradien (In Anlehnung an [18])

Die Hertzsche Pressung p_0 lässt sich für die kreisförmige Berührungsform zwischen Kugel und Scheibe nach Gleichung 5.1 berechnen. Die für die Berechnung der Hertzschen Pressung erforderlichen Größen sind das reduzierte Elastizitätsmodul E_{red} , der reduzierte Krümmungsradius R und die Kontaktkraft F_N [13].

$$p_0 = \frac{1}{\pi} * \left(\frac{6 * F * E_{red}^2}{R^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.1)$$

Aus den Materialeigenschaften der Körper, also dem Elastizitätsmodul der Kugel E_A und der Scheibe E_B sowie deren Querkontaktzahl ν_A und ν_B , wird der reduzierte Elastizitätsmodul E_{red} berechnet, siehe Gleichung 5.2 [13]. Für den vorliegenden Fall liegt ein reduziertes Elastizitätsmodul E_{red} von $6,25 * 10^{10} N/m^2$ vor. Die für die Rechnung benötigten Kennwerte der Kugel und der Scheibe sind im Anhang B in der Tabelle B.1 beigefügt.

$$\frac{1}{E_{red}} = \frac{1 - \nu_A^2}{E_A} + \frac{1 - \nu_B^2}{E_B} \quad (5.2)$$

Der reduzierte Krümmungsradius R ist äquivalent zum Krümmungsradius R_A der Kugel, da im vorliegenden Fall der Krümmungsradius der Scheibe $R_B = 0$ ist, siehe Gleichung. 5.3 [13].

$$R \rightarrow \frac{1}{R} = \frac{1}{R_A} + \frac{1}{R_B} \quad (5.3)$$

Die Versuchsdurchführung am Gerät TM 260.02 wird mit einer Anpresskraft zwischen 15 N und 60 N eingestellt. Die Hertzsche Pressung zwischen Kugel und Scheibe beträgt in diesem Bereich etwa 412 N/mm^2 bis 655 N/mm^2 . An der Petrusevich-Spitze sind die Druckverhältnisse größer als beim maximalen Hertzschen Kontakt. In Abbildung 5.3 sind die Flächenpressungen bei unterschiedlichen Belastungen von 15 N, 30 N, 45 N und 60 N bei ruhender Kugel und Glasscheibe dargestellt. Mit zunehmender Belastung vergrößert sich der Kontaktradius.

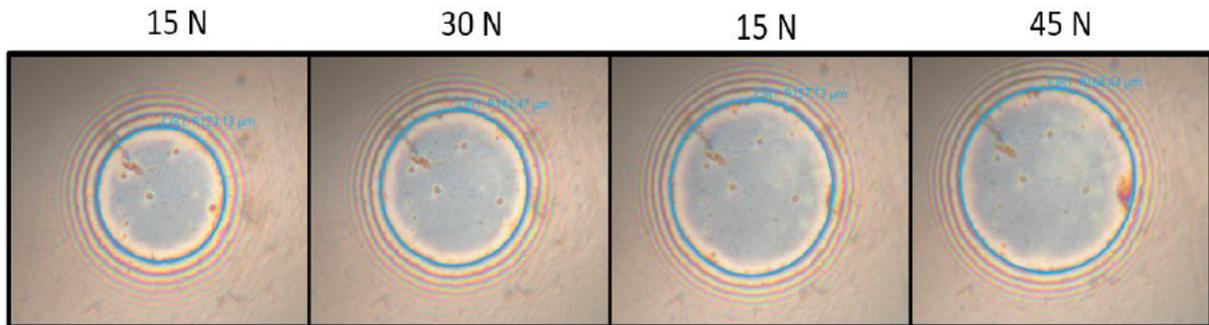


Abbildung 5.3: Flächenpressung bei unterschiedlichen Belastungen im statischen Fall

Der Kontaktradius lässt sich durch Messung mittels Software bestimmen. Mathematisch lässt sich der Hertzsche Kontaktradius nach Gleichung 5.4 berechnen [13]. Tabelle 5.1 gibt einen Überblick über die gemessenen und berechneten Werte des Kontaktradius für verschiedene Belastungen. Beim Vergleich der beiden Methoden ergibt sich eine Abweichung von $8 \mu\text{m}$ bis $41 \mu\text{m}$. Die Abweichung nimmt mit zunehmender Belastung zu.

$$a = \left(\frac{3 * R * F}{4 * E_{red}} \right)^{1/3} \quad (5.4)$$

Kontaktradius	15 N	30 N	45 N	60 N
Messung [μm]	123	142	157	168
Berechnung [μm]	131	165	189	209

Tabelle 5.1: Vergleich des gemessenen und des berechneten Kontaktradius

5.1.3 Einflussfaktoren der Schmieröle auf die Schmierfilmhöhe

Im Rahmen dieser Arbeit wurden am Versuchsgerät TM 260.02 Versuche mit zwei verschiedenen synthetischen Ölen und einem Mineralöl durchgeführt. Die synthetischen Öle GP 150 und GP 460 bestehen aus Polyalphaolefinen (PAO) und sind für den Einsatz als Getriebschmieröle geeignet. Das Mineralöl GL 4 wird für industrielle Anwendungen eingesetzt. Beim EHD-Kontakt wirken sich die verwendeten Schmieröle unterschiedlich auf die Schmierfilmhöhe aus, sodass unter gleichen

Rahmenbedingungen unterschiedliche Schmierfilmhöhen auftreten. Verantwortlich dafür sind die Schmierstoffeigenschaften. Bei der Berechnung der Schmierfilmhöhe kann der Schmierstoffeinfluss über die dynamische Viskosität η_0 und den Druck-Viskositätskoeffizienten α_p ermittelt werden. Die dynamische Viskosität berücksichtigt den Temperaturanstieg an der Kontaktstelle. Dieser ist auf den Druck, der auf den Schmierstoff wirkt, und auf die Scherung des Schmierstoffs zurückzuführen. In diesem Zusammenhang wurde eine Wärmebildkamera verwendet, um die Temperatur während der Rollreibung zwischen der Kugel und der Scheibe unter verschiedenen Belastungen zu messen. Bei den Messungen aus unterschiedlichen Blickwinkeln zeigte sich eine schwankende Temperatur zwischen 30 °C und 40 °C in der Kontaktzone. Im weiteren Verlauf wird von einer Temperatur von 40 °C ausgegangen, da die maximal gemessene Temperaturerhöhung an der Kontaktstelle angenommen wird. Zur Bestimmung der dynamischen Viskosität wurden die drei Schmieröle, mittels eines Rheometers, bei einer Temperatur von 40 °C gemessen. Zusätzlich wurde eine Messung der dynamischen Viskosität bei 20 °C durchgeführt, um den Einfluss der Temperaturänderung zu erfassen. Die Messungen sind in Anhang B in Abbildung B.1 beigefügt. Es stellt sich heraus, dass das Mineralöl GL 4 und das synthetische Öl GP 150 bei 40 °C eine ähnliche dynamische Viskosität haben. Anders sieht es bei 20 °C aus, wo ein Unterschied in der dynamischen Viskosität zu beobachten ist. Im Vergleich dazu weist das Schmieröl GP 460 sowohl bei 20 °C als auch bei 40 °C eine wesentlich höhere dynamische Viskosität auf. Eine experimentelle Bestimmung des Druck-Viskositätskoeffizienten wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht vorgenommen, weshalb dieser aus Tabellen mit Erfahrungswerten entnommen wurden [19]. Tabelle 5.2 zeigt die dynamische Viskosität und den Druck-Viskositätskoeffizient für die verwendeten Schmieröle. In Abschnitt 5.5.2 wird der Einfluss der Schmierstoffe anhand der optischen und berechneten Schmierfilmhöhe analysiert.

Schmieröl	η Dynamische Viskosität bei 20 °C [Pas]	η Dynamische Viskosität bei 40 C° [Pas]	α_p Druck-Viskositätskoeffizienten [Pa ⁻¹]
GP 150	0,379	0,138	1 * 10 ⁻⁸
GP 460	1,320	0,418	1 * 10 ⁻⁸
GL 4	0,514	0,142	1,6 * 10 ⁻⁸

Tabelle 5.2: Kennwerte der Schmieröle

5.1.2 Mathematischer Ansatz zur Berechnung der Schmierfilmhöhe

Die von Reynolds im Jahre 1886 entwickelte mathematische Beschreibung des Druckaufbaus im konvergenten Spalt ist in Gleichung 5.5 aufgeführt. Sie lieferte erste theoretischen Ergebnisse und ist bis heute von zentraler Bedeutung für die Berechnung der Schmierfilmhöhe. Dabei beschreibt p den Kontaktdruck, U die Fließgeschwindigkeit in x -Richtung und η die dynamische Viskosität des Schmierstoffs. Die Schmierfilmhöhe zwischen den Körpern wird mit h gekennzeichnet, wobei \bar{h} die

lokale Schmierfilmhöhe an der Stelle des maximalen Druckes beschreibt, an der der Druckgradient null ist [13] [12].

$$\frac{dp}{dx} = 6 * U_x * \eta \left(\frac{h - \bar{h}}{h^3} \right) \quad (5.5)$$

Für den Fall des elastoelastohydrodynamischen Kontaktes entwickelten Dowson und Higginson eine weiterführende mathematische Beschreibung, wobei die elastische Verformung bei höher belasteten Kontakten berücksichtigt wird. Die Kopplung von Elastizitäts- und Reynolds-Gleichung ermöglicht eine vollständige numerische Berechnung der Schmierfilmhöhe im EHD-Kontakt für den Linienkontakt, siehe Gleichung 5.6 [12]. Voraussetzungen für die Berechnung der Schmierfilmhöhe h_c sind eine ideal glatte und vollständig getrennte Oberfläche, laminare Strömung, konstante Viskosität des Schmierfilms über die Schmierfilmhöhe, Newtonsche Schmiermittel sowie isotherme und stationäre Betrachtung [13] [12].

$$\frac{h_c}{R} = g_1 * G^{g_2} * U^{g_3} * W^{-g_4} \quad (5.6)$$

Die Gleichung setzt sich zusammen aus dem Krümmungsradius R , den Koeffizienten g_1 bis g_4 und den dimensionslosen Parametern G , U und W [13]. Die Größe G ist der Werkstoffparameter, der sich aus dem reduzierten Elastizitätsmodul E_{red} und dem Druck-Viskositätskoeffizienten α_p des Schmieröls zusammensetzt, siehe Gleichung 5.7 [12].

$$G = E_{red} * \alpha_p \quad (5.7)$$

Die Größe U ist der Geschwindigkeitsparameter und wird gemäß der Gleichung 5.8 berechnet. Dieser umfasst die dynamische Viskosität η_0 des Schmierstoffs, die hydrodynamische Wirkgeschwindigkeit u_h , das reduzierte Elastizitätsmodul E_{red} und den Ersatzkrümmungsradius R , welcher dem Radius der Kugel entspricht [12].

$$U = \frac{\eta_0 * u_h}{E_{red} * R} \quad (5.8)$$

Die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit u_h setzt sich aus der Rotationsgeschwindigkeit der Kugel u_A und der Scheibe u_B zusammen, siehe Gleichung 5.9 [12]. Die Rotationsgeschwindigkeit der Scheibe u_B wird nach Gleichung 5.10 berechnet. Dabei beschreibt $d_{B,eff}$ den Umlaufdurchmesser der Scheibe, bei dem sich die Scheibe in Kontakt mit der Kugel befindet und $N_{Scheibe}$ beschreibt die Drehzahl der Scheibe. Die Rotationsgeschwindigkeit der Kugel u_A lässt sich aus dem Übersetzungsverhältnis ableiten, siehe Gleichung 5.11. Hierbei beschreibt $d_{B,eff}$ den Umlaufdurchmesser der Scheibe, d_A den Durchmesser der Kugel und u_B die Rotationsgeschwindigkeit der Scheibe.

$$u_h = \frac{u_A + u_B}{2} \quad (5.9)$$

$$u_B = \frac{2\pi * d_{B,eff} * N_{Scheibe}}{60} \quad (5.10)$$

$$u_A = \frac{u_B * d_{B,eff}}{d_A} \quad (5.11)$$

Der Lastparameter W für den Linienkontakt wird nach Gleichung 5.12 berechnet. Dieser setzt sich zusammen aus der Kontaktkraft F , dem reduzierten Elastizitätsmodul E_{red} , der Kontaktlänge l des Linienkontakts und dem Ersatzkrümmungsradius R [12].

$$W = \frac{F}{E_{red} * l * R} \quad (5.12)$$

Die von Dowson und Higginson entwickelte Gleichung wurde für den Punktkontakt modifiziert, indem der Lastparameter angepasst wurde, siehe Gleichung 5.13. Dies ermöglicht die Berechnung der Schmierfilmhöhe für elliptischen beziehungsweise kreisförmigen Kontakt [13].

$$W = \frac{F}{E_{red} * R^2} \quad (5.13)$$

5.2 Berechnungsmodelle

5.2.1 Berechnung der Schmierfilmhöhe nach modifizierten Ansätzen

Für den Punktkontakt wurde die Gleichung von Dowson und Higginson von verschiedenen Forschern übernommen und durch Veränderung der Koeffizienten modifiziert. Daraus ergaben sich verschiedene Ansätze, die in Tabelle 5.3 zusammengefasst sind [12]. In Gleichung 5.14 sind die Koeffizienten nach dem Ansatz von Hamrock und Dowson für den Punktkontakt in Gleichung 5.6 eingesetzt und in die einzelnen Terme zusammengefasst. In dieser Schreibweise wird mithilfe der Exponenten der Einfluss der einzelnen Größen auf die Bildung der zentralen Schmierfilmhöhe h_c verdeutlicht [12].

Punktkontakt	g1	g2	g3	g4
Archard u. a.	1,4	0,74	0,74	0,074
Cameron u.a.	5,81	1	1	0,33
Cheng	2,21	0,725	0,725	0,058
Hamrock/Dowson	1,9	0,53	0,67	0,067

Tabelle 5.3: Koeffizienten $g1 - g4$ von verschiedenen Forschern für den Punktkontakt

$$h_c = 1,9 * R^{0,46} * \alpha^{0,53} * E_{red}^{-0,07} * F^{-0,07} * \eta^{0,67} * u_h^{0,67} \quad (5.14)$$

Demnach haben die Kontaktkraft F und der Elastizitätsmodule E_{red} der beiden Körper einen geringen Einfluss auf die Bildung der Schmierfilmhöhe. Die Größen mit dem größten Einfluss auf die Schmierfilmbildung sind die effektive Geschwindigkeit u_h und die dynamische Viskosität η , gefolgt von dem Krümmungsradius R und dem Druck-Viskositätskoeffizient α .

5.2.2 Berechnungsansatz von GUNT

Die angewandte Berechnungsmethode der Firma GUNT für den Punktkontakt ist ebenfalls aus dem Ansatz von Dowson und Higginson abgeleitet. Jedoch weist sie Abweichungen auf, wie in Gleichung 5.15 gezeigt [15].

$$h_c = R * 1,84 \left(\frac{\eta_0 * u}{E' * R} \right)^{0,67} * \left(\frac{W}{E' * R^2} \right)^{-0,05} * (\alpha * E')^{0,6} \quad (5.15)$$

Die Änderungen betreffen zum einen die Koeffizienten g1-g4, zum anderen verwendet GUNT zwei modifizierte Größen. Eine dieser Größen ist der Krümmungsradius, welcher in der Berechnung nur zur Hälfte berücksichtigt wird, siehe Gleichung 5.16 [15].

$$R_{Gunt} = \frac{1}{2} * \text{Kugelradius} \quad (5.16)$$

Zusätzlich wird das effektive Elastizitätsmodul E' anstelle des reduzierten Elastizitätsmoduls in die Gleichung eingesetzt. Dieses lässt sich mit Gleichung 5.17 berechnen [15].

$$E' = \frac{2 * E_1 * E_2}{E_1 + E_2} \quad (5.17)$$

5.2.3 Berechnungsansatz von Hamrock und Dowson

Zusätzlich zur Berechnung der Schmierfilmhöhe für elliptische Berührungsformen entwickelten Hamrock und Dowson eine weitere mathematische Beschreibung. Diese Berechnungsform ermöglicht durch Änderung der Koeffizienten die Berechnung der zentralen Schmierfilmhöhe h_c , siehe Gleichung 5.18, und der minimalen Schmierfilmhöhe h_m , siehe Gleichung 5.19 [13].

$$\frac{h_m}{R} = 3,63 * \frac{U^{0,68} * G^{0,49}}{W^{0,0073}} (1 - e^{-0,68K_d}) \quad (5.18)$$

$$\frac{h_m}{R} = 2,69 * \frac{U^{0,67} * G^{0,53}}{W^{0,067}} (1 - e^{-0,73K_d}) \quad (5.19)$$

Die Gleichungen setzen sich zusammen aus den dimensionslosen Parametern G , U und W , dem dimensionslosen Elliptizitätsparameter K_d sowie dem Krümmungsradius R . Die Parameter G , U und W lassen sich wie im Abschnitt 5.1.2 berechnen. Der Elliptizitätsparameter K_d beschreibt das Verhältnis der Kontakthalbachsen in x- und y- Richtung. Unter der Annahme einer kreisförmigen Berührungsform gilt für den Elliptizitätsparameter $K_d = 1$ [18].

5.4 Vergleich der Berechnungsansätze

5.4.1 Variierte Drehzahl und konstante Belastung

Für einen Vergleich der Berechnungsmethoden werden die Kennwerte des Versuchsgeräts TM 260.02 und des synthetischen Öls GP 150 verwendet. Zusätzlich wird eine Kontakttemperatur von 40°C unter isothermen Bedingungen angenommen. Im ersten Fall wird mit einer konstanten Belastung von 60 N gerechnet, während die Drehzahl von 0 U/min auf 70 U/min ansteigt. Abbildung 5.4 zeigt die Verläufe der Schmierfilmhöhe für die verschiedenen Berechnungsansätze, aus denen hervorgeht, dass die Schmierfilmhöhe mit steigender Drehzahl zunimmt.

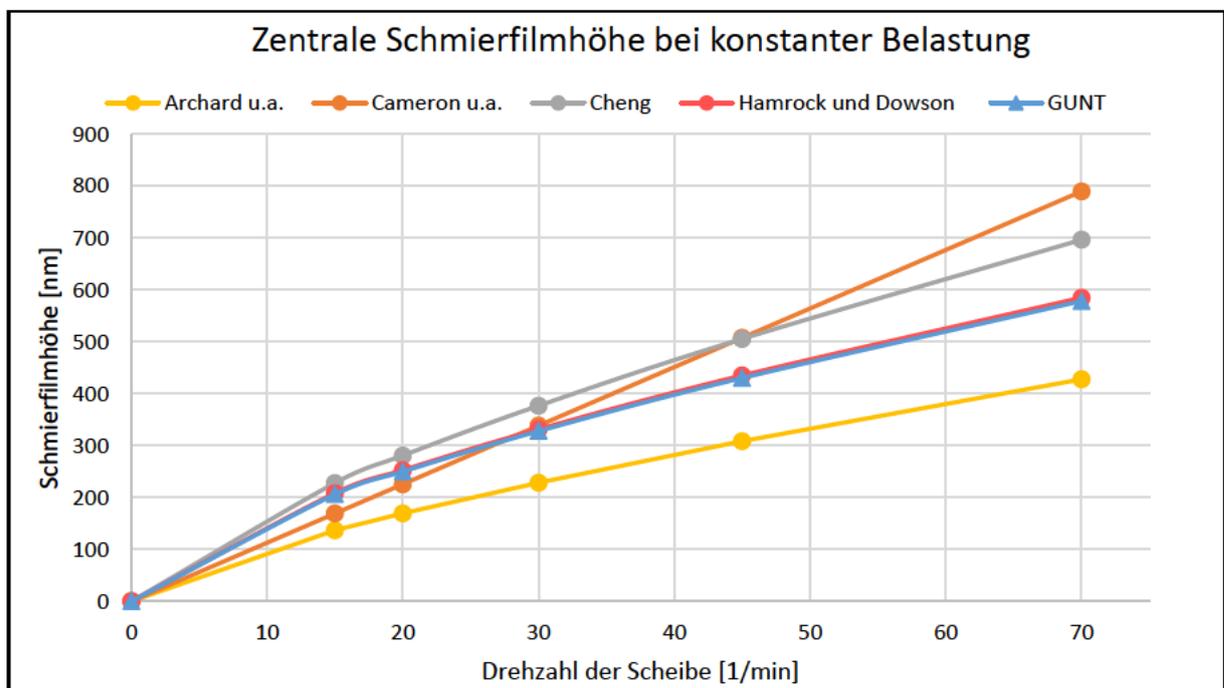


Abbildung 5.4: Kurvenverlauf der unterschiedlichen Berechnungsansätze bei konstanter Belastung

Die Cameron u.a. -Kurve zeigt eine annähernd lineare Zunahme der Schmierfilmhöhe mit ansteigender Drehzahl. Bis zu einer Drehzahl von 30 U/min weist die Schmierfilmhöhe nach Cameron u.a. nur

geringe Abweichungen von den GUNT-, Hamrock und Dowson- und Cheng-Kurve auf. Im Folgenden steigt die Schmierfilmhöhe im Vergleich zu den anderen Berechnungsmethoden schneller an, sodass bei einer Drehzahl von 70 U/min eine Schmierfilmhöhe von 789,7 nm ermittelt wird. Der starke Anstieg der Schmierfilmhöhe ist auf den Koeffizienten g_1 zurückzuführen, der als Einflussfaktor in die gesamte Gleichung eingeht. Der g_1 -Wert von Cameron u.a. ist viermal höher gewählt als der g_1 -Wert von Archard u.a., dessen Kurve die geringste Schmierfilmhöhe aller Berechnungen aufweist. Mit zunehmender Drehzahl nimmt die Abweichung der Schmierfilmhöhe zwischen den beiden Ansätzen zu und beträgt bei einer Drehzahl von 70 U/min 362 nm. Die berechneten Schmierfilmhöhen von GUNT und Hamrock und Dowson liegen bei einer Drehzahl von 70 U/min zwischen den Ansätzen von Archard u.a. und Cameron. Über den gesamten Drehzahlbereich beträgt die Differenz bei der Berechnung der Schmierfilmhöhe zwischen dem GUNT- und dem Hamrock und Dowson-Ansatz etwa 10 nm, was auf die ähnlichen Koeffizienten g_1 - g_4 zurückzuführen ist. Die Cheng-Kurve weist eine ähnliche Kurvenform auf wie die GUNT- und die Hamrock und Dowson-Kurve. Allerdings steigt sie mit der Drehzahl schneller an, was zu einer immer größer werdenden Divergenz zwischen den Ansätzen führt.

5.4.2 Variierte Belastung und konstante Drehzahl

Im zweiten Fall wird eine konstante Drehzahl von 30 U/min angenommen, während die Belastung von 15 N auf 60 N ansteigt. In Abbildung 5.5 sind die Verläufe der Schmierfilmhöhe für die verschiedenen Berechnungsansätze dargestellt. Aus den Berechnungen geht hervor, dass die Schmierfilmhöhe mit zunehmender Belastung abnimmt.

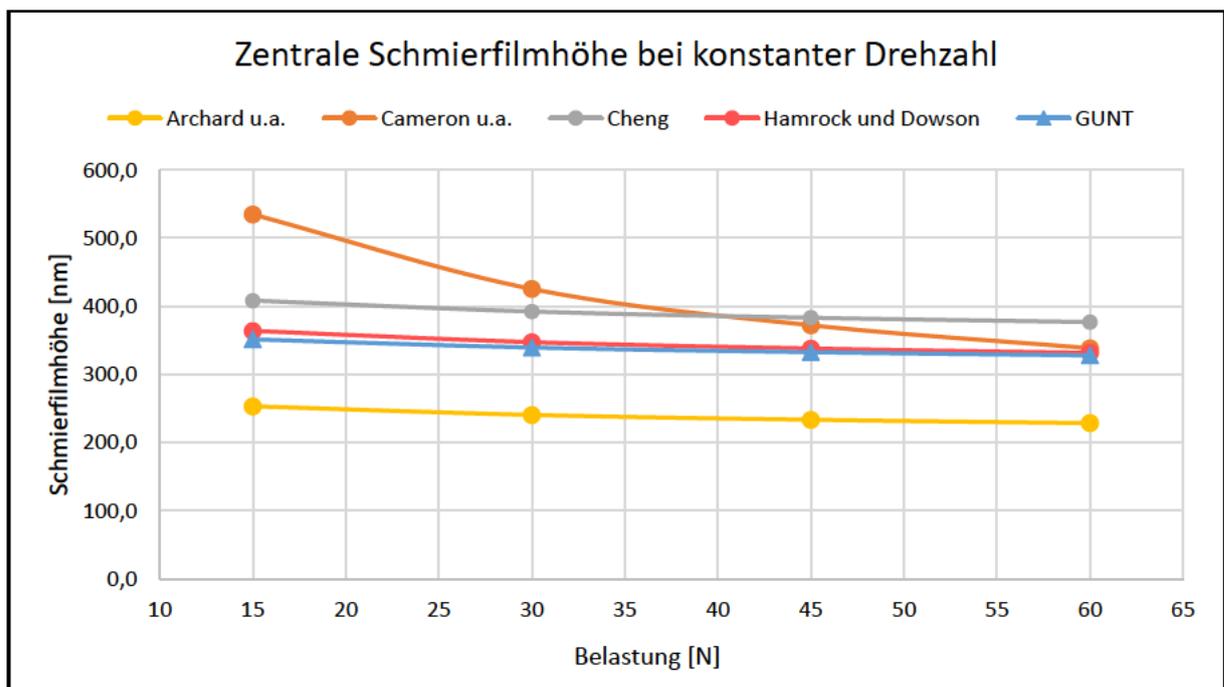


Abbildung 5.5: Kurvenverlauf der unterschiedlichen Berechnungsansätze bei konstanter Drehzahl

Nach Einstellen einer konstanten Drehzahl von 30 U/min starten die verschiedenen Berechnungsansätze bei einer Belastung von 15 N mit unterschiedlichen Schmierfilmhöhen. Die Berechnungsmethode von Cameron u.a. startet mit der höchsten Schmierfilmhöhe, nimmt jedoch mit zunehmender Belastung am stärksten ab, sodass die Schmierfilmhöhe ab 45 N niedriger ist als die berechnete Schmierfilmhöhe von Cheng. Auch die anderen Berechnungsansätze zeigen, dass die Schmierfilmhöhe bei Erhöhung der Belastung abnimmt. Dieser Effekt ist jedoch im Vergleich zur Berechnung von Cameron u.a. gering. Dies ist auf den hohen Wert des Koeffizienten g_4 zurückzuführen, der in der Gleichung von Cameron u.a. groß gewählt ist und dazu führt, dass die Belastung einen größeren Einfluss auf die Schmierfilmhöhe hat.

5.4.3 Schlussfolgerung aus dem Vergleich

Die Auswertung zeigt, dass der Ansatz von Cameron u.a. am stärksten von den gewählten Koeffizienten beeinflusst wird, insbesondere wenn die Drehzahl und die Belastung hoch eingestellt werden. Der Ansatz nach Archard u.a. berechnet im Vergleich zu den anderen Berechnungsmethoden die geringsten Schmierfilmhöhen. Die Ansätze von Cheng, GUNT und Dowson und Hamrock zeigen ähnliche Schmierfilmhöhen bei Drehzahl- und Belastungsänderungen, wobei die Schmierfilmhöhe von Cheng mit zunehmender Drehzahl schneller ansteigt und damit die Vergleichbarkeit mit den beiden anderen Ansätzen nachlässt. In Anbetracht der Erkenntnisse des Vergleichs und der Tatsache, dass die Berechnungen auf der Grundlage der Kennwerte des Versuchsgeräts TM260.02 von GUNT durchgeführt wurden, ist es sinnvoll, die Schmierfilmhöhe im weiteren Verlauf nach dem Ansatz von GUNT oder Dowson und Hamrock zu berechnen. Ein Vorteil der Dowson und Hamrock-Methode ist, dass die Berechnung der minimalen Schmierfilmhöhe h_m durch Änderung der Koeffizienten möglich ist. Der vollständige Vergleich der beiden Diagramme ist in Anhang B in der Tabelle B.2 beigefügt.

5.5 Vergleich von Berechnung und optischer Auswertung

5.5.1 Einfluss von Drehzahl und Belastung

Im vorangegangenen Abschnitt wurde der Effekt von Drehzahl- und Belastungsänderungen auf die Schmierfilmhöhe theoretisch betrachtet. Es wurde festgestellt, dass die Schmierfilmhöhe mit steigender Drehzahl zunimmt und mit erhöhter Belastung abnimmt. Im Folgenden wird die rechnerische Auswertung mit der optischen Auswertung verglichen. Zunächst wird eine konstante Last von 60 N und eine steigende Drehzahl von 15 U/min bis 70 U/min betrachtet. Abbildung 5.6 zeigt anhand von Interferenzbildern die Veränderung der Schmierfilmhöhe mit dem Schmierstoff GP 150. Bei Erhöhung der Drehzahl zeigen die Interferenzmuster einen Farbwechsel sowohl im zentralen Bereich als auch in dem Bereich der minimalen Schmierfilmhöhe. Mit den optischen Auswertungsmethoden lässt sich bei steigenden Drehzahlen feststellen, dass es sich um eine Zunahme

der Schmierfilmhöhe handelt. In den Tabellen 5.4 und 5.5 sind die zentralen und minimalen Schmierfilmhöhen nach den optischen und rechnerischen Auswertungsmethoden zum Vergleich zusammengefasst. Die Farbskala weicht vom Farbbalken und der berechneten Schmierfilmhöhe um wenige Nanometer ab. Dies ist auf die eingeschränkten Bewertungsmöglichkeiten zurückzuführen, da nach der Farbskala nur die Farbe und nicht die Farbintensität berücksichtigt wird. Die Berechnung nach Dowson und Hamrock zeigt eine annähernde Übereinstimmung mit der optischen Auswertung des Farbbalkens, sowohl für die zentrale als auch für die minimale Schmierfilmhöhe.

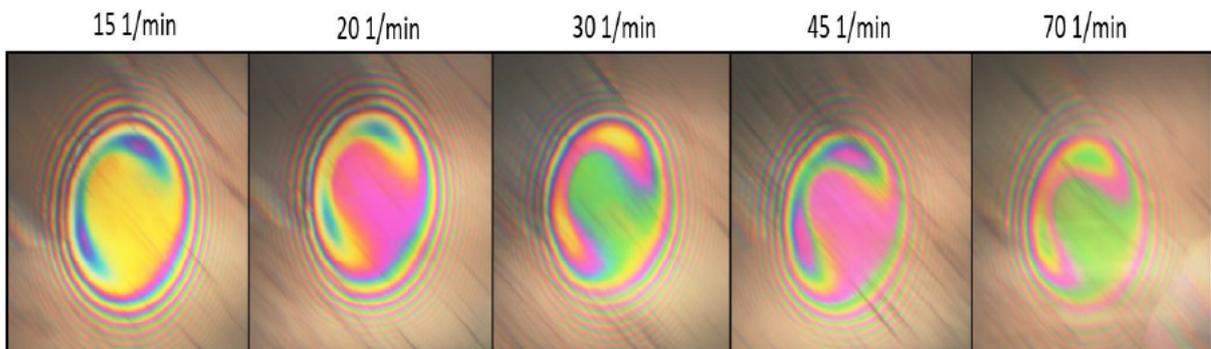


Abbildung 5.6: Entwicklung der Schmierfilmhöhe unter konstanter Last

Zentrale Schmierfilmhöhe	15 [U/min]	20 [U/min]	30 [U/min]	45 [U/min]	70 [U/min]
Berechnung [nm]	208	252	331	434	584
Farbbalken [nm]	180	250	330	430	590
Farbskala [nm]	160	227	330	427	560

Tabelle 5.4: Optische und rechnerische Auswertung der zentralen Schmierfilmhöhe

Minimale Schmierfilmhöhe	15 [U/min]	20 [U/min]	30 [U/min]	45 [U/min]	70 [U/min]
Berechnung [nm]	127	155	204	269	363
Farbbalken [nm]	130	150	190	250	360

Tabelle 5.5: Optische und rechnerische Auswertung der minimalen Schmierfilmhöhe

Im Folgenden wird eine gleichmäßig ansteigende Belastung von 15 N auf 60 N und eine konstante Drehzahl von 30 U/min angenommen. Abbildung 5.7 zeigt die Entwicklung der Interferenzmuster für den vorliegenden Fall. Aus den Aufnahmen ist ersichtlich, dass sich die Farben im Interferenzmuster mit zunehmender Belastung kaum verändern, entsprechend gering ist die Veränderung der Schmierfilmhöhe nach den optischen Auswertungsmethoden. Des Weiteren ist zu beobachten, dass die Hufeisenform im Interferenzmuster mit zunehmender Drehzahl schmaler wird, während sich die Schmierfilmhöhe nicht ändert. Dies bestätigt die Erkenntnis aus der Berechnung, dass die

Schmierfilmhöhe nur geringfügig von der Belastung beeinflusst wird. Abbildung 5.8 zeigt die berechnete Schmierfilmhöhe für verschiedene Belastungen und Drehzahlen. Der direkte Vergleich verdeutlicht die unterschiedlichen Auswirkungen der beiden Einflussfaktoren.

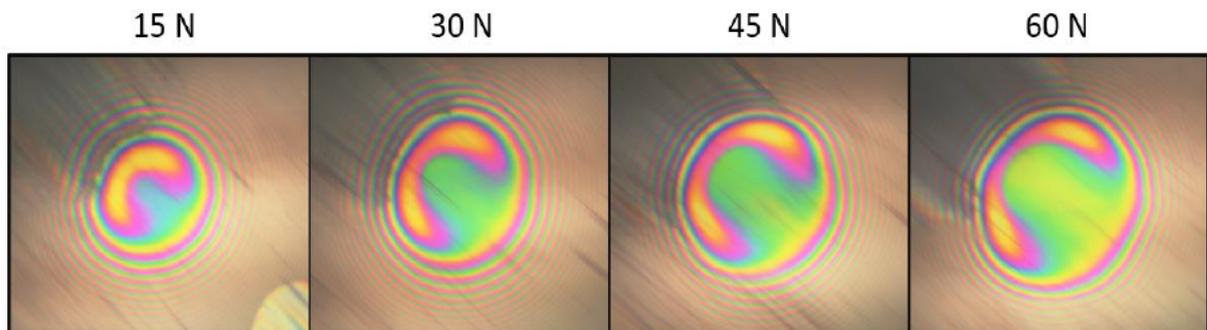


Abbildung 5.7: Entwicklung der Interferenzbilder bei konstanter Drehzahl und variierter Last

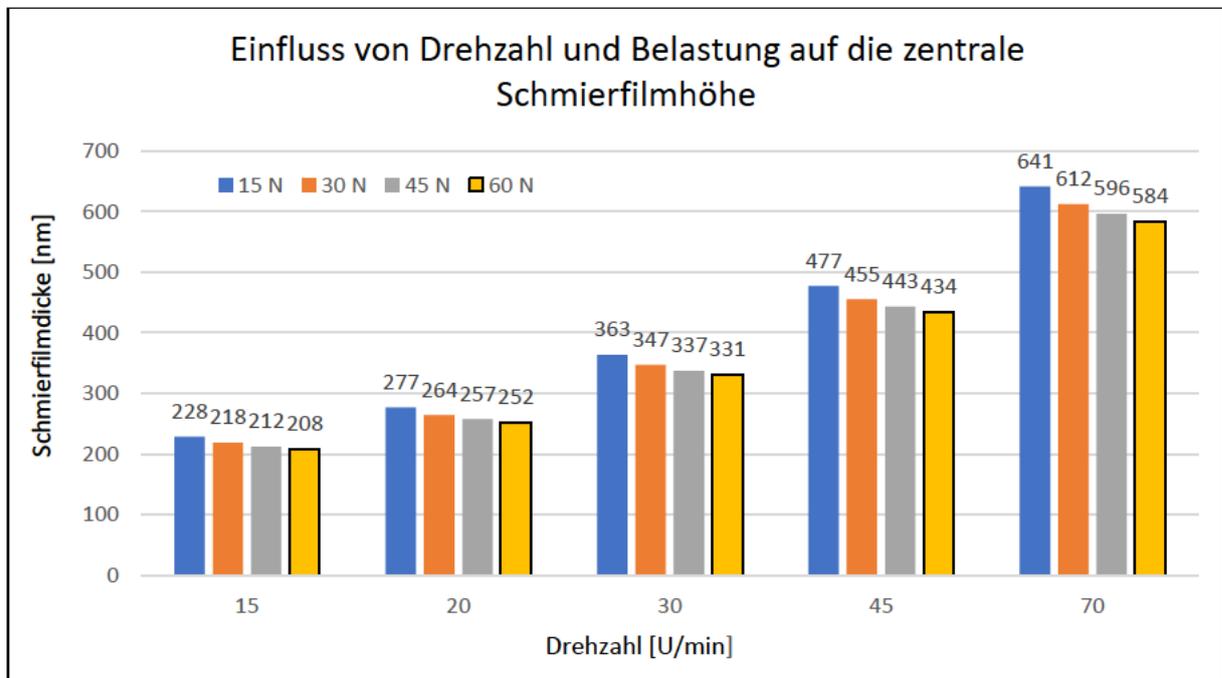


Abbildung 5.8: Gegenüberstellung der Einflüsse von Drehzahl und Belastung auf die zentrale Schmierfilmhöhe

5.5.2 Schmierstoffeinfluss

Wie bereits erwähnt, wird die Schmierfilmhöhe stark von den Schmierstoffeigenschaften, der dynamischen Viskosität und dem Druck-Viskositätskoeffizienten beeinflusst. In Tabelle 5.2 sind bereits die ermittelten Schmierstoffeigenschaften für die Schmieröle GP 150, GP 460 und GL 4 aufgeführt. Es stellte sich heraus, dass die Schmieröle GP 150 und GL 4 eine ähnliche dynamische Viskosität bei 40 °C haben, während das Schmieröl GP 460 eine höhere dynamische Viskosität aufweist. Die Druck-Viskositätskoeffizienten der synthetischen Schmieröle GP 150 und GP 460 sind gleich und unterscheiden sich von dem des Mineralöls GL 4. Abbildung 5.9 zeigt die Entwicklung der Interferenzbilder für die verschiedenen Schmieröle bei einer Belastung von 30 N und steigender

Drehzahl. Unterhalb der Interferenzbilder ist die zentrale Schmierfilmhöhe angegeben, die mithilfe des Farbbalkens bestimmt wurde. Das Schmieröl GP 460 weist bei einer Drehzahl von 45 U/min und höher Schmierstoffhöhen von über 900 nm auf und damit Schmierfilmhöhen außerhalb des mit dem Farbbalken ermittelbaren Bereichs. Aus diesem Grund wurden die Schmierfilmhöhen für die Drehzahlen 45 U/min und 70 U/min berechnet. Der Vergleich der Interferenzbilder zeigt, dass die Schmierfilmhöhen verschiedener Öle unter den gleichen Rahmenbedingungen unterschiedlich sind.

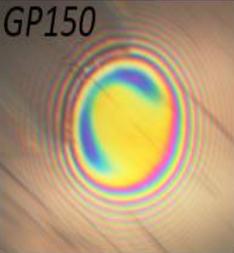
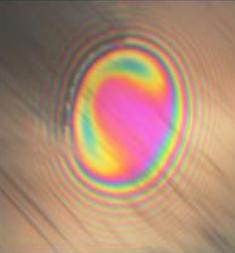
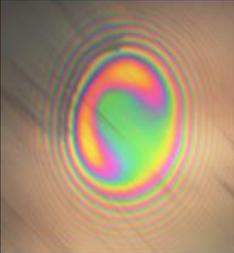
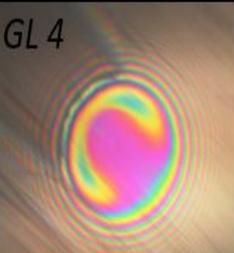
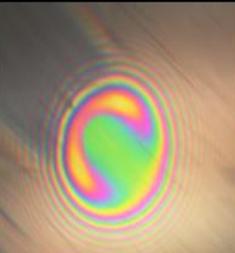
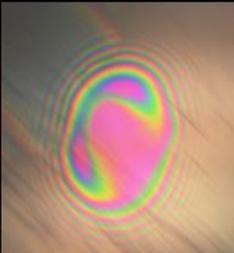
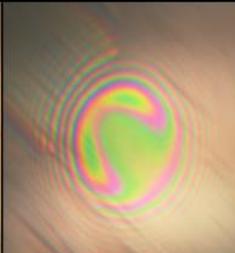
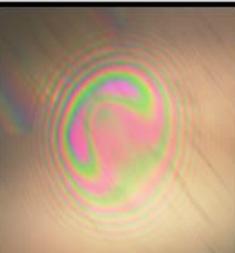
	15 1/min	20 1/min	30 1/min	45 1/min	70 1/min
GP150					
	$h_c = 180\text{nm}$	$h_c = 250\text{nm}$	$h_c = 330\text{nm}$	$h_c = 430\text{nm}$	$h_c = 590\text{nm}$
GL 4					
	$h_c = 250\text{nm}$	$h_c = 330\text{nm}$	$h_c = 430\text{nm}$	$h_c = 590\text{nm}$	$h_c = 790\text{nm}$
GP460					
	$h_c = 480\text{nm}$	$h_c = 610\text{nm}$	$h_c = 800\text{nm}$	$h_c = 957\text{nm}$	$h_c = 1287\text{nm}$

Abbildung 5.9: Visueller Vergleich des Einflusses von verschiedenen Schmierölen

Der Schmierstoff GP 460 weist die größten Schmierfilmhöhen auf. Zurückzuführen ist das auf die hohe dynamische Viskosität bei 40 °C, die im Vergleich zu den Schmierölen GP 150 und GL 4 um das Dreifache erhöht ist. Die Farbtintensität ist bereits bei einer Drehzahl von 15 U/min gering und nimmt mit steigender Drehzahl ab. Bei einer Drehzahl von 70 U/min ist das Interferenzmuster kaum sichtbar, da die Weißlicht-Interferometrie für Schmierfilmhöhenmessungen bis zu 1 μm geeignet ist. Ein Vergleich der Schmieröle GP 150 und GL 4 zeigt, dass sich trotz ähnlicher dynamischer Viskosität

unterschiedliche Schmierfilmhöhen ergeben. Das hängt mit dem Druck-Viskositäts-Koeffizienten zusammen, der bei dem Mineralöl GL 4 größer ist und damit unter gleichen Bedingungen größere Schmierfilmhöhen zulässt als bei dem synthetischen Öl GP 150. In Anhang B sind die Interferenzmuster bei verschiedenen Belastungen und Drehzahlen für die drei Schmieröle beigefügt. Die Ergebnisse aus der Berechnung der Schmierfilmhöhe für die Schmierölen GP 150, GP 460 und GL 4 sind vergleichbar mit denen der optischen Auswertung. Abbildung 5.10 zeigt die berechnete Schmierfilmhöhe in Abhängigkeit von der Drehzahl.

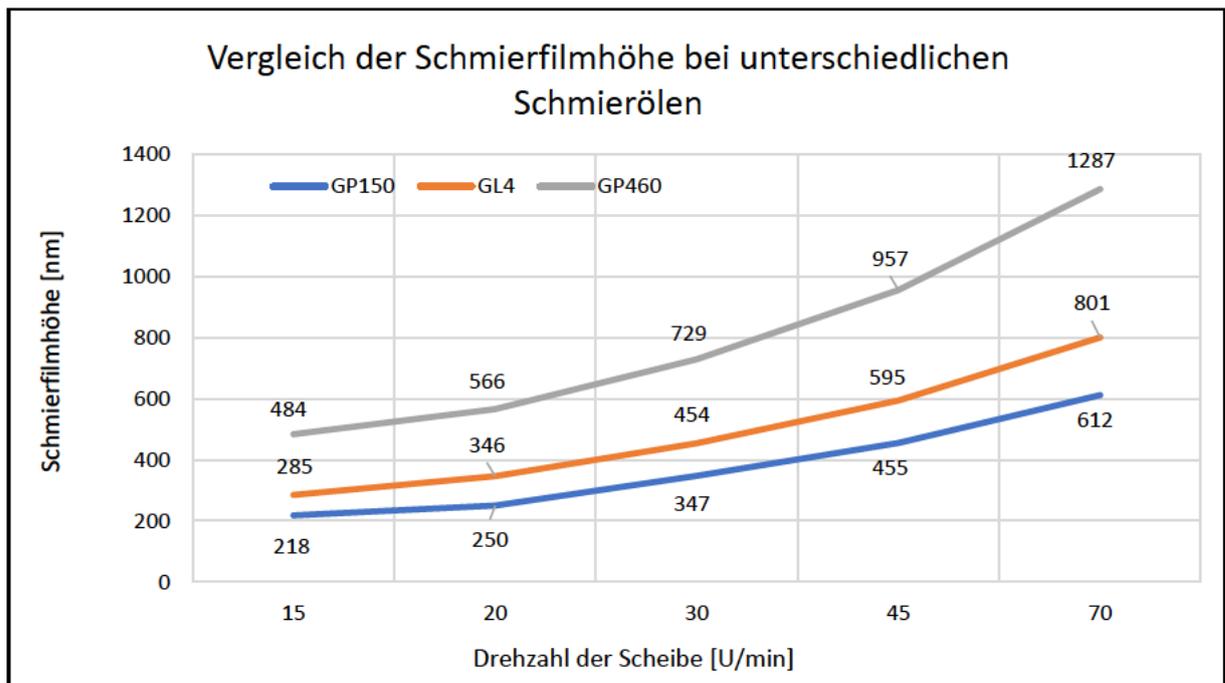


Abbildung 5.10: Berechnete Schmierfilmhöhe von verschiedenen Schmierölen

Die größte Abweichung zwischen der optischen und der berechneten Schmierfilmhöhe wird bei dem Schmieröl GP 460 festgestellt. Dies liegt daran, dass bei hohen Drehzahlen die Versuchsdurchführung durch das Auftreten von Starvation erschwert wird. Starvation ist ein Zustand, welcher eintritt, wenn an der Kontaktstelle nicht genügend Schmiermittel vorhanden ist, um die Körperoberflächen voneinander zu trennen [13]. Darauf wird in Abschnitt 6.3.1 ausführlich eingegangen. Dadurch können die Interferenzbilder fehlerhaft sein und die optische Bestimmung der Schmierschichthöhe verliert an Genauigkeit. Zusätzlich ist die Berechnung der Schmierfilmhöhe durch Vereinfachungen und Annahmen in ihrer Genauigkeit eingeschränkt.

6 Versuchsdurchführung für Studierende

Ziel des Versuchs ist es, die Schmierfilmhöhe im dynamischen Prozess zwischen der Kugel und der Glasscheibe zu untersuchen und zu bestimmen. Betriebsparameter wie Belastung und Drehzahl lassen sich am Tribometer einstellen, sodass deren Einfluss auf die Schmierfilmhöhe beobachtet werden kann. Im Folgenden wird die Versuchsvorbereitung detailliert beschrieben:

6.1 Versuchsvorbereitung

1. Im Ausgangszustand sind die Antriebseinheit und das Versuchsgerät voneinander getrennt. Dazu wird die Antriebseinheit am Rahmen nach Lösen der Schnellspannelemente zur Seite geschoben.
2. Die Unterseite der Glasscheibe, die Stahlkugel, Lageroberflächen und die Gummilippe mit Ethanol reinigen. Dies verhindert, dass sich zwei verschiedene Öle auf den Oberflächen vermischen und fehlerhafte Interferenzmuster erzeugen.
3. Mit einer Pipette werden zwei bis drei Tropfen des zu untersuchenden Schmieröls auf die Stahlkugel und die Gummilippe gegeben.
4. Die Gummiprofile auf dem Rahmen zwischen Antriebseinheit und Versuchsgerät positionieren. Anschließend wird die Antriebseinheit gegen das Versuchsgerät geschoben und mit den Schnellspannelementen befestigt.
5. Das Stativ mit der Gummilippe so positionieren, dass es an der Unterseite der Scheibe aufliegt.
6. Die Software GRYPHAX auf dem Computer starten und die Lichtquellen anschalten.
7. Die Rändelschraube drehen, um den Anpressdruck zu erhöhen, bis der Kontaktabdruck auf der Kameraaufnahme sichtbar ist. Ist der Kontaktabdruck nicht zu erkennen, kann dies am Betrachtungspunkt liegen. Dieser lässt sich in der Ebene mit dem Kreuztisch justieren. Am Bediengerät ist darauf zu achten, dass die Belastung nicht mehr als 20 N beträgt, da die tatsächliche wirkende Belastung, durch den Hebelarm, von 60 N nicht überschritten werden sollte.
8. Wenn die Aufnahme nicht ausreichend scharf ist, kann mit Hilfe der Okularstutzen fokussiert werden. Sollte dies nicht ausreichen, kann das Mikroskop in der Höhe verstellt werden.

6.2 Versuchsablauf

Um einen hohen Verschleiß der Scheibe zu vermeiden, wird eine Anpresskraft bis zu 60 N (20 N auf dem Display des Bediengerätes) und eine Scheibendrehzahl von bis zu 70 U/min empfohlen. Tabelle C.1 in Anhang C dient als Leitfaden für geeignete Einstellmöglichkeiten der Arbeitspunkte am Versuchsgerät TM 260.02. Der Versuchsablauf wird im Folgenden ausführlich beschrieben:

1. An der Rändelschraube den ersten Anpressdruck einstellen und anschließend den Zustand mit der Mutter fixieren. Beim Anziehen der Mutter kann sich der X-Y-Kreuztisch verschieben, sodass er anschließend erneut justiert werden muss, damit der Kontaktpunkt in der Mitte der Aufnahme liegt.
2. Den Motor der Antriebseinheit an der Bedieneinheit einschalten und die zu untersuchende Drehzahl einstellen. Mit den optischen Auswertungsmethoden wird die Schmierfilmhöhe bei Betrachtung der Interferenzmuster ausgewertet und in Tabelle C1 eingetragen.
3. Die nächste Drehzahl wird eingestellt und die Schmierfilmhöhe optisch bestimmt. Diesen Vorgang wiederholen, bis alle zu untersuchenden Drehzahlen mit der eingestellten Belastung durchgeführt worden sind.
4. Anschließend den Motor der Antriebseinheit ausschalten, die Belastung auf den nächsten Arbeitspunkt einstellen und die Drehzahlen erneut durchlaufen. Diesen Vorgang wiederholen, bis alle zu untersuchenden Drehzahlen mit der eingestellten Belastung durchgeführt worden sind.
5. Die Schritte 3 und 4 wiederholen, bis alle Schmierfilmhöhen für die zu untersuchenden Betriebspunkte in Tabelle C.1 eingetragen sind.
6. Abschließend wird die Schmierfilmhöhe nach dem Ansatz von Dowson und Hamrock beziehungsweise nach dem Ansatz von GUNT theoretisch berechnet und mit den optischen Auswertungsmethoden verglichen.

6.3 Schwierigkeiten bei der Durchführung der Versuche

6.3.1 Mangelschmierung

Eine Versuchsdurchführung am Tribometer in vollgeschmiertem Zustand setzt voraus, dass sich im Einlauf des Kontakts ausreichend Schmiermittel befindet. Ein Mangel an Schmiermittel im Einlauf kann dazu führen, dass der Versuch nicht bei Vollschmierung, sondern mit Mischreibung durchgeführt wird. Dadurch verringert sich die Schmierfilmhöhe trotz einer Erhöhung der Drehzahl [13]. Dieser Zustand der Mangelschmierung wird im Englischen als Starvation bezeichnet und kann in der Aufnahme der Kamera beobachtet werden. Abbildung 6.1 zeigt die mangelnde Schmierung zwischen Kugel und Scheibe anhand eines Interferenzbildes [13].



Abbildung 6.1: Mangelschmierung

Bei den Schmierölen GP 150 und GL 4 wird eine mangelnde Schmierung beobachtet, wenn zu wenig Schmiermittel verwendet wird. Durch nachträgliches Auftragen des Schmieröls auf die Gummilippe wird eine Vollschmierung zwischen Kugel und Scheibe erreicht. Beim Schmieröl GP 460 wird bei hohen Drehzahlen aufgrund der hohen Viskosität eine Mangelschmierung beobachtet, die je nach aufgetragener Schmierstoffmenge zwischen 45 U/min und 70 U/min liegt. Zur Wiederherstellung einer Vollschmierung wird zunächst eine niedrige Drehzahl eingestellt und anschließend Schmieröl auf die Gummilippe aufgetragen.

6.3.2 Silikonöl

Die Versuchsdurchführung mit einem Silikonöl erweist sich als schwierig, da es nur für kurze Zeit im EHD-Kontakt einen vollständig tragfähigen Schmierfilm aufbauen kann. Mit jeder Umdrehung der Scheibe nimmt die Schmierstoffmenge ab, sodass nach wenigen Umdrehungen kaum noch Schmierstoff auf den Interferenzmustern wahrgenommen wird. Dieses Verhalten wurde an zwei Silikonölen unterschiedlicher Viskosität beobachtet. Abbildung 6.2 zeigt die Entwicklung des Silikonöls im EHD-Kontakt von vollständiger Schmierung (1) über mangelnde Schmierung (2 und 3) bis nahezu keine Schmierung (4).

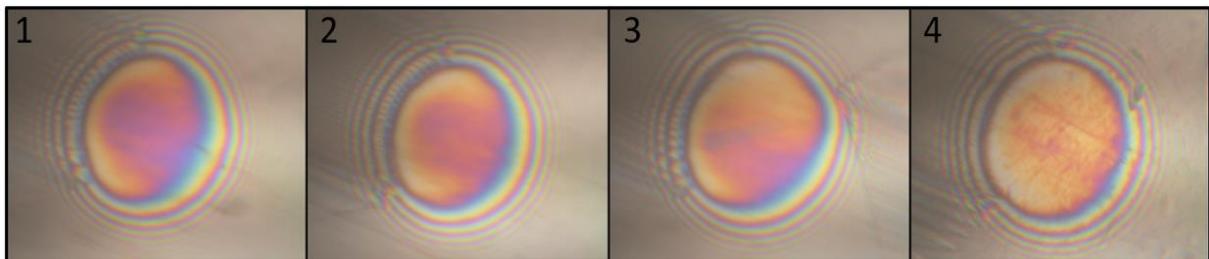


Abbildung 6.2: Entwicklung des Silikonöls im EHD-Kontakt

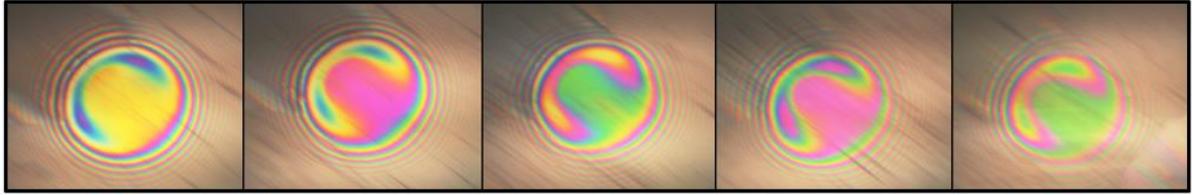
Die Ursache dafür liegt in den Eigenschaften des Silikonöls. Es besitzt eine geringe Lastaufnahmefähigkeit, weshalb es den hohen Druck im EHD-Kontakt nicht standhält und daher nur kurzzeitig einen tragfähigen Schmierfilm aufbauen kann [20]. Das Silikonöl wird von den Reibkörpern aus dem Spalt verdrängt, sodass diese in direktem Kontakt stehen. Dies ist in Aufnahme 4 der Abbildung 6.2 zu erkennen.

6.3.3 Einfluss der Umgebungstemperatur

Die Umgebungstemperatur kann die Viskosität der Schmieröle beeinflussen und somit zu Schmierfilmhöhen führen, die von der Messung bei Raumtemperatur abweichen. In Abbildung 6.3 sind die Interferenzbilder von zwei Versuchsreihen des Schmierstoff GP 150 dargestellt. Belastung und Drehzahl sind in beiden Fällen identisch, lediglich die Raumtemperatur unterscheidet sich. Die Messreihe A wurde bei 25 °C und die Messreihe B wurde bei 5 °C Raumtemperatur gemessen.

Aufgrund der niedrigeren Temperatur ist das synthetische Öl dickflüssiger geworden. Dadurch nimmt die dynamische Viskosität zu, was wiederum zu höheren Schmierfilmschichten führt. Dies kann visuell in der Abbildung beobachtet werden und sollte bei der Versuchsdurchführung beachtet werden.

Messreihe A



Messreihe B

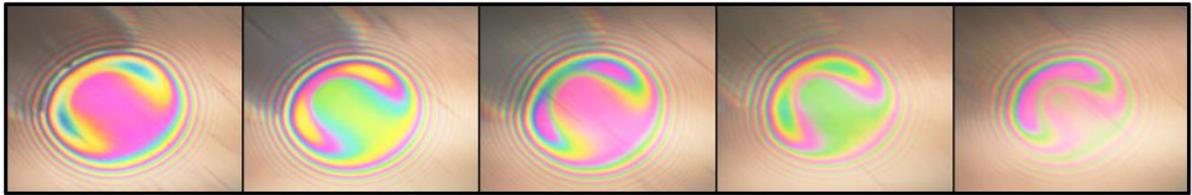


Abbildung 6.3: Einfluss der Umgebungstemperatur auf die Schmierfilmhöhe

7 Automatische Auswertung der Interferenzbilder

Für die automatische Bestimmung der Schmierfilmhöhe ist die Entwicklung einer Auswertungssoftware notwendig. Eine mögliche Methode zur automatischen Auswertung von Weißlicht-Interferogrammen basiert auf der Analyse des RGB-Farbraums. Diese Methode bietet sich durch die integrierten Farbkamera am Tribometer an. Jede Farbe im Interferenzbild, aufgeteilt in ihre rote, grüne und blaue Komponente, entspricht dabei einer definierten Schmierfilmhöhe. Diese Methode wurde 1999 gleichzeitig von Hartl et al. und Molimard et al. entwickelt und ist als differentielle farbmetrische Interferometrie bekannt [2]. Die Auswertungsgenauigkeit liegt im Nanometerbereich [16]. In Abbildung 7.1 sind die erforderlichen Entwicklungsschritte zur Erstellung einer Auswertungssoftware dargestellt. Diese werden in den nachfolgenden Abschnitten erläutert.

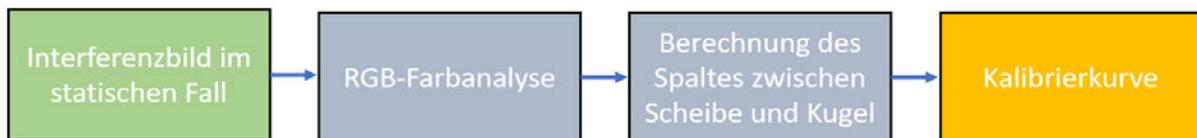


Abbildung 7.1: Entwicklungsschritt zur Erstellung einer Auswertesoftware

7.1 Interferenzbilder im statischen Fall

Der Zusammenhang zwischen der Farbe und der Schmierfilmhöhe wird durch die Erstellung einer Kalibrierungskurve hergestellt [11]. Zum Erstellen der Kalibrierungskurve wird zunächst der statische Fall zwischen Kugel und Scheibe am Tribometer betrachtet, siehe Abbildung 7.2. Untersucht wird der RGB-Farbverlauf außerhalb des Hertzschen Kontakts im Bereich der Newtonschen Ringe. Hier ergibt sich aufgrund der Farbveränderungen die Möglichkeit, einen Zusammenhang zwischen der Farbe und der Schmierfilmhöhe herzustellen. Um sicherzustellen, dass die RGB-Verläufe alle Farbvariationen enthalten, ist eine sorgfältige Konditionierung der Lichtstrahlen, der Kameraeinstellungen und der Belastung von entscheidender Bedeutung. Dadurch wird eine Messung aller Intensitätsprofile bei dynamischem Kontakt ermöglicht [11].

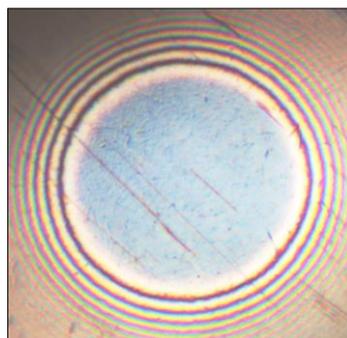


Abbildung 7.2: Statischer Fall zwischen Kugel und Scheibe

7.2 RGB-Farbanalyse

Die Untersuchung des RGB-Farbverlaufs wird im Folgenden an zwei verschiedenen Vergleichsbeispielen durchgeführt. Zunächst wird im statischen Fall der Einfluss der Belastung auf die RGB-Farbverläufe untersucht. Abbildung 7.3 zeigt zwei Kontaktabdrücke, die jeweils die halbe Seite der Hertzschen Pressung zwischen der Kugel und der Scheibe darstellen. Die linke Aufnahme erfolgte bei einer Belastung von 15 N, die rechte Aufnahme bei 60 N. In beiden Fällen sind die Einstellungen der Kamera und die der Lichtquelle identisch. Außerhalb der Aufnahme ist die Bildauflösung in Pixeln angegeben, um die Größenverhältnisse zu verdeutlichen. Die x-Achse, die horizontal durch den Mittelpunkt des Kontaktradius verläuft, wird zur Unterscheidung der beiden Kontaktabdrücke als Messreihe A oder Messreihe B bezeichnet.

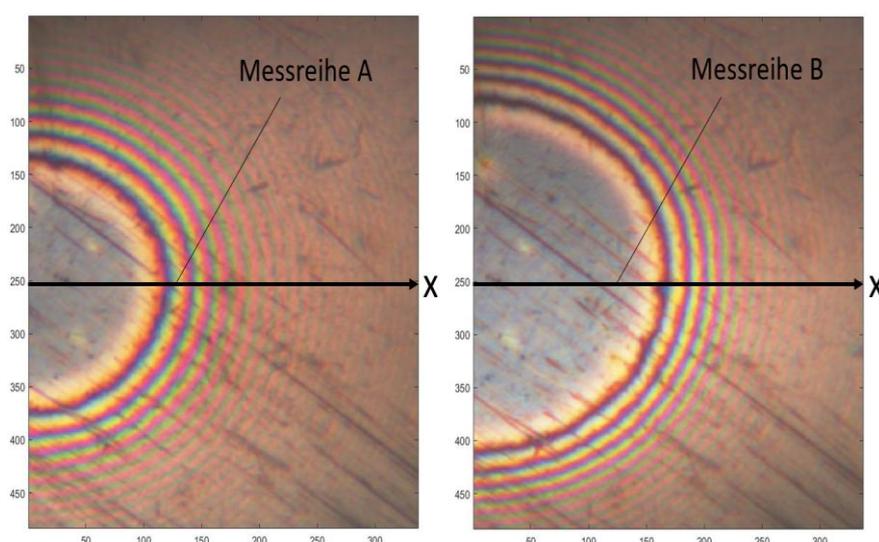


Abbildung 7.3: Hertzscher Kontakt bei unterschiedlicher Belastung und identischer Kamera- und Lichtquelleneinstellung

Der Kontaktradius der rechten Aufnahme ist aufgrund der höheren Belastungen im Hertzschen Kontakt größer als der, der linken Aufnahme. Entsprechend beginnen die Newton'schen Ringe bei der Messreihe B später als bei der Messreihe A. Mittels Matlab werden die RGB-Intensitäten ausgehend von der Kontaktmitte auf der x-Achse in Pixeleinheiten ermittelt. Die resultierenden RGB-Verläufe für die Messreihe A und die Messreihe B sind in Abbildung 7.4 und Abbildung 7.5 dargestellt. Mit zunehmendem Abstand zur Kontaktkante verlieren die Interferenzringe an Sichtbarkeit. Dies macht sich in den RGB-Verläufen durch geringere Intensitätsschwankungen bemerkbar. Der annähernde Bereich der sichtbaren Interferenzringe ist durch die gestrichelten braunen Linien gekennzeichnet. Es zeigt sich, dass der Bereich der Messreihe A größer ist. Ursache dafür ist die geringere Belastung, die zu breiteren Interferenzringen und damit zu einer Streckung der RGB-Verläufe führt. Daraus folgt eine bessere Auflösung der einzelnen Farben, aufgrund der höheren Anzahl an Pixel pro Interferenzring. Außerdem ist festzustellen, dass die Rot-Werte die höchsten Farbintensitäten aufweisen, gefolgt von den Grün-Werten. Die Blau-Werte zeigen die geringste Farbintensität. Die Intensitätshöhe der RGB-Verläufe muss maximal sein, um die Genauigkeit der Kalibrierungskurven zu erhöhen [2]. Die

Farbintensitäten in den Messreihen weichen stark voneinander ab, was dazu führt, dass nicht alle Farbvariationen erfasst werden können. Des Weiteren sind auf beiden Aufnahmen Verschleißspuren der Scheibe zu erkennen. Dies führt zu einer fehlerhaften Bestimmung der zu bewertenden Farbe und verzerrt somit den RGB-Farbverlauf.

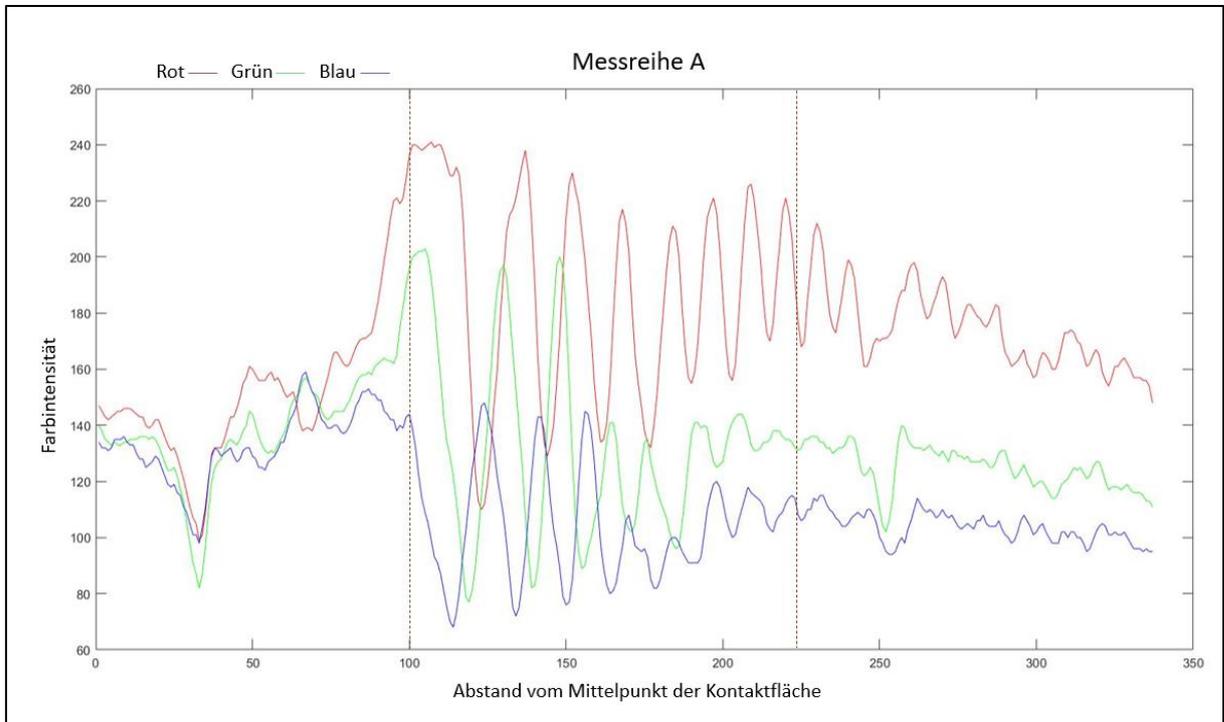


Abbildung 7.4: RGB-Verlauf Messbereich A

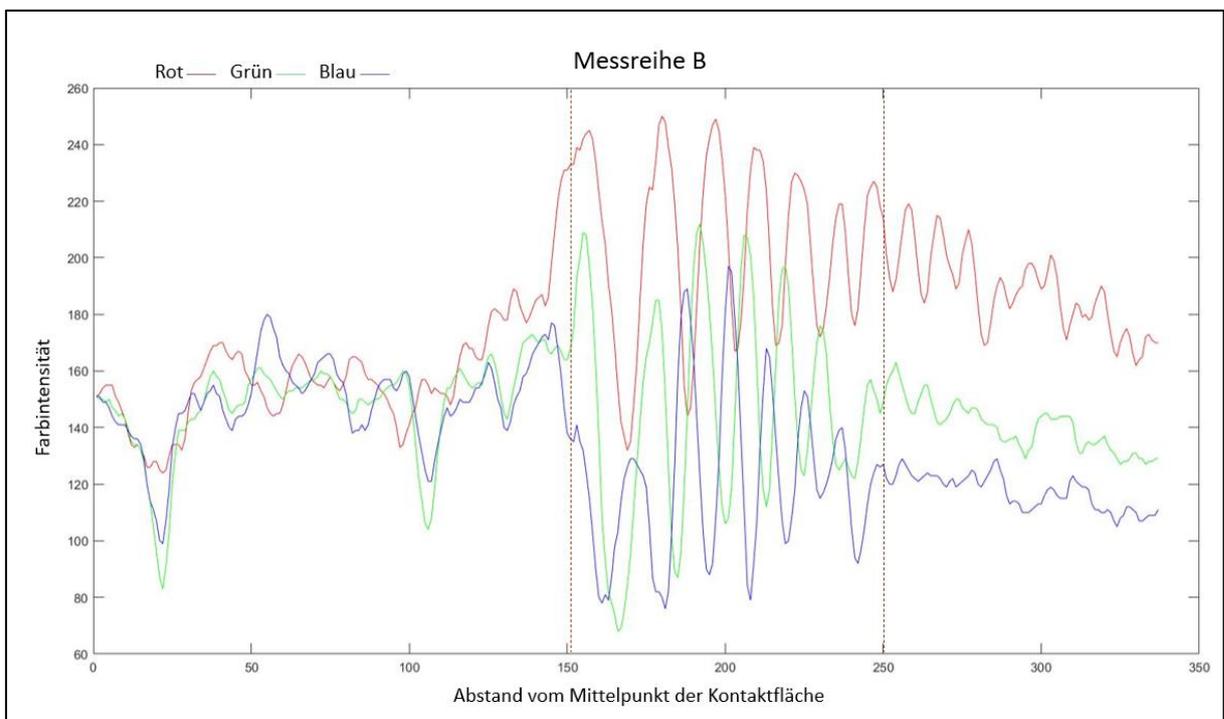


Abbildung 7.5: RGB-Verlauf Messbereich B

Als Nächstes werden die Einflüsse der Kamera- und Lichtquelleneinstellungen auf die RGB-Farbverläufe für den statischen Fall untersucht. Abbildung 7.6 zeigt zwei halbe Seiten der Hertzschen Pressung mit identischer Belastung zwischen Kugel und Scheibe, jedoch mit unterschiedlichen Kamera- und Lichtquelleneinstellungen. Die linke Aufnahme stellt den gleichen Kontaktabdruck für 15 N wie im vorherigen Beispiel dar. Die rechte Aufnahme unterscheidet sich durch eine geringere Einstellung von Kontrast, Belichtung und Sättigung.

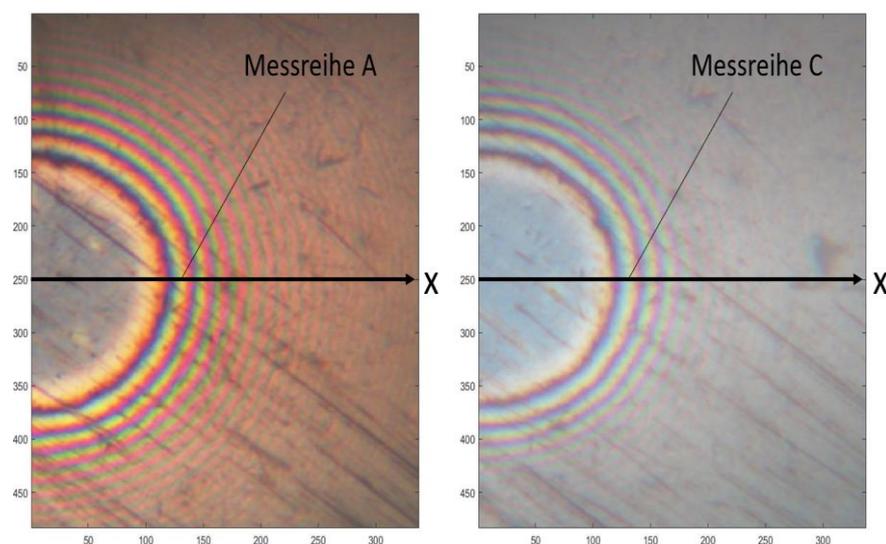


Abbildung 7.6: Hertz'sche Kontakt bei identischer Belastung und unterschiedlicher Kamera- und Lichtquelleneinstellung

Zur Unterscheidung der beiden Aufnahmen wird die x-Achse für die linke Aufnahme weiterhin als Messreihe A und für die rechte Aufnahme als Messreihe C bezeichnet. Der RGB-Verlauf für die Messreihe C ist in Abbildung 7.7 dargestellt. Bei der Betrachtung des RGB-Verlaufs der Messreihe C ist festzustellen, dass im Gegensatz zur Messreihe A die Farbintensitäten von rot, grün und blau annähernd um die gleiche Achse oszillieren. Die Messreihe C verfügt jedoch über einen geringeren Farbintensitätsbereich, was wiederum bedeutet, dass nicht alle Farbvariationen erfasst werden. Aus diesem Grund ist es notwendig, eine Einstellung zu finden, die einen maximalen Kontrast der Interferogramme erlaubt, damit ein breites Spektrum an Farbintensität erfasst werden kann. Durch weitere Kamera- und Lichtquelleneinstellungen wird die Voraussetzung erfüllt, dass die RGB-Werte annähernd ähnliche Intensitätsverläufe aufweisen. Das macht die Wahl einer geeigneten Kameraeinstellung entscheidend.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass der RGB-Farbverlauf bei niedrigen Belastungen präzisere Farbverläufe zeigt. Dies ist auf die höhere Pixelanzahl auf der x-Achse zurückzuführen. Die Intensität der einzelnen Farben hängt von der Konditionierung der Lichtquelle und den Kameraeinstellungen ab. Diese müssen so eingestellt werden, dass der RGB-Verlauf um die gleiche Achse oszilliert und gleichzeitig maximale Amplituden aufweist. Damit wird gewährleistet, dass alle Farbintensitätsbereiche durchlaufen werden. Insgesamt verzerren die Verschleißspuren auf der Scheibe den RGB-Verlauf, wodurch kein einheitliches Abklingen der Schwingungen erreicht wird. Ein Austausch der Scheibe kann in Betracht gezogen werden.

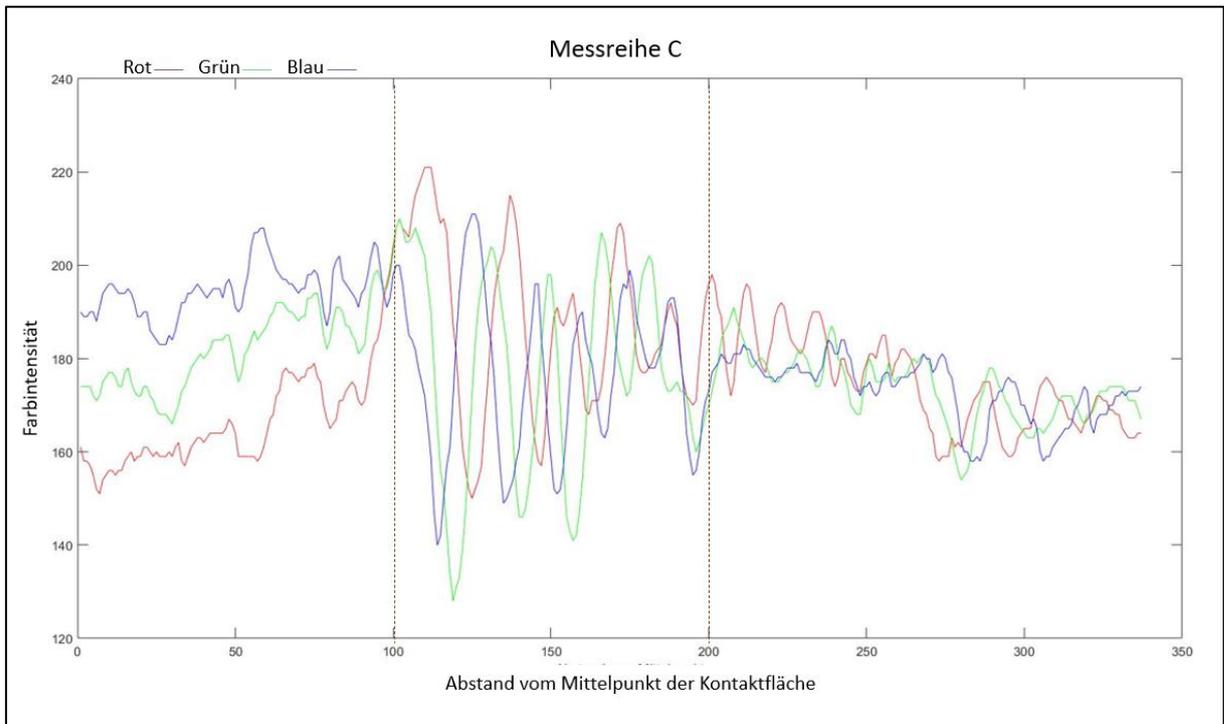


Abbildung 7.7: RGB-Verlauf Messbereich C

7.3 Berechnung des Spaltes zwischen Scheibe und Kugel

Die Relation zwischen der RGB-Farbintensität und der Schmierfilmhöhe ergibt sich aus der Gleichung 7.1 [18]. Dieser analytische Ausdruck von Molimard berücksichtigt nur kreisförmige Kontaktformen [18] [2]. Die Gleichung ist aus der Elastizitätstheorie abgeleitet und stellt unabhängig von den mechanischen Eigenschaften die Spalthöhe zwischen der Kugel und der Scheibe im Kontakt dar [11]. Auf diese Weise ist es möglich, die rote, grüne und blaue Intensität mit der Schichthöhe in Relation zu setzen und eine Kalibrierungskurve zu erstellen. Die Gleichung wird in zwei Abschnitte geteilt. Im ersten Ausdruck der Gleichung wird der nicht deformierte Zustand betrachtet, wohingegen der zweite Teil in der Klammer die elastische Verformung berücksichtigt [11]. In der Gleichung ist h die Spalthöhe, r der Abstand vom Mittelpunkt des Kontaktes, a der Hertzsche Kontaktradius und $R_{A,x}$ der Radius der Kugel in x -Richtung. An der Kontaktfläche ist die Spalthöhe h zwischen Kugel und Scheibe gleich null, da sie im Kontakt zueinander stehen. Außerhalb der Kontaktfläche nimmt die Spalthöhe h mit der Entfernung vom Kontaktrand zu, deshalb muss gelten $r \geq a$ [11]. Der Hertzsche Kontaktradius a kann über die Software gemessen oder nach dem Hertzschen Ansatz berechnet werden, wie in Abschnitt 5.1.1 beschrieben.

$$h(r) = \frac{r^2}{2R_{A,x}} - \frac{a^2}{R_{A,x}} + \frac{1}{\pi * R_{A,x}} \left[(2a^2 - r^2) \arcsin\left(\frac{a}{r}\right) + r^2 \left(\frac{a}{r}\right) \sqrt{1 - \left(\frac{a}{r}\right)^2} \right] \quad (7.1)$$

Wie bereits erwähnt ist die Auflösung der Interferenzringe bei kleineren Belastungen besser, weshalb für die Beispielrechnung eine Belastung von 15 N gewählt wird. Am Tribometer ergibt dies einen gemessenen Hertzschen Kontaktradius von 123 μm für eine Kugel mit einem Durchmesser von 24,5

mm. Die berechnete Kurve in Abbildung 7.8 stellt die Spalthöhe als Funktion des Radius außerhalb des Hertzschen Kontakts dar. Aus der Kurve ist ersichtlich, dass die Spalthöhe mit Abstand zur Kontaktkante zunimmt. Die Kalibrierungskurve lässt sich aus der Überlagerung der drei RGB-Intensitätskurven und der Spalthöhenkurve h in einem Diagramm ableiten. Im Rahmen dieser Arbeit wurde dies nicht getan, da der RGB-Farbverlauf optimiert werden muss.

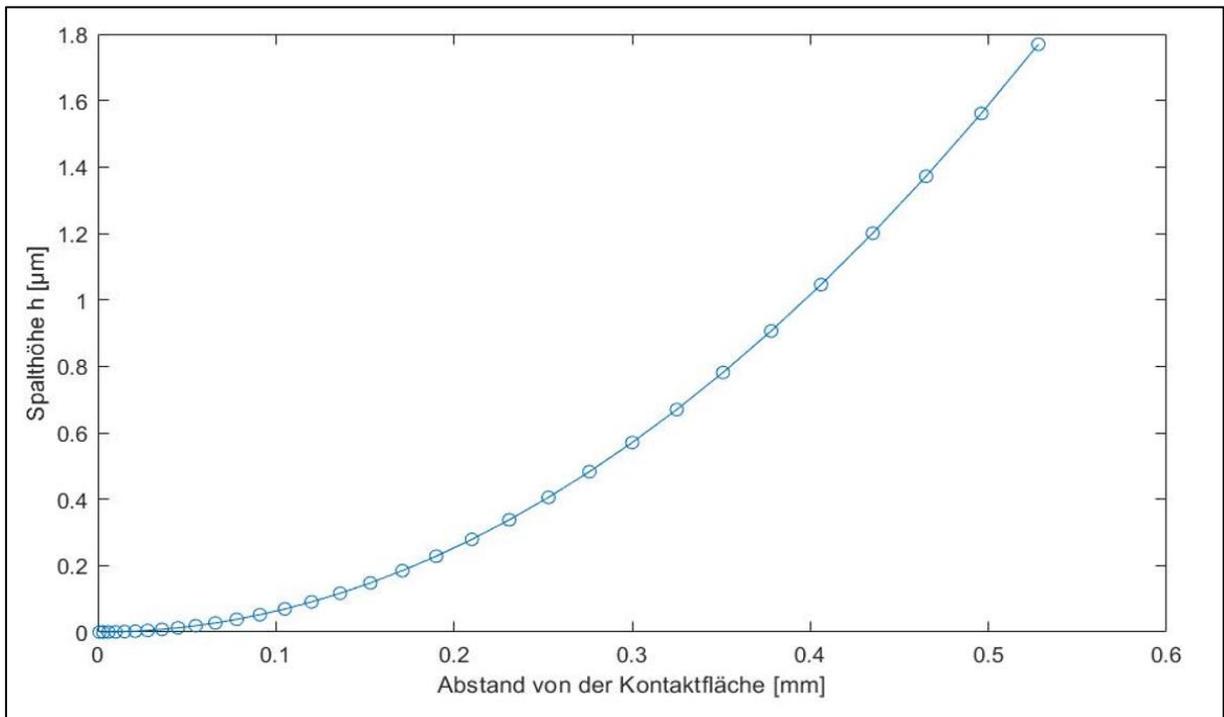


Abbildung 7.8: Spalthöhe h zwischen der Kugel und der Scheibe

7.3 Kalibrierungskurve

Abbildung 7.9 zeigt, aus der Arbeit von Thomas Doki-Thonon, die Überlagerung der RGB-Intensitätsprofile im Bereich der Newtonschen Ringe mit der Spalthöhenkurve h [11]. Das Diagramm verfügt über eine doppelte y-Achse und eine x-Achse. Die x-Achse gibt den Abstand zur Kontaktkante an. Die linke y-Achse beschreibt die Farbintensität für die RGB-Farben und die rechte y-Achse beschreibt die Spalthöhe zwischen Kugel und Scheibe. Aus der Korrelation zwischen den Lichtintensitäten und der Spalthöhe lässt sich die Kalibrierungskurve erstellen. Mit der Kalibrierungskurve kann die Schmierfilmhöhe im Bereich von 0 bis 800 nm im dynamischen Kontakt eindeutig bestimmt werden [18]. Außerhalb dieses Bereichs nimmt der Kontrast aufgrund der mehrfachen Brechung des Lichtstrahls ab. Dadurch erhöht sich die Ungenauigkeit der Kurven und es entsteht ein nicht zusammenhängender Bereich [2]. Ausgehend von dieser Erkenntnis wird im Folgenden die Kalibrierungskurve für eine Schmierfilmhöhe zwischen 0 μm und 0,8 μm ermittelt. Zunächst wird eine horizontale Linie von der rechten y-Achse bei 0,8 μm zur Spalthöhenkurve gezogen. Von diesem Punkt aus wird anschließend eine senkrechte Linie zur x-Achse gezogen. Dies ist in der

Abbildung 7.9 durch die gestrichelte braune Linie dargestellt. Die RGB-Verläufe, die bis zu diesem Punkt verlaufen, beschreiben die Schmierfilmhöhen zwischen $0\ \mu\text{m}$ und $0,8\ \mu\text{m}$.

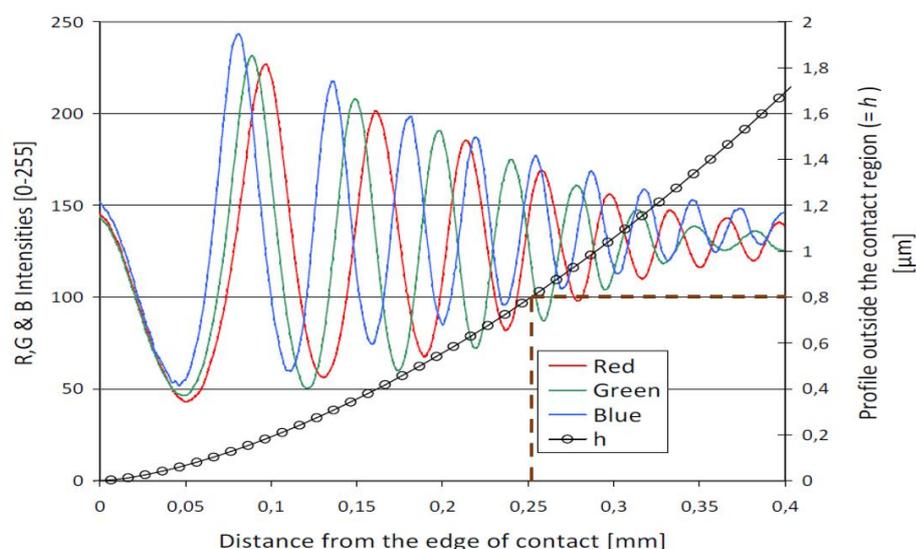


Abbildung 7.9: Überlagerung des RGB-Verlaufs und der Spalthöhenkurve außerhalb des Hertzschen Kontaktes [11]

Die Abbildung 7.10 zeigt die Kalibrierungskurve aus der Arbeit von Thomas Doki-Thonon [11]. Die y-Achse beschreibt die RGB-Farbintensität und die x-Achse die Spalthöhe, die direkt mit der Schmierfilmhöhe zusammenhängt. Aus der Abbildung geht hervor, dass jedes RGB-Lichtintensitätstriplett einer einzigen Schmierfilmhöhe zugeordnet werden kann, sodass eine Verwechslung der Interferenzordnungen vermieden wird [18]. Weitere Informationen zur Erstellung der Kalibrierung und Aufbau der Software können in [2] [11] [18] vorgefunden werden. Ausgehend von den RGB-Werten eines Pixels im Interferenzbild kann mit Hilfe der Kalibrierungskurve die Schmierfilmhöhe an der Position des Pixels eindeutig bestimmt werden. Für eine automatische Auswertung müssen die Informationen aus der Kalibrierungskurve extrahiert und automatisch auf die Interferenzbilder angewendet werden.

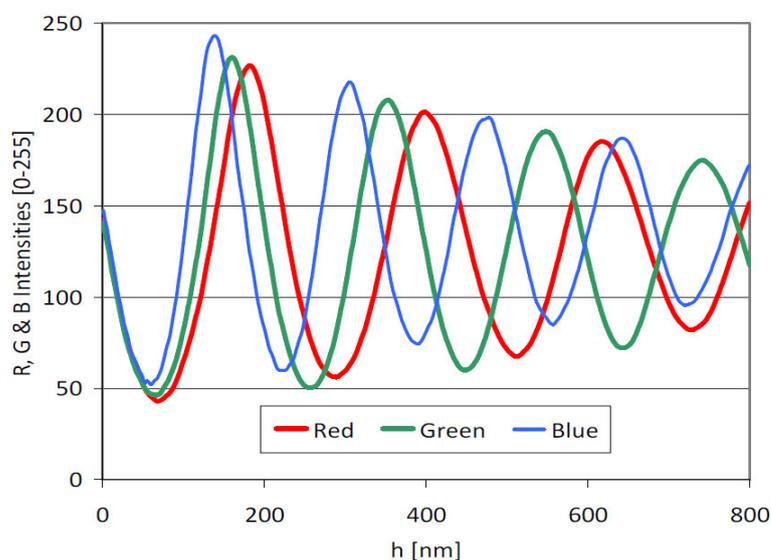


Abbildung 7.10: Die Kalibrierungskurve [11]

8 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurden die notwendigen Reparaturmaßnahmen zur Instandsetzung des Kugel-Scheiben-Tribometers durchgeführt. Mit der neuen Kamera von Jenoptik können die Interferenzmuster im Hinblick auf die Schmierfilmhöhe im EHD-Kontakt untersucht und mit optischen Auswertemethoden bewertet werden. Grundlage der optischen Bewertungsmethoden ist zum einen die von der Firma GUNT erstellte Farbskala und zum anderen ein, aus der Arbeit von Milan Omasta übernommener, Farbbalken. Die Gegenüberstellung der beiden Methoden zeigte, dass annähernd gleiche zentrale Schmierfilmhöhen bestimmt werden können. Oberhalb einer Schmierfilmhöhe von 500 nm wechselt die Farbe im Interferenzmuster nur noch zwischen grün und violett. Dies erschwert eine Zuordnung der Schmierfilmhöhe mit der Farbskala, da hier die Farbintensität nicht berücksichtigt wird. Die Auswertung mittels Farbbalken berücksichtigt die Intensität, sodass die Farben im Interferenzbild differenziert und in Bezug zueinander gesetzt werden können.

Aus den Kennwerten des Versuchsgerätes TM260.02, den Eigenschaften des Schmieröls und den Betriebsparametern kann mit verschiedenen Berechnungsmethoden die theoretische Schmierfilmhöhe für den Punktkontakt zwischen Kugel und Scheibe ermittelt werden. Beim Vergleich der verschiedenen Berechnungsmethoden wurde festgestellt, dass der Ansatz von GUNT und der Ansatz von Dowson und Hamrock annähernd ähnliche Schmierfilmhöhen berechnen. Der Ansatz von Dowson und Hamrock erlaubt zusätzlich die Berechnung der minimalen Schmierfilmhöhe durch Veränderung der Koeffizienten und somit eine umfassendere Analyse der Schmierfilmhöhe im Interferenzmuster. Dadurch hebt sich letztere Methode von den anderen ab.

Mit Hilfe der optischen und rechnerischen Auswertungsmethoden wurden die Einflussgrößen untersucht und die theoretisch und optisch ermittelten Schmierfilmhöhen verglichen. Es wurde festgestellt, dass beide Auswertungsverfahren annähernd vergleichbare Schmierfilmhöhen für unterschiedliche Betriebspunkte und Schmieröle ergaben. Hieraus werden folgende Schlussfolgerungen gezogen: Die Schmierfilmhöhe nimmt mit steigender Drehzahl zu und mit steigender Belastung ab. Des Weiteren ist die Schmierfilmhöhe umso größer, je höher die dynamische Viskosität und der Druckviskositätskoeffizient sind.

Die Versuchsdurchführung für Studierende ist in Kapitel 6 zusammengefasst. Die Betriebsparameter gemäß Tabelle C1 werden als Richtwerte empfohlen, um die Einflüsse auf die Schmierfilmhöhe anhand der Interferenzbilder zu beobachten. Zum Abschluss der Arbeit sind erste Ansätze für eine automatische Auswertung der Schmierfilmhöhe ausgearbeitet worden, auf die im nachfolgenden Ausblick näher eingegangen wird.

9 Ausblick

Die Entwicklung einer Auswertungssoftware zur automatischen Bestimmung der Schmierfilmhöhe wurde in Kapitel 7 thematisiert. Ausgehend vom RGB-Verlauf im Bereich der Newtonschen Ringe und der berechneten Spalthöhenkurve, die den Zusammenhang zwischen Farbe und Schmierfilmhöhe herstellt, kann eine Kalibrierungskurve erstellt werden. Die Kalibrierungskurve ermöglicht die automatische Auswertung der Schmierfilmhöhe im dynamischen Betrieb und bildet damit die Grundlage für die Entwicklung einer Auswertungssoftware.

In Matlab wurde ein Code für die Analyse des RGB-Intensitätsverlaufs programmiert. Die ersten Untersuchungen haben gezeigt, dass die RGB-Farbverläufe nicht alle Farbvariationen erfassen und somit nicht gewährleisten, dass alle Intensitätsprofile in einem dynamischen Prozess berücksichtigt werden. Unter Abschnitt 7.2 sind die Erkenntnisse zusammengefasst, die als Grundlage für weitere Forschungen dienen. Nach Ermittlung einer geeigneten Einstellung der RGB-Verläufe sind diese mit der berechneten Spalthöhenkurve in ein Diagramm zu überführen, um die Kalibrierungskurve abzuleiten. Aus der Kalibrierungskurve kann die Schmierfilmhöhe optisch über die RGB-Werte entnommen werden. Für eine automatische Auswertung müssen die Informationen aus der Kalibrierungskurve durch eine Software extrahiert und auf die Interferenzbilder übertragen werden. Anschließend müssen dynamische Versuche durchgeführt und die Ergebnisse mit den visuellen und rechnerischen Bewertungsmethoden verglichen werden, um eine Übereinstimmung zu untersuchen. Die Auswertungssoftware ermöglicht die Bestimmung der Schmierfilmhöhe auf dem gesamten Interferenzmuster. Zur Veranschaulichung kann eine dreidimensionale Darstellung der Filmhöhenverteilung über die gesamte Kontaktfläche erstellt werden, wie beispielsweise in Abbildung 9.1 dargestellt.

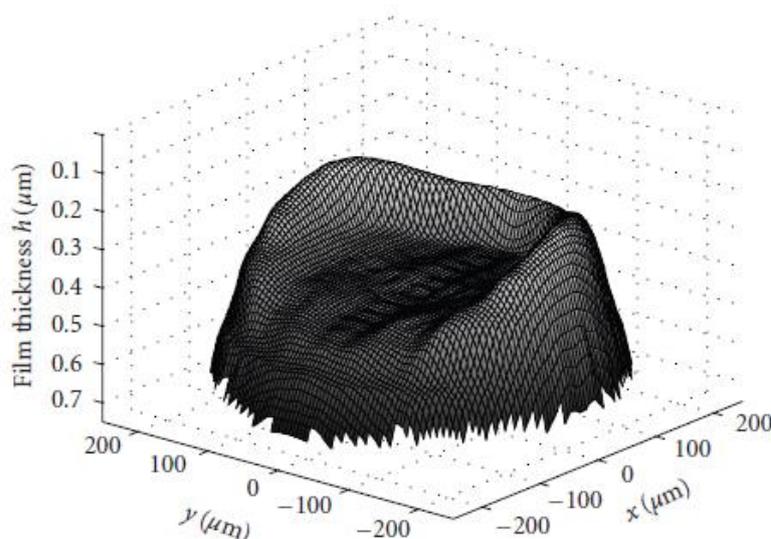


Abbildung 9.1: Dreidimensionale Darstellung der Filmhöhenverteilung [16]

Literaturverzeichnis

- [1] M. Omasta, J. Adam, P. Sperka, I. Krupka und M. Hartl, „On the Temperature and Lubricant Film Thickness Distribution in EHL Contacts with Arbitrary Entrainment,“ Faculty of Mechanical Engineering, Brno University of Technology,, Brno, Czech Republic,, 2018.
- [2] A. P. Vazquez, „Lubricant starvation in elastohydrodynamic large-size spinning contacts,“ Institut national des sciences appliquées de Lyon (INSA), Lyon, 2020.
- [3] M. Len, Viscosity of Nanoconfined Fluids and the Effect on Elastohydrodynamic Lubricated Interfaces, CALIFORNIA: University of California, Merced, 2016.
- [4] H. Czichos und K.-H. Habig, Tribologie Handbuch Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik, Berlin: Springer Vieweg, 2020.
- [5] F. Bauer, Tribologie prägnant und praxisrelevant, Stuttgart : Springer Vieweg, 2021.
- [6] Fritzsche, „Schmiertechniken,“ [Online]. Available: <https://www.fritzsche-gmbh.de/schmiertechniken/>. [Zugriff am 24.02.2022].
- [7] H. Czichos und H. Karl-Heinz, Tribologie-Handbuch Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik, Berlin: Springer Vieweg, 2020, p. S.35.
- [8] G. Klucker und P. Baumgartner, Tribologische Untersuchungen zum Reibungs- und Verschleißverhalten von Modellfetten an einem Kugel-Scheibe-Tribometer, Hamburg: HAW Hamburg, 2011.
- [9] W. Steinhilper und B. Sauer, Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben, Kaiserslautern: Springer Vieweg, 2011.
- [10] H. Birkhofer und T. Kümmerle, „Feststoffgeschmierte Wälzlager Einsatz, Grundlagen und Auslegung,“ Springer Vieweg, Darmstadt, 2012.
- [11] T. Doki-Thonon, „Thermal effects in elastohydrodynamic spinning circular contacts,“ Institut national des sciences appliquées de Lyon (INSA), Lyon, 2012.
- [12] G. Jacobs, V. Rombach und C. Hentschke, Einfluss der Schmierstoffformulierung auf die Fluidreibung im EHD Kontakt, Aachen: RWTH Aachen, 2011.
- [13] X. Zhang, The Effect of vibrations on the behaviour of lubricated elastohydrodynamic contacts, Sussex: University of Sussex, 2017.
- [14] G.U.N.T. Gerätebau; Peter Mittasch, „Bedienungsanleitung TM 260 Antriebseinheit für tribologische Untersuchungen,“ G.U.N.T. Gerätebau, Barsbüttel, 2020.
- [15] G.U.N.T. Gerätebau; Peter Mittasch, „Versuchsanleitung TM 260.02 Elasto-hydrodynamisches Verhalten,“ G.U.N.T. Gerätebau, Barsbüttel, 2019.
- [16] E. Ciulli, T. Draexl und K. Stadler, „Film Thickness Analysis for EHL Contacts under Steady-State and Transient Conditions by Automatic Digital Image Processing,“ Hindawi Publishing Corporation (Hindawi), Pisa, Italy ; Garching, Germany, 2007.

-
- [17] G.U.N.T. Gerätebau, „GUNT Gerätebau: Systeme für technische Ausbildung,“ April 2018. [Online]. Available: https://www.gunt.de/images/datasheet/1395/TM-260.02-Elasto-hydrodynamisches-Verhalten-gunt-1395-pdf_1_de-DE.pdf. [Zugriff am 23 Februar 2022].
- [18] J.-D. Wheeler, „Non-elliptical pointcontacts: The Torus on Plane conjunction,“ Institut national des sciences appliquées de Lyon (INSA), Lyon, 2016.
- [19] P. M. Lugt, Grease Lubrication in Rolling Bearings, Chichester, West Sussex, United Kingdom: John Wiley & Sons, Ltd, 2013.
- [20] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schmierung von Wälzlagern Grundlagen, Schmierverfahren, Schmierstoffauswahl und -prüfung, Aufbewahrung und Handhabung, Herzogenaurach : Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2013.

A Anhang zu Kapitel 3

Technische Daten		
Abmessungen		
Länge x Breite x Höhe	300 mm x 250 mm x 550 mm	
Gewicht	ca. 12 kg	
Kraftaufnehmer		
Messbereich	0...50 N	
Messverfahren	Dehnungsmessstreifen-Vollbrücke	
Belastungshebel		
Übersetzung	3 : 1	
Maximale Belastung	150 N	
Mikroskop		
Vergrößerung	50-fach	
Lampe	Halogenlampe	
Betriebsspannung	12 V	
Leistung	10 W	
Glasscheibe		
Durchmesser	150 mm	
Aufnahmedurchmesser	25 mm	
Laufdurchmesser Kugel	130 mm	
Beschichtung	dielektrisch R = 30%	
Material	BK 7	
Oberfläche	geschliffen	
E-Modul	82 GPa	
Querkontraktionszahl	0,208	
Kugel		
Durchmesser	25,4 mm	
Material	Stahl, gehärtet	
Oberfläche	poliert	

Tabelle A.1: Technischen Eigenschaften des Tribometers

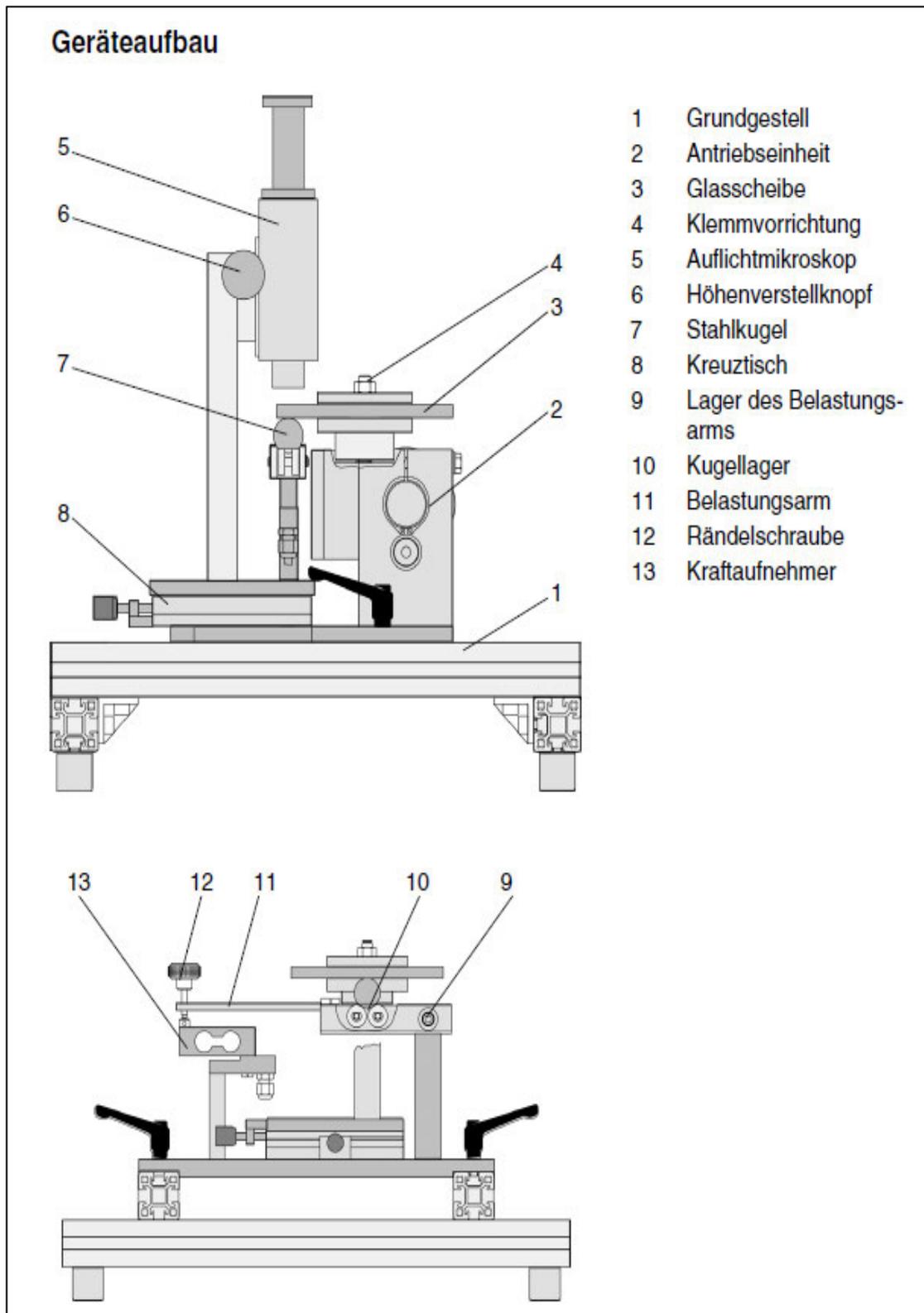


Abbildung A.1: Versuchsaufbau TM 260.02

B Anhang zu Kapitel 5

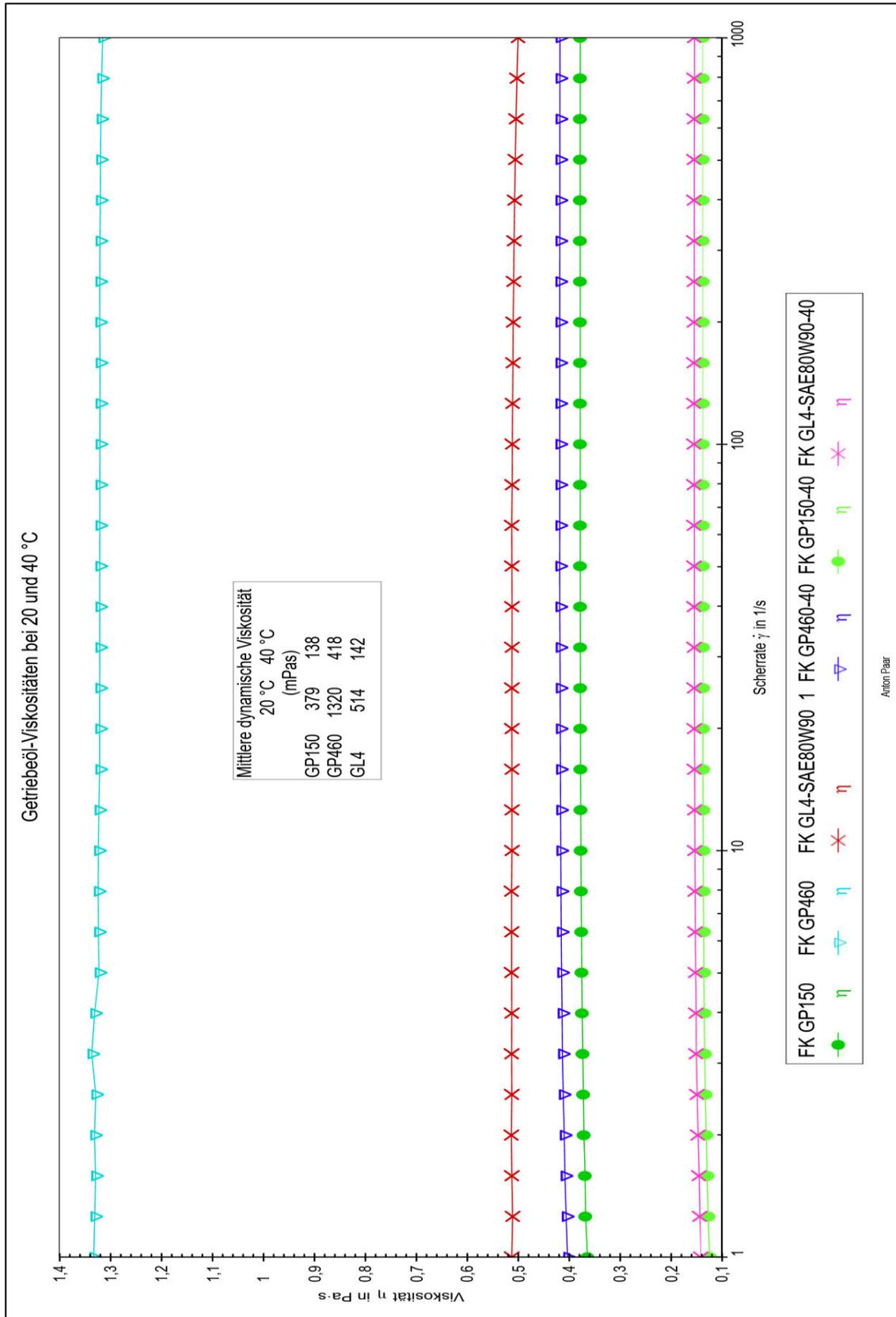


Abbildung B.1: Messung der dynamischen Viskosität bei 20 °C und 40 °C

Kennwerte Scheibe			
Glasscheibe Durchmesser	d_B	150	mm
Scheiben Umlaufdurchmesser	$d_{B,umlauf}$	131	mm
Glasscheibe E-Modul	E_B	82000	N/mm ²
Glasscheibe E-Modul	E_B	8,20E+10	N/m ²
Glasscheibe Querkontraktionszahl	ν_B	0,208	/
Kennwerte Kugel			
Glasscheibe Durchmesser	d_A	25,4	mm
Scheiben Umlaufdurchmesser	r_A	12,7	mm
Glasscheibe E-Modul	E_A	210000	N/mm ²
Glasscheibe E-Modul	E_A	2,10E+11	N/m ²
Glasscheibe Querkontraktionszahl	ν_A	0,3	/

Tabelle B.1: Technischen Eigenschaften der Scheibe und Kugel für die Berechnung

Zentrale Schmierfilmhöhe bei 60 N					
Drehzahl in U/min	15	20	30	45	70
Archard u.a.	136,8	169,3	228,5	308,5	427,7
Cameron u.a.	169,2	225,6	338,5	507,7	789,7
Cheng	228,0	280,9	376,8	505,6	696,5
Hamrock/Dowson	208,4	252,7	331,6	435,1	585,0
GUNT	206,1	249,9	327,9	430,2	578,4
Zentrale Schmierfilmhöhe bei 30 1/min					
Kraft in Newton	15	30	45	60	
Archard u.a.	253,2	240,5	233,4	228,5	
Cameron u.a.	534,8	425,5	372,2	338,5	
Cheng	408,4	392,3	383,2	376,8	
Hamrock/Dowson	363,9	347,4	338,1	331,6	
GUNT	351,4	339,4	332,6	327,9	

Tabelle B.2: Vergleich der Berechnungsmethoden bei unterschiedlichen Betriebseinstellungen

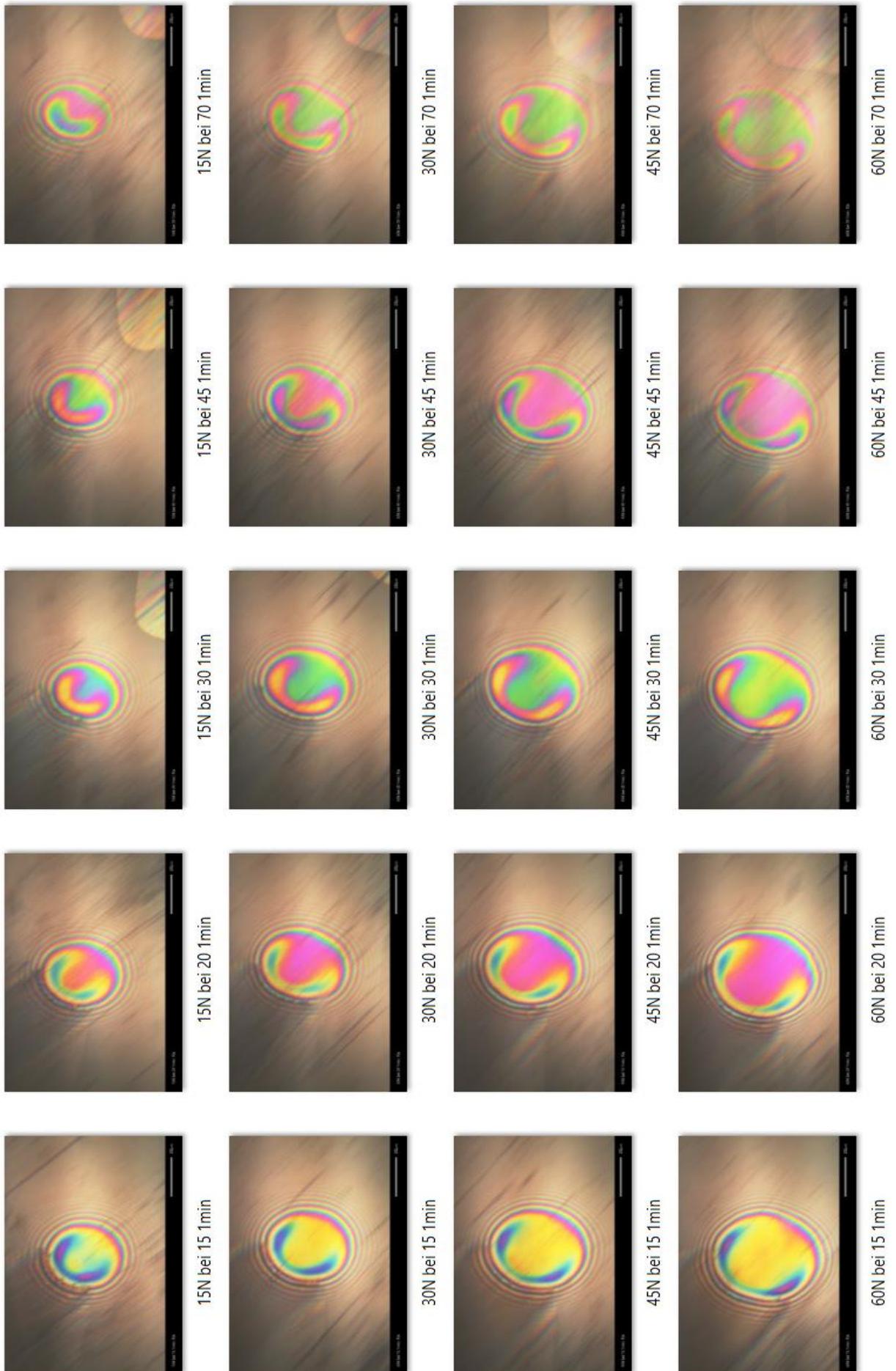


Abbildung B.2: Interferenzbilder für das Schmieröl GP 150

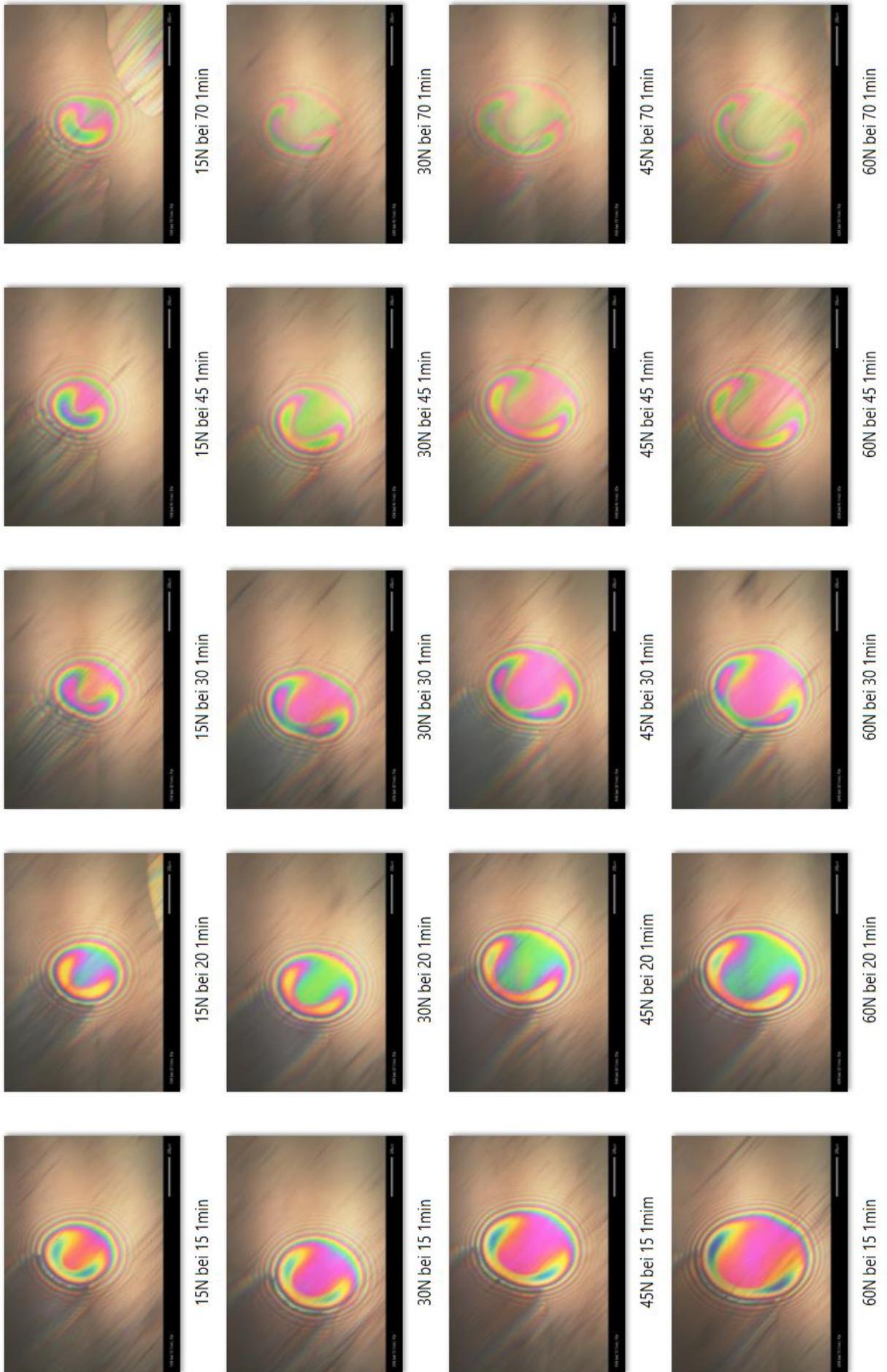


Abbildung B.3: Interferenzbilder für das Schmieröl GL 4

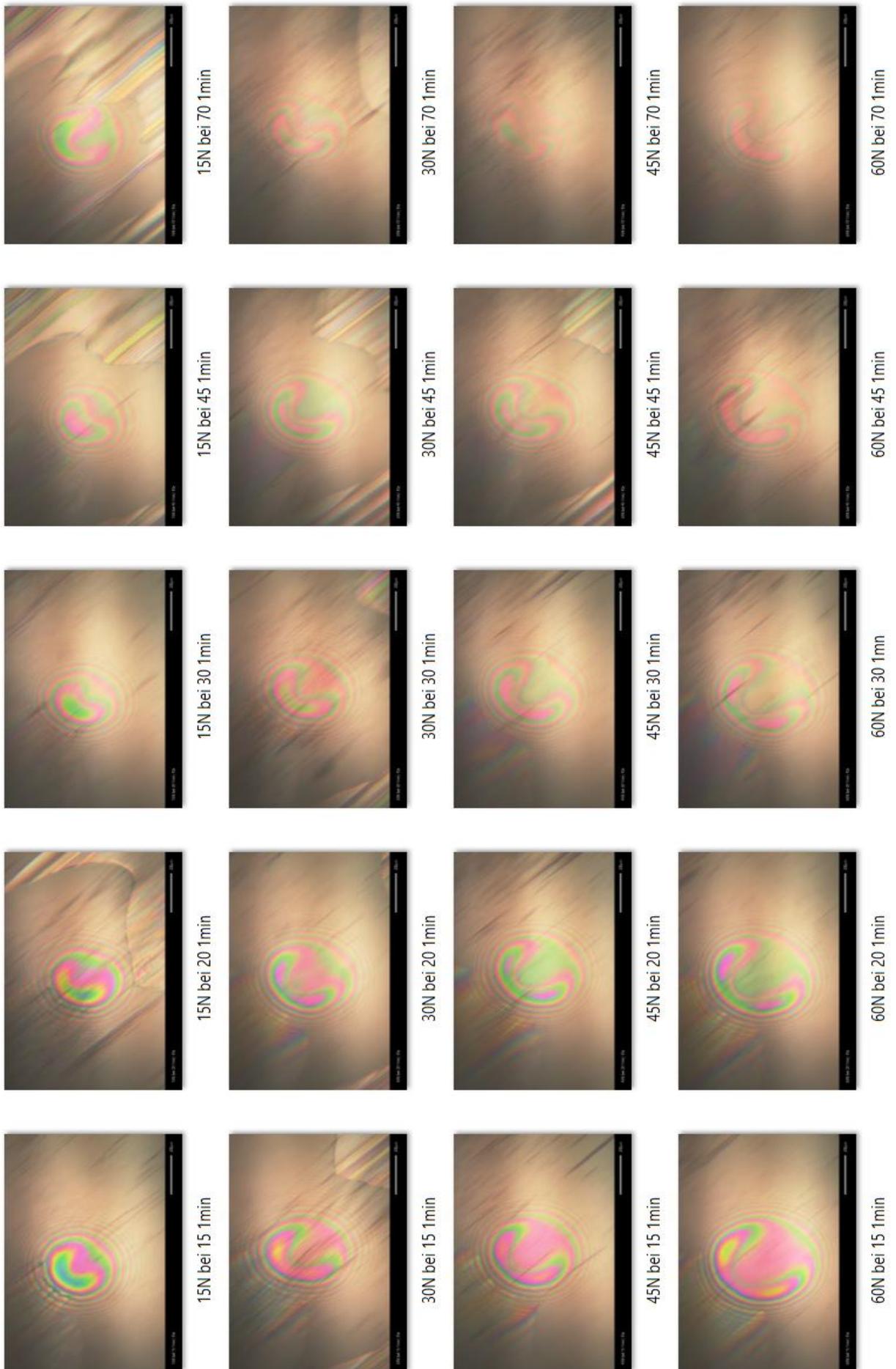


Abbildung B.4: Interferenzbilder für das Schmieröl GP 460

C Anhang zu Kapitel 6

Schmierstoffhöhe					
	15	30	45	60	[N]
15					
20					
30					
45					
70					
[1/min]					

Abbildung C.1: Leitfaden für die Einstellung der Arbeitspunkte am Versuchsgerät TM 260.02

D Anhang zu Kapitel 7

```

close all;
clc;
clear all;
A = imread('2 60N Halberkontakt.jpg');
figure(1)
image(A);
%
% -----
% graues stand Bild / Pixelzahl des Mittelpunkt für die X Achse wählen
R1 = A(:, :, 1);
R2 = A(250, :, 1);
G1 = A(250, :, 2);
B1 = A(250, :, 3);
figure(2)
plot(R2(:, :), 'r');
hold on
plot(G1(:, :), 'g');
plot(B1(:, :), 'b');
xlabel('Abstand vom Mittelpunkt')
ylabel('Lichtintensität')
hold off
% % % -----
% % % %FarbBild
% R1 = A(:, :, 1);
% R2 = A(:, 250, 1);
% G1 = A(:, 250, 2);
% B1 = A(:, 250, 3);
% plot(R2(:, :));
% hold on
% plot(G1(:, :));
% plot(B1(:, :));
% hold off
% % % -----
%-----Berechnung von H
R = 12.7; % [mm] [specimen radius in the x-direction]
a = 0.123; % [mm] [the Hertzian contact radius a= 0.13 bei 15 N ]
r = 0.123; % [radius vom zentrum nach Außen]
n = 0;
i = 1;
while r < 0.5 % Grenze so groß ziehen wie man den radius lang zieht
    r = r + n;
    r1(i) = r;
    h(i) = (r^2/2*R) - (a^2/R) + (1/(pi*R)) * (((2*a^2) - r^2) * asin(a/r) + r^2*(a/r)*sqrt(1 - (a/r)^2));
    n = n + 0.0005;
    i = i + 1;
end
figure(3)
plot (r1, h, '-o')
xlabel('Abstand von der Kontaktfläche [mm]')
ylabel('Spalthöhe h [µm]')

```

Abbildung D.1: Matlab Code für die Analyse des RGB-Verlaufs und der Spalthöhenfunktion

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

<u>Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit</u>		
Hiemit versichere ich,		
Name:	Stjepan	
Vorname:	Radic	
dass ich die vorliegende Bachelorarbeit <input checked="" type="checkbox"/> bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema: Bewertung einer optischen Auswertungsmethode zur Bestimmung von Schmierfilmhöhen am EHD-Tribometer		
ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.		
<i>- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -</i>		
Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der -bitte auswählen- ist erfolgt durch:		
Hamburg	28.02.2022	
Ort	Datum	Unterschrift im Original