

Entwicklung eines modularen Messsystems zur optischen und kapazitiven Schmierfilmdickenmessung in einem EHD-Kontakt

Masterarbeit

Durchgeführt bei der
Volkswagen AG, Wolfsburg



Verfasser:
cand. mach. Ngoc Minh DAO

Betreuer:
Dipl.-Ing. Norbert BADER

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	4
1 Einleitung	6
1.1 Ziel der Arbeit	6
1.2 Vorgehensweise	6
2 Stand der Technik	7
2.1 Eigenschaften des Schmiermittels	7
2.2 Reibung	12
2.2.1 Reibungsarten	12
2.2.2 Reibungszustände	13
2.2.3 Stribeck-Kurve	14
2.3 Betrachtung des EHD-Kontaktes	15
2.3.1 Kontakt von beliebig gekrümmten Elementen	15
2.4 Schmierfilmdicke nach Hamrock und Dowson	17
3 Literaturforschung der experimentellen Techniken zur Schmierfilmdickenmessung in EHD-Kontakten	19
3.1 Optische Messung der EHD Schmierfilmdicke	19
3.1.1 Licht Interferometrie	19
3.1.2 Schmierfilmdickenmessungen mittels Lichtinterferenz	20
3.1.3 Variante der optischen Messmethoden	21
3.2 Elektrische Messung der EHD Schmierfilmdicke	22
3.2.1 Widerstandsmessung	22
3.2.2 Kapazitätssmessung	23
3.3 Alternative EHD Schmierfilmdicke Messmethoden	25
3.3.1 Taktile	25
3.3.2 Ultraschall	27
3.3.3 Laserinduzierte Fluoreszenz	28
4 Aufbau und Funktion des EHD-Messgeräts	29
4.1 PC und Elektronikeinheit	29
4.2 Mechanischer Aufbau	30
4.3 Messsystem zur Schmierfilmdickemessung	31
5 Konstruktive Bearbeitung	34
5.1 Konstruktion der Kugelführung	34
5.2 Konstruktion des Kugelsupports	35
5.3 Die Glasscheibebeaugruppe	36
5.4 Konstruktion des Deckels	38
6 Versuche auf dem EHD-Messgerät	39
6.1 Versuchte Öle	39

Inhaltsverzeichnis

6.2	Kapazitive Messgeräte zur Schmierfilmdickenbestimmung	39
6.2.1	RLC Messgerät	39
6.2.2	Stromladekurve Messgerät	39
6.3	Versuchsdurchführung	39
7	Diskussion	40
8	Zusammenfassung und Ausblick	41
9	Literaturverzeichnis	42

Notes

■ check the formel	8
■ Walther Linearisierung	9
■ Figure quelle ???	9
■ Figure quelle ???	10

Nomenklatur

Symbol	Einheit	Bezeichnung
a	mm	Halbachse der Kontaktellipse senkrecht zur Bewegungsrichtung
b	mm	Halbachse der Kontaktellipse parallel zur Bewegungsrichtung
E	N/mm^2	Elastizitätsmodul
F	N	Normalkraft im Kontaktpunkt
G	—	Werkstoffparameter
H	—	Schmierfilmparameter
P	N	Belastung im Kontakt
p	Gpa	Druck im Kontaktpunkt
p_0	Gpa	Maximaldruck im Kontaktpunkt
r	mm	Krümmungsradius der Kontaktkörper
R	mm	Reziproker Krümmungsradius
R_x	mm	Hauptkrümmungsradius in der Bewegungsebene
S	—	Schnittpunkt der Rotationsachsen
S_B	%	Bohrschlupf
U	—	Geschwindigkeitsparameter
u	mm/s	Wälzgeschwindigkeit
W	—	Belastungsparameter
α_p	—	Viskositäts-Druck-Koeffizient
γ_1	°	Neigungswinkel der Rotationsachse der Scheibe
γ_2	°	Neigungswinkel der Rotationsachse der Kugel
η_0	$mPa.s$	Dynamische Viskosität im Kontakteintritt
κ	—	Verhältnis der Halbachsen der Kontaktellipsen
ν	—	Querkontraktionszahl
ν	mm^2/s	Kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte
φ	°	Winkel zwischen den Hauptebenen
ω_b	rad/s	Bohrwinkelgeschwindigkeit
ω_w	rad/s	Wälzwinkelgeschwindigkeit

1 Einleitung

1.1 Ziel der Arbeit

1.2 Vorgehensweise

2 Stand der Technik

Der Begriff Tribologie ist nach [1] die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie beschäftigt sich mit Reibung, Verschleiß und Schmierung sowie Grenzflächenwechselwirkungen zwischen Festkörpern, Flüssigkeiten und Gasen (Abbildung 2.1).

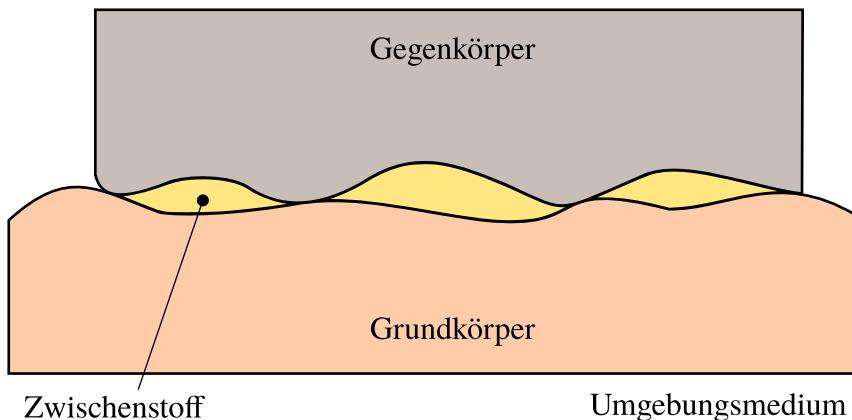


Abbildung 2.1: Das tribologische System[2]

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich vornehmlich mit dem ölgeschmierten Kugel-Scheibe-Kontakt. Aus diesem Grund soll im folgenden kurz auf die Themen Schmieröle, Reibung und auf die elastohydrodynamischen Grundlagen eingegangen werden.

2.1 Eigenschaften des Schmiermittels

Viskosität

Viskosität, die auch als innere Reibung bezeichnet wird, ist die wichtigste Kenngröße eines Schmierstoffes. Sie beschreibt die Zähigkeit von Flüssigkeiten und Gasen. Je größer die Viskosität ist, desto dickflüssiger ist das Fluid und je niedriger die Viskosität, desto dünnflüssiger ist es. Ein Modell des Parallelplattenversuchs veranschaulicht das Fließverhalten des Schmierstoffes, Abbildung 2.2.

Für eine Newtonsche Flüssigkeit ist das Schergefälle $G = du/dz$ direkt proportional zur der Schubspannung τ

$$G = k\tau \quad (2.1)$$

Die dynamische Viskosität (oder Viskosität) ist das Verhältnis von Schubspannung und Geschwindigkeitsgradient und ist der Kehrwert der Fluidität k im Newtonschen Schubspannungsgesetz (2.1).

$$\eta = \frac{1}{k} = \frac{\tau}{G} = \frac{\tau}{du/dz} \quad (2.2)$$



Abbildung 2.2: Geschwindigkeitsprofil in einem Parallelplattenversuch[2]

Die kinematische Viskosität ergibt sich aus der dynamischen Viskosität durch die Division mit der Dichte des Fluids.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.3)$$

Im Si-Einheitenystem hat die dynamische Viskosität als Einheit Ns/m^2 oder Pas und die kinematische Viskosität als Einheit m^2/s . Ein Stoff hat die Viskosität $1 Ns/m^2$, wenn er in zwischen zwei Platten, die Größe von $1 m^2$ und einen Abstand von $1 m$ haben, befindet und man braucht $1 N$, um die zwei Platten gegeneinander mit einer Geschwindigkeit von $1 m/s$ zu verschieben.

Temperatureffekt

Die Temperatur hat eine große Effekt auf der Viskosität aller fließfähigen Stoffe. Mit steigender Temperatur sinkt die Viskosität der Flüssigkeiten ab. Diese Effekt kann experimentell mittel eines Viskosimeters und rechnerisch nach Cameron bestimmt werden.

Die einfachste Gleichung nach Reynold lautet:

$$\eta = \eta_s \exp(-\beta \Delta \phi) \quad (2.4)$$

wobei η_s ist die Viskosität des Schmierstoffes bei der Temperatur ϕ_s , η ist die Viskosität des Schmierstoffes bei der Temperatur ϕ , $\Delta \phi$ ist die Temperaturdifferenz ($\eta = \eta_s + \Delta \phi$) und β ist die thermoviskose Konstante.

$$\eta(\phi) = k_1 \exp(k_2 / (\phi + 95)) \quad (2.5)$$

check
formel

Viskositätsindex

Die Temperaturabhängigkeit der kinematischen Viskosität eines Schmieröls wird auch von einem Viskositätsindex (VI oder KVI) beschreibt. Der Viskositätsindex basiert auf einer Skalar, in der zwei unterschiedlichen Öltypen mit deutlich abweichenden Viskosität-Temperaturverhalten zugeordnet wurden. Das Öl, das starke Veränderung der Viskosität ist, wird mit 0 oder LVI (low viscosity index) indiziert. Das andere Öl wird mit 100 oder HVI (high viscosity index) gekennzeichnet. Aus dem Vergleich der kinematischen Viskosität eines zu beschreibenden Öls mit diesen beiden Referenzölen bei 100° ergibt sich dessen Viskositätsindex, Formel 2.6.

$$VI \text{ (oder KVI)} = \frac{\nu_0 - \nu}{\nu_0 - \nu_{100}} \quad (2.6)$$

In der VI-Definition ist es angenommen, dass die Veränderung der Viskosität mit Temperatur von drei Ölen linear ist. Die Linearisierung ist nach Walther (Sánchez-Rubio, et al.)(3) und wird in der Abbildung 2.3 für das Mineralöle dargestellt.

$$\log \log(\nu + 0,7) = A + B \log T \quad (2.7)$$

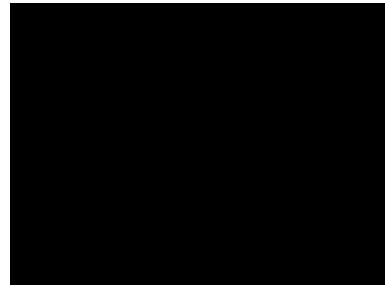


Abbildung 2.3: Variation der Viskosität mit Temperatur

Walther Linearisierung

Einfluss von Druck auf Viskosität

Mit steigendem Druck nimmt die Viskosität aller Schmieröle zu.

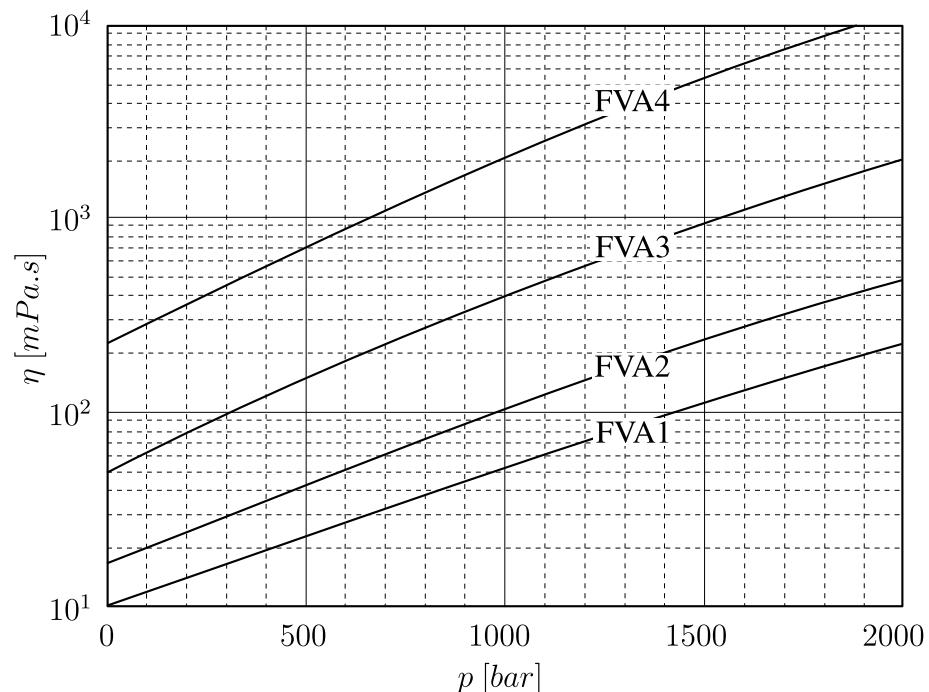


Abbildung 2.4: Dynamische Viskosität in Abhängigkeit vom Druck

Figure quelle ???

Allerdings verändert sich das Schmiermittel unter dem für die EHD-Kontakte enormen Druck schlagartig. Die Viskosität nimmt rapide zu und der Schmierstoff erreicht einen festen Zustand. Nach Barus kann die Viskosität mit der unteren Formel berechnet werden

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha_p p) \quad (2.8)$$

wobei η_0 die Viskosität beim Atmosphärendruck und α_p der Druckkoeffizient der Viskosität ist. Für Mineralöle sind diese Parameter ungefähr

$$\begin{aligned} 0,001 &\rightarrow 0,1 & \text{für } \eta_0 & [Pas] \\ 0 &\rightarrow 4,0 \times 10^{-8} & \text{für } \alpha_p & Pa^{-1} \end{aligned}$$

Leider liefert die Barus Gleichung einen zu großen Wert beim hohen Druck. Eine genauer Gleichung wurde von Roelands[4] vorgeschlagen

$$\eta(p, T) = \eta_0 \exp \left[(\ln \eta_0 + 9,67) \left(\left(1 + \frac{p}{p_r} \right)^z \left(\frac{T_0 - 138}{T - 138} \right)^{s_0} - 1 \right) \right] \quad (2.9)$$

Der Druckkoeffizient der Viskosität α_p ist nicht eine Konstante, sondern eine Funktion der Temperatur. Diese Abhängigkeit wird in Abbildung 2.5 für die Referenzöle der FVA gezeigt.

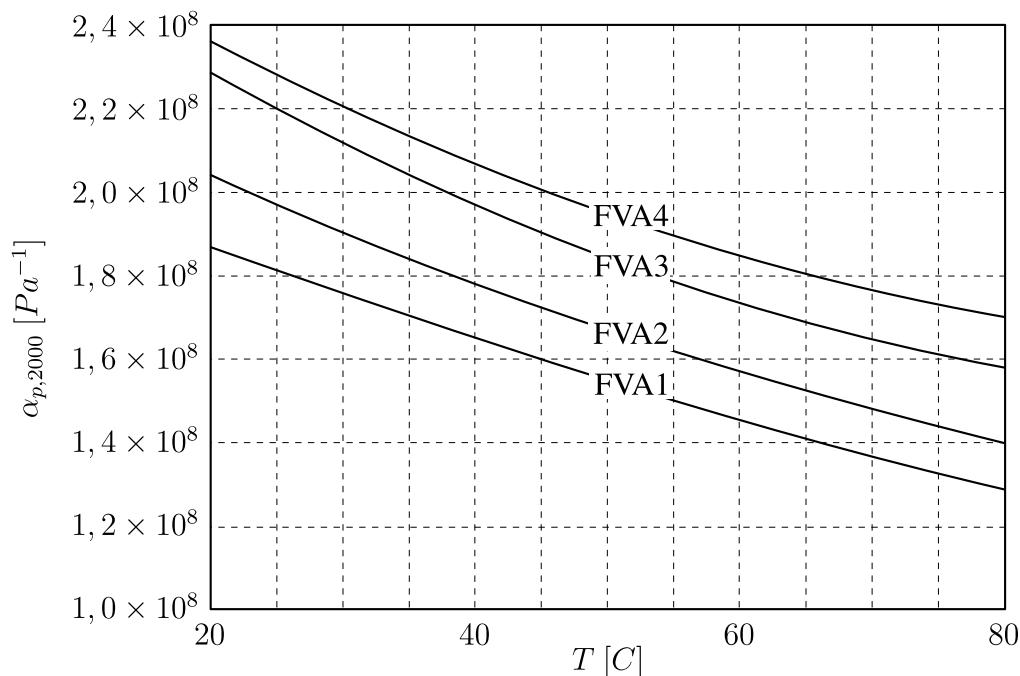


Abbildung 2.5: Verhalten des Druckkoeffizienten in Abhängigkeit von der Temperatur

Figure quelle ???

Dichte

Für eine numerische Schmierfilmdickenmessung ist es notwendig zu wissen, wie die Dichte des Schmierstoffes unter verschiedenen Druck verhält. Die Form des Schmierfilms kann nicht richtig berechnet werden, wenn diese Eigenschaft vernachlässigt wird. Die Kompressibilität eines Schmierstoffes

C ist nach Chu und Cameron mit folgender Formel zu berechnen:

$$C = \left(\frac{1}{\rho} \right) \frac{d\rho}{dp} = \left(\frac{1}{V} \right) \frac{dV}{dp} \quad (2.10)$$

wobei V das Volumen und dV die Änderung des Volumens ist.

Die Dichte der Mineralöle ist nach Hirano[5] mit folgender Formel zu berechnen

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0,6p}{1+1,7p} \right) \quad (2.11)$$

wobei p in GPa und ρ_0 die Dichte beim normalen Luftdruck ($0,87 \text{ kg/m}^3$ bei $20^\circ C$) ist.



Abbildung 2.6: Variation der Dichte bei verschiedenen Drücke

Brechungsindex

Für die Messverfahren, die auf optischen Interferometrie basieren, braucht man die Abhängigkeit zwischen der Dichte und dem Brechungsindex des Schmierstoffes. Nach Gohar wird das Verhältnis mit der Formel 2.12 beschrieben.

$$cp = \frac{n^2 - 1}{n^2 + 2} \quad (2.12)$$

wobei c ein Ölkonstante ist (zB: SAE30, $c = 0,33$). Der Brechungsindex für meist Mineralöle bei normalen Luftdruck ist c.a 1,51.

Wärmeleitfähigkeit

Um die Temperaturerhöhung des Schmierstoffes unter Schubspannung zu schätzen, ist dessen Wärmeleitfähigkeit k nötig. Nach Cameron[6] kann diese Größe beim normalen Luftdruck mit folgender Formel berechnet werden.

$$k = \frac{0,1173 - 6,33 \times 10^{-5} T}{\rho_0} \quad (2.13)$$

wobei T die absolute Temperatur in K und ρ_0 die Dichte in kg/m^3 ist.

Newtonische Fluide

Wenn die Viskosität eines Fluids von der Schubspannung unabhängig ist, wird das Fluid als newtonsches Fluid bezeichnet - Abbildung 2.7. Flüssigkeiten, deren Viskosität mit steigender Schubspannung

zunimmt, nennt man dilatant. Solches Verhalten ist geeignet für Suspensionen, nicht als Schmierstoff. Strukturviskose Fluide sind die Umkehr der Dilatanz. Strukturviskosität tritt bei synthetischen Fluiden auf. Für die Bestimmung der Schmierfilmdicke werden alle Fluide in Rahmen dieser Arbeit als newtonsche Fluide angenommen.

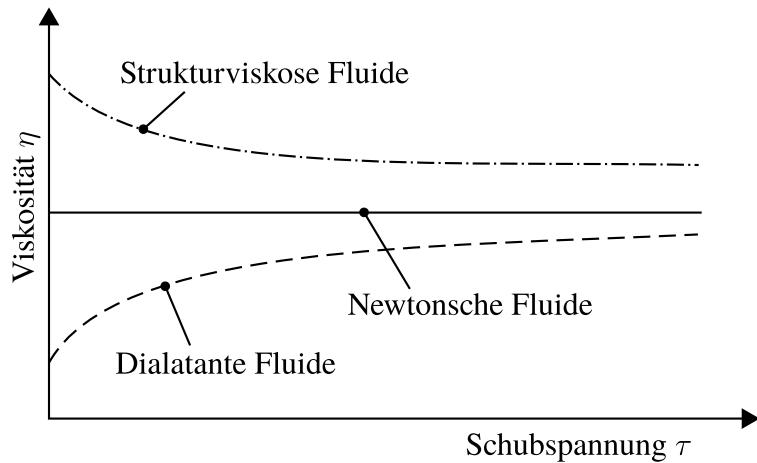


Abbildung 2.7: Newton'sche und die andere Fluide[2]

2.2 Reibung

2.2.1 Reibungsarten

Bewegungsreibung ist immer da, wo sich berührende Körper bzw. Stoffbereiche relativ zueinander bewegen. Sie ist entgegen der Bewegungsrichtung gerichtet und wandelt die mechanische Energie in Wärme. Man unterscheidet zwischen innerer und äußerer Reibung. Äußere Reibung tritt auf, wo die Flächen der unterschiedlichen Körpern sich berühren. Von innerer Reibung spricht man, wenn die sich berührenden Stoffbereiche einem Körper angehören, z.B im Schmierstoff.

Im Gegensatz zur Bewegungsreibung tritt die Hafreibung auf, wo es keine relative Bewegung zwischen Reibpartner gibt. In diesem Fall ist angreifende Kraft nicht ausreichend, um die Körper in Bewegung zu bringen.

Reibung wird durch den Reibwert μ charakterisiert. Er beschreibt das Verhältnis von Reibungskraft F_R und der Normalkraft F_N

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \quad (2.14)$$

Die Bewegungsreibung kann man in drei Kategorien Gleitreibung, Rollreibung und Bohrreibung einteilen (Abbildung 2.8). In der Praxis treten meist Kombinationen dieser drei Reibungsarten auf. Die wichtigste ist hier die sogenannte Wälzreibung, eine Kombination aus Rollen und Gleiten.

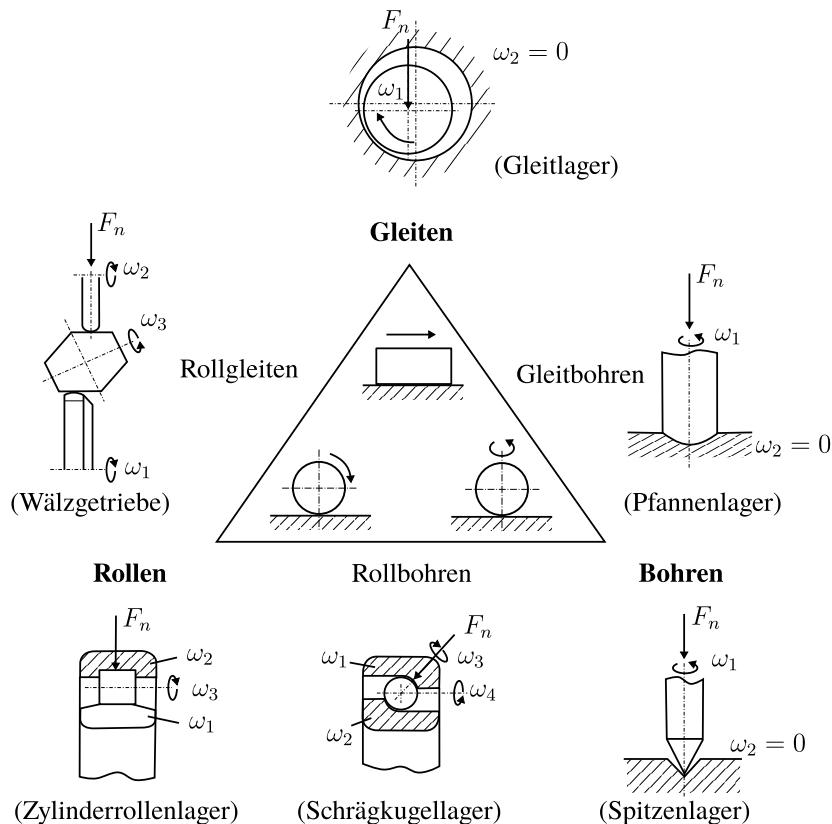


Abbildung 2.8: Arten der Bewegungsreibung [7]

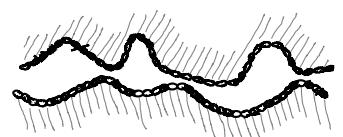
2.2.2 Reibungszustände

Die Reibungszustände werden durch den Kontaktzustand der beteiligten Reibpartner beschrieben. Man spricht hier von Festkörper-, Grenz-, Misch-, Flüssigkeits- und Gasreibung. Da die Gasreibung für diese Arbeit unrelevant ist, wird es kurz auf die einzelnen Reibungszustände außer Gasreibung eingegangen.

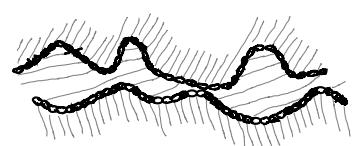
Festkörperreibung Von Festkörperreibung spricht man, wenn kein Schmierstoff sich im Reibkontakt befindet. Dabei besteht die Gefahr bei hohen Flächenpressungen, dass die beiden Körper aneinander haften, verschleißen und es zum Fressen kommen kann.



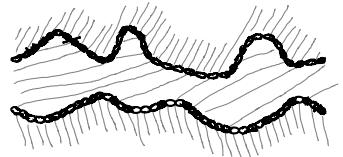
Grenzreibung Grenzreibung ist von der Festkörperreibung schon sehr ähnlich. Allerdings werden die Oberflächen der Reibpartner von einer Schicht getrennt und befinden sich nicht direkt in Berührung. Diese Schicht kann zum Beispiel durch Oxidation, Adsorption oder chemische Reaktionen entstanden sein und vermindert die Reibung im Vergleich zur Festkörperreibung schon eheblich.



Mischreibung Bei Mischreibung gibt es schon im Reibkontakt ein bisschen Schmierstoff und die Laufflächen werden zum Teil durch einen Schmierfilm getrennt. Leider ist der nicht hoch genug, um ein vollständiges Trennen der beiden Körpern zu erreichen. Es kommt immer noch die Berührung der Rauheitsspitzen der Laufflächen. Die Reibung bei der Mischreibung ist deutlich geringer als die der Grenzreibung. Allerdings bleibt immer noch der Verschleiß im Reibkontakt.



Flüssigkeitsreibung Bei Flüssigkeitsreibung handelt sich um eine vollständige Trennung der Laufflächen. Selbst die Rauheitsspitzen berühren sich hierbei nicht mehr. Die äußere Reibung ist weg, bleibt nur noch die innere Reibung, welche durch die Scherbeanspruchung des Schmierstoffs hervorgerufen wird.



Der Aufbau des Schmierfilms erfolgt hydrodynamisch, elastohydrodynamisch oder hydrostatisch. Hydrostatisch aufgebaute Schmierfilme werden durch externe Aggregate wie zum Beispiel eine Pumpe aufgebaut. Bei der hydrodynamischen Schmierung wird der Schmierfilm durch die Relativbewegung der Reibpartner aufgebaut. Die hydrodynamische Schmierung tritt im Allgemein nur bei konformen Kontaktpaarungen. Mit konformen Kontaktpaarungen spricht man von Kontaktkörpern, die sich auf eine Fläche berühren. Eine Verformung der Oberflächen spielt hier keine wichtige Rolle, da die Pressungen aufgrund der großen Kontaktflächen vergleichsweise gering sind. Im Gegenteil dazu ist bei der elastohydrodynamischen Schmierung die Flächenpressung ein entscheidender Faktor zum Aufbau einer tragenden Schicht. Die Kontaktpaarungen bei dieser Schmierung sind im Allgemein kontraform. Ihre Flächen berühren sich nur in einem Punkt oder einer Linie. Dadurch treten deutlich höhere Flächenpressungen als bei konformen Kontaktten, was zu einer lokalen Verformung der Oberflächen führt. Durch dieses Phänomen und die Zunahme der Viskosität des Schmierstoffes unter hohem Druck wird der Schmierfilm im Kontaktbereich bei elastohydrodynamischen Schmierung aufgebaut.

2.2.3 Stribeck-Kurve

Zur anschaulichen Darstellung der verschiedenen Reibungszustände wird häufig die Stribeck-Kurve gewählt. In die Abbildung 2.9 wird die Reibungszahl eines geschmierten Gleitlagers in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit dargestellt.

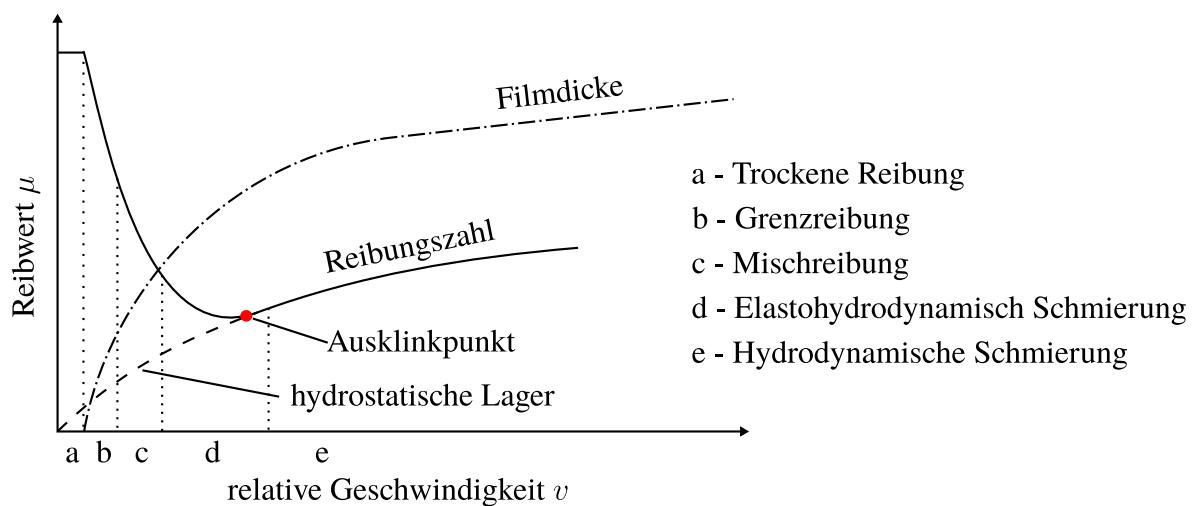


Abbildung 2.9: Stribeck-Kurve eines geschmierten Gleitlagers [8]

Im Stillstand tritt erst einmal reine Haftriebung auf. Nach dem Anlauf des Lagers sinkt die Reibungszahl trotz des fehlenden Schmierstoffes im Reibkontakt und es kommt zur Grenzreibung. Mit zunehmender Relativgeschwindigkeit zwischen Lagerbuchse und Welle wird der Schmierstoff in den Lagerspalt gefördert. Jetzt nimmt die Reibung weiter ab und es kommt zur Mischreibung. Bei weiter zunehmender Drehzahl sinkt die Reibungszahl ab bzw. steigt der Schmierfilm so weit an, bis es ab dem Ausklinkpunkt zur reinen Flüssigkeitsreibung kommt. Nun schwimmt die Welle im Schmierstoff

und berührt sich nicht mehr mit der Lagerbuchse. Da die innere Reibung mit der steigenden Drehzahl zunimmt, liegt an der Stelle (Ausklinkpunkt) ein Minimum der Reibungszahl vor.

Für Gleitlager, deren Schmierfilm hydrostatisch durch eine Pumpe aufgebaut wird, gilt die Stribeck-Kurve nicht. Da der Schmierfilm schon beim Stillstand voll ausgebildet ist, befinden sich solche Lager bei jeder Drehzahl im Bereich der Flüssigkeitsreibung.

2.3 Betrachtung des EHD-Kontaktes

Die Kontaktflächen von Maschinenelementen werden in zwei Grundformen eingeteilt. Dies sind konforme (z.B. Gleitlager) und nichtkonforme Paarungen (z.B. Zahnrad, Reibrad, Nocken-Stößel). Abbildung 2.10 zeigt die Beispiele konforme und nichtkonforme Kontakte. Gegenteil zu den konformen

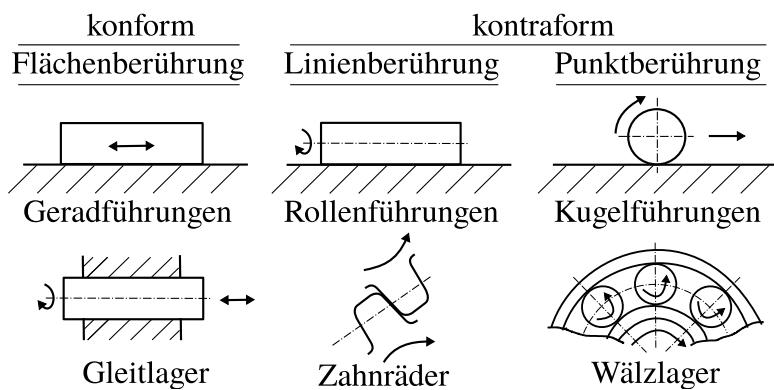


Abbildung 2.10: Konforme und kontraforme Kontakte [7]

Kontakten, wo die Pressungen in der Größenordnung von 10 MPa auftreten, können in zwischen den Laufflächen nichtkonformer Kontakt die Druckspannungen $0,5 \text{ GPa}$ und höher betragen. Durch die enorme, konzentrierte Belastung werden die Flächen an dem Kontaktspunkt elastisch verformt und vergrößert. Im Folgenden soll der Wälzkontakt nach Wisniewski[2] näher betrachtet werden.

2.3.1 Kontakt von beliebig gekrümmten Elementen

Bei der Betrachtung des konzentrischen Kontaktes werden alle Oberflächen als ideal glatt angenommen und durch deren minimalen und maximalen Krümmungen wird die Geometrie des Grundkörpers bzw. des Gegenkörpers beschrieben. Beim konvexen Körper (Index 1) sind die Krümmungsradien (r_{11}, r_{12}) positiv und beim konkaven Körper (Index 2) sind die Radien (r_{21}, r_{22}) negativ. Zwischen den beiden Ebenen, die r_{11} und r_{21} erhalten, bildet sich der Winkel φ . In Abbildung 2.11 wird die generelle Kontaktgeometrie bei nicht konformen Festkörpern dargestellt. Im Kontaktspunkt bildet sich die Kontaktflächen eine Ellipse mit den Halbachsen a und b . Zu a und b zu bestimmen, braucht man das reduzierte Elastizitätsmodul E , die Belastung P und der Krümmungsradius R .

$$a = \beta_a \sqrt[3]{\frac{3PR}{E}} \quad (2.15)$$

$$b = \beta_b \sqrt[3]{\frac{3PR}{E}} \quad (2.16)$$

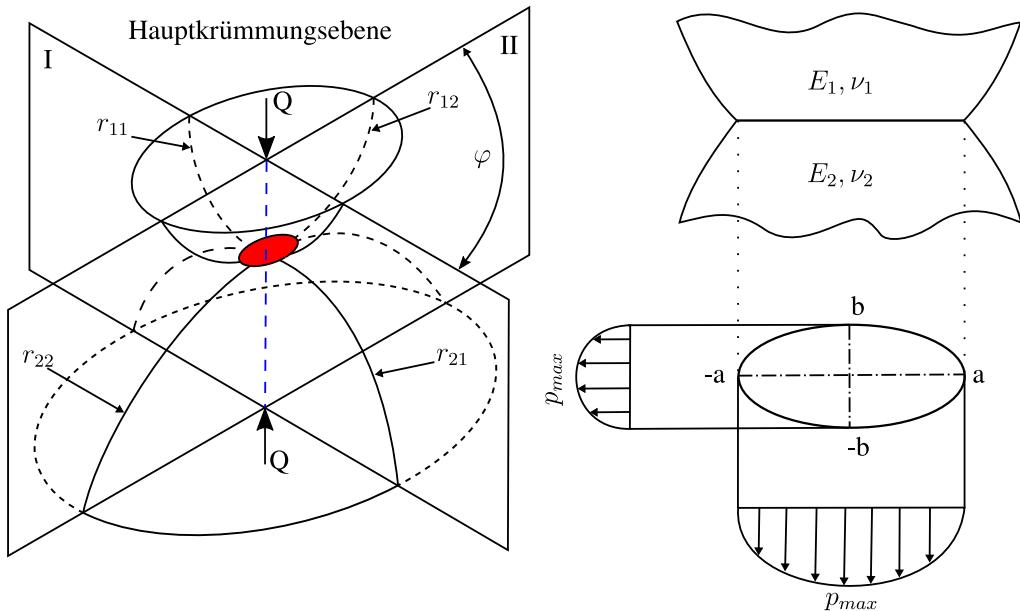


Abbildung 2.11: Kontaktgeometrie bei nicht konformer Paarungen[9]

Der reduzierte Elastizitätsmodul E beschreibt die elastische Eigenschaften der beiden Elemente und wird definiert als

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (2.17)$$

wobei ν_x die Querkontraktionszahl der Kontaktkörper und E_x der Elastizitätsmodul der Kontaktkörper ist. Die Druckverteilung p hat eine Form eines Halbellipsoids und wird so definiert

$$p = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2 - \left(\frac{y}{a}\right)^2} \quad (2.18)$$

wobei x, y die Koordinaten in der Ebene und die maximale Pressung p_0 ein Produkt der Belastung P und der Länge von Halbachsen a, b sind.

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi ab} \quad (2.19)$$

Der reziproke Krümmungsradius R wird mit der Summe aller vier Hauptkrümmungen r_x bestimmt

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{12}} + \frac{1}{r_{21}} + \frac{1}{r_{22}} \quad (2.20)$$

Die Koeffizienten β_a und β_b zur Bestimmung der Berührungsfläche in einem konformen Kontakt kann über den Parameter $\cos \psi$ aus dem Diagramm 2.12 abgelesen werden.

Der Parameter $\cos \psi$ kann mit folgender Formel 2.21 berechnet werden

$$\cos \psi = R \sqrt{\left(\frac{1}{r_{11}} - \frac{1}{r_{12}}\right)^2 + \left(\frac{1}{r_{21}} - \frac{1}{r_{22}}\right)^2 + 2 \cos 2\varphi \left(\frac{1}{r_{11}} - \frac{1}{r_{12}}\right)^2 \left(\frac{1}{r_{21}} - \frac{1}{r_{22}}\right)^2} \quad (2.21)$$

Für ein Kugel-Scheibe-Modell gilt

$$\begin{aligned} r_{11} &= r_{12} = r_{Kugel} \\ r_{21} &= r_{22} = r_{Scheibe} = \infty \end{aligned}$$

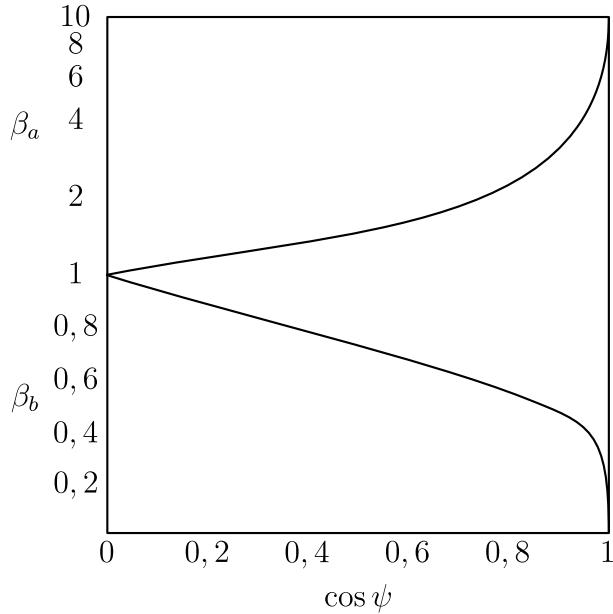


Abbildung 2.12: β_a und β_b als Funktion von $\cos \psi$ [2]

2.4 Schmierfilmdicke nach Hamrock und Dowson

Die Berechnung der Schmierfilmhöhe bei EHD-Schmierung wurde von vielen Autoren behandelt und ihre Ergebnisse wurden von Dowson und Higginson mit numerischer Unterstützung bestätigt. Nach Dowson und Higginson kann die Schmierfilmdicke durch vier dimensionslose Größen ermittelt werden.

$$H = kG^\alpha U^\beta W^\gamma \quad (2.22)$$

wobei

Schmierfilmparameter	$H_{min} = \frac{h_{min}}{R}; \quad H_0 = \frac{h_0}{R}$	(c.a $10^{-6} \rightarrow 10^{-2}$)
Werkstoffparameter	$G = \alpha_p E$	(c.a $2000 \rightarrow 6000$)
Geschwindigkeitsparameter	$U = \frac{\eta_0 u}{ER}$	(c.a $10^{-13} \rightarrow 10^{-8}$)
Belastungsparameter	$W = \frac{P}{ER}$	(c.a $10^{-5} \rightarrow 10^{-3}$)

In einer Reihe von Veröffentlichungen in [10][11][12][13] wurde von Dowson und Hamrock die Formel zur Berechnung der minimalen und zentralen Schmierfilmdicke in elliptischen Punktkontakten angeführt.

$$H_{min} = \frac{3,63G^{0,49}U_0^{0,68}}{W_0^{0,073}}(1 - e^{-0,68\chi}) \quad (2.23)$$

$$H_0 = \frac{2,69G^{0,53}U_0^{0,67}}{W_0^{0,067}}(1 - 0,61e^{-0,73\chi}) \quad (2.24)$$

$$\text{mit } U_0 = \frac{\eta_0 u}{ER_x}; \quad W_0 = \frac{P}{ER_x^2}; \quad \chi = \frac{a}{b}; \quad \frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{1x}} + \frac{1}{R_{2x}}$$

wobei χ das Verhältnis der Halbachsen der Kontaktellipse ist und R_x bedeutet der Krümmungsradius in der Bewegungsebene. Der Geschwindigkeits-, und Belastungsparameter weichen hier von den verallgemeinerten ab.

Inhaltsverzeichnis

Man kann hier erkennen, dass der Geschwindigkeitsparameter U_0 mit einem Exponenten von 0,67 den höchsten Einfluss auf die Schmierfilmdicke hat. Erstaunlicherweise hat die Belastung kaum den Einfluss.

3 Literaturforschung der experimentellen Techniken zur Schmierfilmdickenmessung in EHD-Kontakten

3.1 Optische Messung der EHD Schmierfilmdicke

Viele lichtspezifische Phänomene so wie Spiegelung, Refraktion, Interferenz, etc. kann durch die Wellentheorie erklärt werden. Einige dieser Phänomene machen Licht zu einem sehr nützlichen Werkzeug in zahlreichen Forschungsbereichen. In diesem Kapitel werden einige Begriffe und Konzepte für die physikalische Optik kurz definiert.

3.1.1 Licht Interferometrie

Eine Lichtwelle, die eine Amplitude von A , eine Wellenlänge von λ hat und die sich in x Richtung mit einer Geschwindigkeit v bewegt, kann durch eine Sinus- oder Cosinus Funktion beschrieben werden.

$$y = A \sin \frac{2\pi}{\lambda}(x - vt) = A \sin(\omega t - \frac{2\pi}{\lambda}x) \quad (3.1)$$

Der Term $x - vt$ in der Gleichung 3.2 ist die Phase der Lichtwelle, die die Wellenposition zum Zeitpunkt t angibt. Was in der Praxis wichtig ist, ist die Phasendifferenz von zwei Lichtquellen an der gesuchten Stelle zu finden. Wenn Licht in unterschiedlichen Medien durchdringt, wird dessen Geschwindigkeit entsprechend dem Brechungsindex der Medien verändert. Diese Geschwindigkeitsabweichung verursacht einen Pfadunterschied Δ , der in Folge zur Phasenabweichung δ führt.

$$\delta = \frac{2\pi}{\lambda}\Delta \quad (3.2)$$

Immer wenn ein Lichtstrahl, der durch ein Medium mit einem bestimmten Brechungsindex läuft, mit einem anderen Medium mit einem anderen Brechungsindex an der Grenze ankommt, wird er teilweise reflektiert und teilweise transmittiert. Rein nur die Reflexion allein an der Grenze resultiert auch eine Phasenverschiebung zwischen dem originalen und dem reflektierten Lichtstrahl.

Wenn zwei Lichtstrahlen, die gleiche Wellenlänge sind, an einem Punkt erreichen, tritt dort das Phänomen Interferenz auf. Durch die Überlagerung der beiden Strahlen führt es zu einer Veränderung der Amplitude bzw. Intensität des resultierenden Lichts. Wo die Intensität stärken wird, nennt man dort konstruktive Interferenz, wo die Intensität schwächen wird, nennt man destruktive Interferenz.

Diese Phänomene sind in einem Beispiel (Abbildung 3.1), wo ein Lichtstrahl in der Luft in eine Glasscheibe mit einem Winkel θ angeht, dargestellt. Der Brechungsindex der Luft ist n_1 und von der

Glasscheibe ist n_2 . Hier wird der Lichtstrahl an der Grenze der Glasscheibe am Punkt A teilweise zurück reflektiert (Pfad ADF) und teilweise durchgelassen (Pfad AB). An der Unterseite der Glasscheibe wird er noch mal am Punkt B zurück gespiegelt und am Punkt C in die Luft durchdringt (Pfad BCF'). Von einem Lichtstrahl gibt es jetzt zwei Lichtstrahle, die gleiche Wellenlänge sowie der originale aber wegen dem Pfaddifferenz ($ABCF' > ADF$) verschiedene Phasen haben.

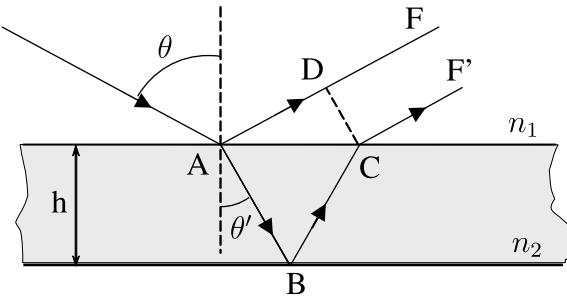


Abbildung 3.1: Pfaddifferenz eines Lichstrahles [14]

3.1.2 Schmierfilmdickenmessungen mittels Lichtinterferenz

Diese Methode wurde in den frühen sechziger Jahren auf der Basis der Lichtinterferenz entwickelt und verwendet eine flache, transparente Scheibe (Glas, Saphir), die gegen eine glänzende Stahlkugel oder -rolle geladen ist (Abbildung 3.2). Die berührende Fläche der Scheibe ist mit einer halbdurchsichtigen Schicht (Chrom) beschichtet, so dass ein auf den Kontakt auftreffende Licht (monochrom) zweimal reflektiert wird, erstens an der Glas-Metallschicht-Grenzfläche und zweitens an der Kugel-, Rolleroberfläche.

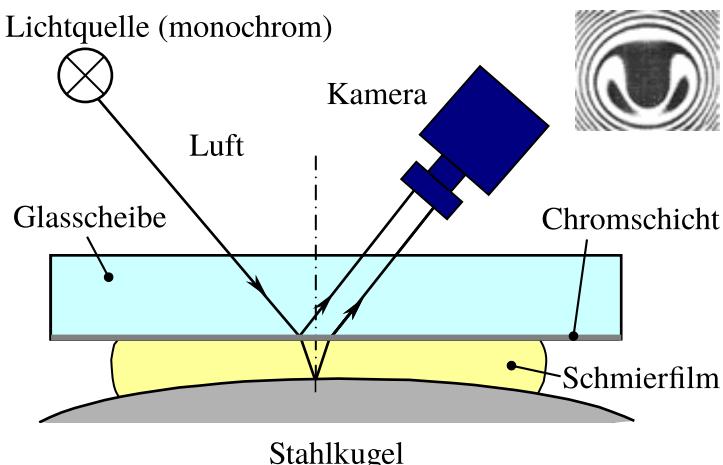


Abbildung 3.2: Prinzip der optischen Schmierfilmdickenmessung [14]

Bei Rekombination führt die Pfaddifferenz zwischen den reflektierten Strahlen entweder zu einer konstruktiven oder zu einer destruktiven Interferenz. Diese Interferenzmuster hängt von der Dicke der Chromschicht und der Schmierfilmdicke ab. Bei der bekannten Chromschichtdicke und durch entsprechende Kalibrierung lässt sich daraus die Schmierfilmdicke bestimmen. Leider ist die Auflösung dieser Methode nicht so hoch, nur der Schmierfilm, der dicker als ein Viertel der Wellenlänge der Lichtquelle ist, ist messbar.

3.1.3 Variante der optischen Messmethoden

Johnston et al [15] versucht die geringe Auflösung der klassischen Methode zu überwinden. Sein Ansatz bestand darin, eine Abstandsschicht aus Silikat mit fixierter Dicke zu verwenden, die auf der 20nm Chromschicht abgelagert wurde. Die Silikatschicht hat einen Brechungsindex, der ähnlich so wie von Mineralölen ist und wirkt als „festes Öl“. Sie soll die Trennung zwischen den Kontaktflächen erhöhen und dadurch ermöglicht es die Messungen von Filmen theoretisch beliebiger Dicke. Die Vorteile der Spacer-Schicht-Methode wurden in der *Ultra-Dünnfilm-Interferometrie-Methode* (UTFI) voll ausgenutzt, die weißes Licht und ein Spektrometer verwendet, um das Licht in seine Wellenlängenkomponenten zu teilen (Abbildung 3.3). Die Auflösung dieser Technik liegt in der Größenordnung von Nanometern.



Abbildung 3.3: Spacer-Layer-Methode [15]

Eine Beschränkung der Technik der Spacer-Layer besteht darin, dass nur eine Messung von der Mitte des Kontakts aufgenommen wird. *Cann et al.* [16] beschrieb die Entwicklung einer neuen Technik, die die Abbildungsfähigkeiten des klassischen optischen Verfahrens mit der UTFI-Methode kombiniert, das *Spacer-Layer-Imaging-Verfahren* (SLIM) (Abbildung 3.4).

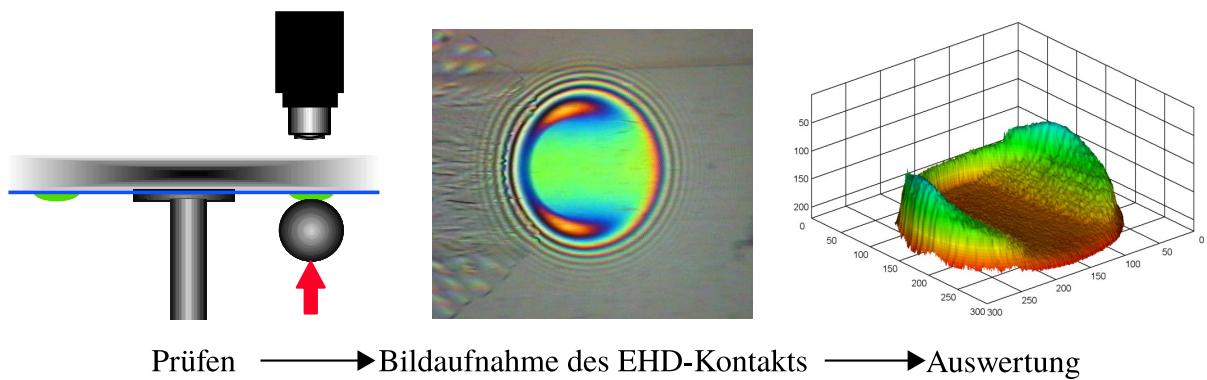


Abbildung 3.4: SLIM Methode [17]

Anstatt ein Spektrometer zu verwenden, um die Wellenlänge des vom Bild eines EHD-Kontakts zurückgeworfenen Lichts zu bestimmen, benutzt SLIM eine hochauflösende RGB-CCD-Farbkamera, um ein Bild des gesamten Kontakts aufzunehmen. Das SLIM-Softwarepaket passt die Farben im Bild anhand einer vorher festgelegten Farbraumkalibrierung an die Schmierfilmdicke an. Das System

erzeugt somit in wenigen Sekunden eine Filmdickenkarte des gesamten EHD-Kontakts. Diese Fähigkeit macht es zu einem geeigneten Werkzeug für die Untersuchung des EHD-Kontakts in verschiedenen Bedingungen, wie zum Beispiel Fettschmierung, rauhe Oberflächen, mangelte Schmierung oder additive Grenzschichtbildung.

3.2 Elektrische Messung der EHD Schmierfilmdicke

Neben der optischen Messmethoden gibt es noch die elektrische Messmethode zur Untersuchung der EHD-Schmierung, wie zum Beispiel Widerstand, Kapazität, Entladespannung. Der Vorteil dieser Methode ist, dass sie direkt bei Maschinenelementen, welche aus Stahl sind, während Betrieb verwendet werden kann. Allerdings gibt es auch Nachteile. Die Form des Kontakts, wo die große lokale Verformung stattfindet, ist nur vermutet und stark vereinfacht. Die hat den Einfluss auf die Widerstand-, Kapazität-Messergebnisse. Ein Faktor noch ist die Sauberkeit des Schmierstoffes, welche schwer zu kontrollieren ist. Generell liefern die elektrische Methode nur die mittlere Werte über den Kontaktbereich und gibt leider keine direkte Indikation der Form des Schmierfilms.

Normalerweise werden die elektrische Methoden für folgende Anwendungen verwendet:

- Schmierfilmdickenmessung bei bekannten Schmierstoffen
- Detektion des Voll-Schmierfilmaufbaus im Kontakt der rauen Oberflächen
- Evaluierung des geschmierten Kontakts unter Einfluss des elektrischen Felds

3.2.1 Widerstandsmessung

Die Widerstandsmessmethode ist geeignet, um den Schmierungszustand qualitativ zu beschreiben. Der Widerstand ist eine Indikation der direkten Berührung der Rauheitsspitzen der KontaktPartner. Bei vollständiger Oberflächentrennung (Flüssigkeitschmierung) soll der Widerstand in theoretisch unendlich groß sein. Zum besseren Verständnis der elektrischen Vorgänge im EHD-Kontakt wurde eine Reihe Arbeiten an unterschiedlichen Modellprüfständen und Maschinenelementen durchgeführt.

In einem System bestehend aus einer feststehenden Kugel und einem rotierenden Zylinder hat *Furey* [18] das Verhalten des elektrischen Widerstands untersucht. Die Ergebnisse (Abbildung 3.5) zeigten eine große Streuung des Widerstands bei Mischreibung. Zum Beschreiben für einen isolierenden Schmierfilm definiert er einen Wert von $10\text{ k}\Omega$. In Oszilloskop erkannt er, dass es zwei Zustände des Kontaktwiderstands gibt, hoch und niedrig. Das zeitliche Verhältnis zwischen den beiden Zuständen wird über Intervalle von 10 ms aufgenommen, ausgewertet und das Ergebnis als prozentualer Anteil des direkten Kontakt angegeben. Mit dieser Methode konnte er berechnen, wie groß der Anteil der Festkörperkontakte in jedem Reibungszustand ist.

In seiner Arbeit [19] verwendete *Kuhlmann* zwei unterschiedliche Systeme zur Widerstandsmessung. Ein System basiert auf die *Wheatstonsche* Brückenschaltung (Abbildung 3.6 links), welche zur Vermeidung eines Tunneleffektes mit Wechselstrom gespeist wird. Der Zusammenhang zwischen dem Widerstand R_L des Lagers und der gemessenen Brückenspannung U_m wird durch eine aufwändige Kalibration über variable Referenzwiderstände hergestellt. Zur Vereinfachung der Messkettenkalibrierung und zur Verbesserung der Messempfindlichkeit bei R_L mehr als $1\text{ k}\Omega$ setzte *Kuhlmann* ein direkt

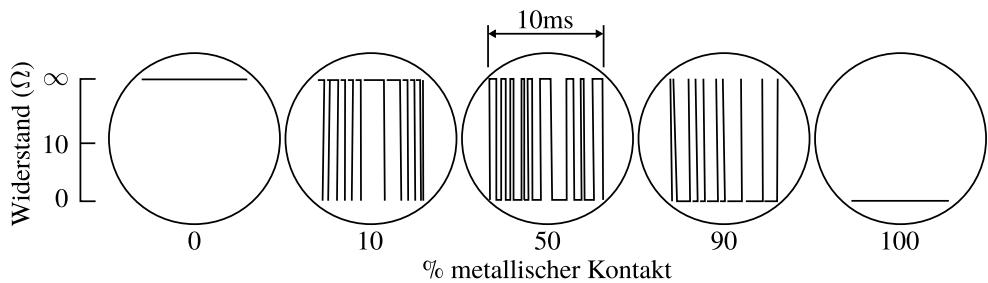


Abbildung 3.5: Der prozentuale Anteil von metallischen Kontakt [18]

messendes Trägerfrequenz-Messsystem ein (Abbildung 3.6 rechts). Der Widerstand zweit wird an einer hochgenauen Wechselstromquelle ($1 \pm 0,2mA$) angeschlossen. Aus dem Spannungsabfall über den Gesamtwiderstand (R_V und R_P sind bekannt) konnte er den Lagerwiderstand bestimmen.

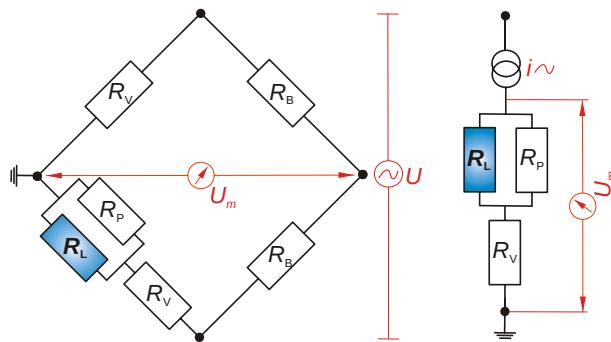


Abbildung 3.6: Ersatzschaltbild für die Messsysteme [19]

Beide obengenannte Messsysteme wurden von *Kuhlmann* bei Fettuntersuchung mit Schräkgugellagern und Kegelrollenlagern bei niedrigen Betriebstemperatur eingesetzt (Abbildung 3.7). Durch eine 0,4 mm dicke Keramikbeschicht zwischen der Lagersitze und der Welle konnte er den Widerstand für beide Lager separat messen. Abbildung 3.7 zeigt die elektrische Ersatzschaltbilder für einen Wälzkörper im Schräkgugellager und Kegelrollenlager. Alle Wälzkörper eines Lagers sind elektrisch parallel geschaltet und der Kontakt zwischen Rollenstirn und Bord beim Kegelrollenlager muss berücksichtigt werden.

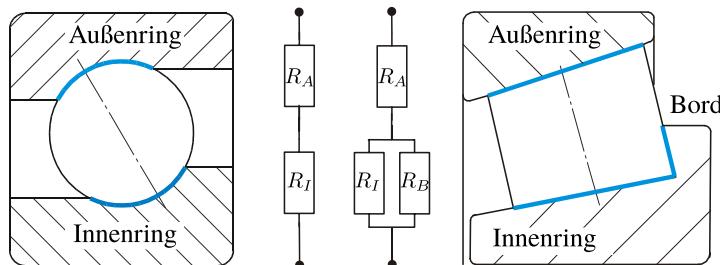


Abbildung 3.7: Schema des Schräkgugellager- und Kegelrollenlager-Einzelkontaktees [19]

3.2.2 Kapazitätsmessung

Der Vorteil bei der Kapazitätsmessung ist wie bei der Widerstandsmessung die einfache Anwendung im Maschinenelement. Es ist auch möglich bei dieser Methode quantitative Schmierfilmdickenmessung durchzuführen, welche bei resistiver Methode schwer oder unmöglich ist.

Auf Basis der Konstantstromladung hat *Barz* [20] ein System zur kapazitiven Schmierfilmdickenmessung im Wälzlager entwickelt. Hier werden die Oberflächen zwischen Wälzkörpern, Außenring und Innenring bei einem trennenden Schmierfilm als Kondensator betrachtet. Die Kapazität des einzelnen EHD-Kontaktes wird nach dem Modell von *Brüser* [21] beschrieben.



Abbildung 3.8: Kapazitives Modell eines EHD-Kontaktes [20]

Im Modell von *Barz* wird der EHD-Kontakt in drei Bereiche *Einlaufbereich*, *Hertzschener Kontaktbereich* und *Auslaufbereich* geteilt und unter folgenden Annahmen betrachtet:

1. Der Einlaufbereich ist vollständig mit Schmierstoff gefüllt
2. Im Hertzschener Kontaktbereich herrscht es eine konstante Schmierfilmdicke h_0
3. Die Einschnürung vor dem Auslaufbereich wird vernachlässigt
4. Im Auslaufbereich haftet der Schmierstoff gleichmäßig an den Kontaktpartner an
5. Das elektrische Feld im Hertzschener Bereich ist homogen

Mit dieser Annahmen kann man die Kontaktkapazität so berechnen:

$$C_K = C_{\text{Einlauf}} + C_{\text{Hertz}} + C_{\text{Auslauf}} \quad (3.3)$$

Aufgrund dem großen Einfluss und der linearen Proportional von der C_{Hertz} mit der C_K vereinfachte *Barz* die Kontaktkapazität als:

$$C_K = f(C_{\text{Hertz}}) = k_C C_{\text{Hertz}} \quad (3.4)$$

$$C_{\text{Hertz}} = \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{A_{\text{Hertz}}}{h_0} \quad (3.5)$$

wobei A_{Hertz} die Größe der Hertzschener Kontaktfläche, h_0 die zentrale Schmierfilmdicke, ε_0 die elektrische Feldkonstante ($\varepsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-15} \text{ As/Vm}$) und ε_r die relative Dielektrizitätskonstante ist. In der Gleichung 3.5 definierte *Barz* definierte einen Umrechnungsfaktor k_C , welcher die C_{Einlauf} und die C_{Auslauf} berücksichtigt. Er ist von den Betriebsbedingungen, dem Lager, dem Schmierstoff, der Laufzeit etc. abhängig. Selbst ist er von der Schmierfilmdicke abhängig, da das Verhältnis zwischen C_{Einlauf} und C_{Auslauf} bei der Änderung der Schmierfilmdicke nicht konstant bleibt. Für den betrachten Fall mit axial belasteten Spindellagern hat *Barz* mit dem Wert $k_C = 3,5$ bestimmt.

Da die Kontakte zwischen den Wälzkörpern mit dem Außenring und dem Innenring nicht gleich sind, führte *Barz* weiterhin einen Faktor k_h zur individuellen Bestimmung der Schmierfilmdicke an der

beiden Ringen ein. Der ist das Verhältnis von den nach EHD-Theorie berechneten Schmierfilmdicken am Innenring $h_{EHD,i}$ und am Außenring $h_{EHD,a}$ und berechnet sich unter einer Annahme, dass die Schmierungbedingungen am Innenring und Außenring gleich sind, zu

$$k_h = \frac{h_a}{h_i} = \frac{h_{mess,a}}{h_{mess,i}} = \frac{h_{EHD,a}}{h_{EHD,i}} \quad (3.6)$$

Schließlich berechnen sich die Schmierfilmdicken am Innenring bzw. am Außenring aus der gemessenen Gesamtkapazität C_{ges} eines Lagers mit einer Wälzkörperanzahl Z zu

$$h_{mess,i} = 2Zk_C\varepsilon_0 \frac{\left(\varepsilon_{r,i}A_{Hertz,i}\right) \left(\varepsilon_{r,a} \frac{A_{Hertz,a}}{k_h}\right)}{\left(\varepsilon_{r,i}A_{Hertz,i}\right) + \left(\varepsilon_{r,a} \frac{A_{Hertz,a}}{k_h}\right)} \frac{1}{C_{ges}} \quad (3.7)$$

$$h_{mess,a} = k_h h_{mess,i} \quad (3.8)$$

3.3 Alternative EHD Schmierfilmdicke Messmethoden

3.3.1 Taktile

Um den Schmierfilmaufbau in Axialzylinderrollenlagern unter der Annahme, dass die zentrale Schmierfilmdicke h_0 eine gleiche Verschiebung zwischen Wälzkörpern und Lagerringen verursacht, zu untersuchen, hat Walbeck in seiner Arbeit [22] einen modifizierten FE8-Prüfkopf (FE8-SDM) benutzt (Abbildung 3.9).

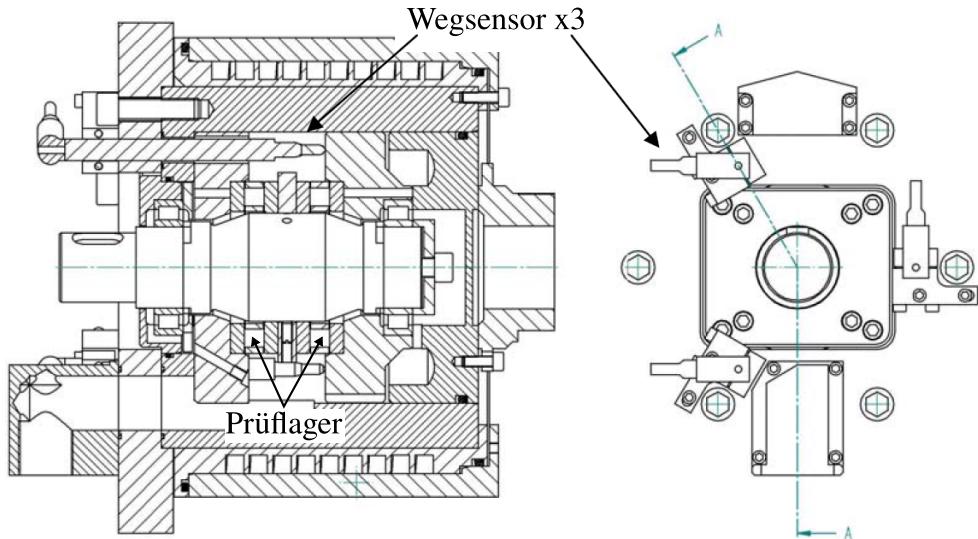


Abbildung 3.9: FE8-SDM Prüfkopf [22]

In der neben einander Anordnung sollen die Schmierfilme in zwei Prüflagern eine Gesamtverschiebung von $x_{ges} = 4h_0$ verursachen. Zur Messkette, die mit einem maximalen Messfehler von $0,9 \mu m$ aufweist, gehören die drei hochauflösende induktiv Wegaufnehmer. Wird es auf den einzelnen Schmierspalt bezogen, reduziert sich der maximal mögliche Fehler auf $0,23 \mu m$. Da die Erwärmung

im Schmierspalt kann zum Messfehler verursachen, führte *Walbeck* die Messungen bei relativ geringen Kontaktpressungen ($P_{max} \approx 419 \rightarrow 593 \text{ MPa}$) durch. Allerdings ist die Wärmeentwicklung durch Lagerreibung nicht vermeidbar und dadurch ist eine absolute Schmierfilmdickenmessung wegen Wärmedehnung in Bauteilen nicht möglich. Abhilfe zählt hier die Differenzmessung der Verschiebung zwischen Stillstand und Betriebsdrehzahl. Um die thermische Effekte auf die Messergebnisse gering zu halten, soll die Drehzahländerung innerhalb einer halben Sekunde dauern. Zusätzlich wurde die Wegmessungen von Winkelstellung der Welle getriggert, um der Fehler wegen Formtoleranzen der Lagerscheiben zu vermeiden.

Ein ähnliches System wurde von *Kuhlmann* [19] zur Schmierfilmdickenmessung in Schräkgugel- und Kegelrollenlagern eingesetzt. Wegen der Geometriedifferenz zwischen zwei Lagerbauarten und dem Axialzylinderrollenlager ist die axial Verschiebung in diesem Fall eine Funktion von dem Druckwinkel α . Für das Kegelrollenlager muss zusätzlich den Kontakt zwischen Rollenstirnfläche und Innenringbord berücksichtigt werden.

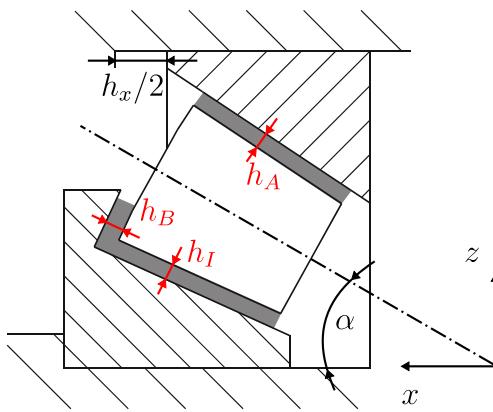


Abbildung 3.10: Schmierfilme im Kegelrollenlager [19]

Die Schmierfilmdickenmessungen wurden von *Kuhlmann* während des Abbremsvorgangs von der Betriebsdrehzahl auf eine minimale Drehzahl von $n_0 = 0,5 \text{ min}^{-1}$ innerhalb 1,5 Sekunde durchgeführt (Abbildung 3.11).

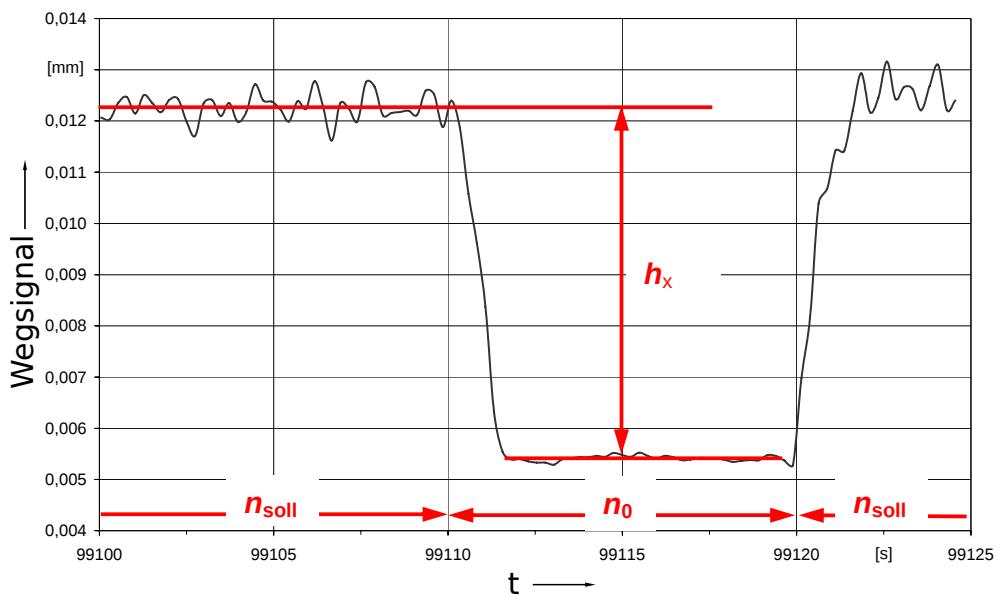


Abbildung 3.11: Messung während eines Abbremsvorgangs [19]

Anstatt von der Winkelstellung der Welle getriggert wurde vor jedem Versuch eine Kalibrierkurve der Wegsensoren, in die die gemittelten Planlaufabweichungen zwischen den Lagern und der Prüfwelle in Abhängigkeit mit der Wellenstellung dargestellt werden, bei der Drehzahl n_0 aufgenommen (Abbildung 3.12). Bei der Auswertung der Schmierfilmdicke bei einer Betriebsdrehzahl findet eine Korrektur der gemessenen Verschiebung an der jeweiligen Wellenposition anhand der Kalibrierkurve statt.



Abbildung 3.12: Kalibrierkurve [19]

3.3.2 Ultraschall

Dwyer-Joyce et al. [23] beschrieben ein neues Verfahren zur Dickenmessung einer zwischen einer Stahlkugel und einer Stahlscheibe liegende Flüssigkeitsschicht mittels der Reflektion des Ultrashalls. Diese Reflektion hängt von der Ultraschallfrequenz, den akustischen Eigenschaften der Flüssigkeit bzw. der Festkörper und der Schichtdicke ab. Wenn die Wellenlänge des gesendeten Impulses viel größer als die Dicke der Flüssigkeitsschicht ist, wird die Antwort durch die Steifigkeit der Schicht bestimmt. Wenn die Wellenlänge ähnlich sowie die Schichtdicke ist, wird die Wechselwirkung vom Ultraschall mit der Flüssigkeit durch sein Resonanzverhalten gesteuert. Durch das Vergleich des Frequenzspektrums des reflektierten Impulses mit dem des gesendeten Impulses ermöglicht die Bestimmung der Schmierfilmdicke. Die Messmethode von Dwyer-Joyce war in der Lage, Filme im Bereich von 50 bis 500 nm zu messen. Der schematische Aufbau des Ultraschall-Prüfstands zur Schmierfilmdickenmessung ist in Abbildung 3.13 zu nehmen.



Abbildung 3.13: Schematischer Aufbau der Ultraschall-Prüfstand [23]

Ein Schmierfilm-Überwachungssystem an einem Rillenkugellager mittels Ultraschall wurde von Zhang et al. in seine Arbeit [24] beschrieben (Abbildung 3.14). Eine Hochfrequenz-Ultraschallsonde ist am statischen Außenring des Lagers montiert. Die Sonde ist auf die Kugel-Laufbahn fokussiert und wird verwendet, um die Reflektion-Koeffizienten des Schmierstoffes in der Kontaktellipse wischen

Lagerkomponenten zu messen. Der Reflektion-Koeffizient kennzeichnet den Schmierfilm und kann daraus seine Dicke berechnet werden. Ein optisches Triggersystem ermöglicht mehrere Messungen, wenn jeder geschmierte Kontakt sich an der Messstelle vorbeibewegt. Drei Verunreinigungsmaterialien (Aceton, Wasser und Sand) wurden separat zu dem Schmiermittel gegeben, um das Versagen des Lagers zu initiieren. Diese Zugabe simuliert allgemeine Fehlermechanismen, die unter realen Bedingungen auftreten können. Alle Ergebnisse, wie zum Beispiel die Schwingung, die Temperatur, die Ultraschall-Reflektion-Koeffizienten wurden unter diesen drei Fehlerszenarien aufgenommen und die lieferten wertvolle diagnostische Informationen über die Fehler sowie Frühschadenmeldung.

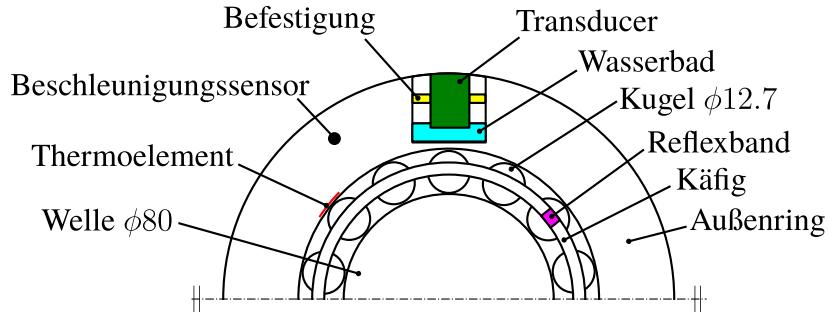


Abbildung 3.14: Schmierfilm-Überwachungssystem mittels Ultraschall [24]

3.3.3 Laserinduzierte Fluoreszenz

Jones *et al.* beschrieb in seiner Arbeit [25] die Kalibrierung einer Technik, die auf Basis der Laserinduzierten Fluoreszenz zur quantitativen Messungen von industriellen Beschichtungen mit einer Dicke von 10-20 nm ermöglicht. Wachsfilme, die mit einem fluoreszierenden Rhodaminfarbstoff dotiert waren, wurden durch ein Elektrospray-Verfahren auf eine Seite der aluminiumbeschichteten Glasscheibe aufgebracht. Mit einem optischen Profilometer mittels Lasertriangulation wurden die Filmdicken von 220-450 nm ermittelt. Die emittierte Fluoreszenz wurde unter der Verwendung einer fasergekoppelten Sonde mit Laseranregung und Spektraldetektion aufgenommen. Die Fluoreszenzemission wurde wegen der Aluminiumschicht um zehnfach reduziert. Die Kalibrierung lieferte gute Ergebnisse, die in Übereinstimmung mit den aus Volumenmessung im Beschichtungsprozess geschätzten Filmdicken sind.

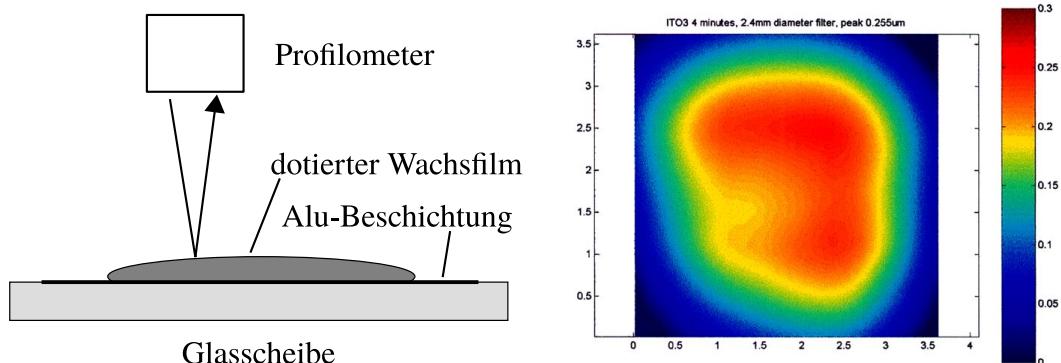


Abbildung 3.15: Schematische Aufbau der Kalibrierung mit Profilometer (links) und deren Scan-Ergebnis (Dickenkarte) (rechts) [25]

4 Aufbau und Funktion des EHD-Messgeräts

Zur Schmierfilmdickenmessung wurde ein “EHL Ultra Thin Film Measurement System” der Firma PCS-Instrument genutzt (Abbildung 4.1). Basiert auf dem Kugel-Scheibe-Modell und optischer Interferenz wird die Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt ermittelt. Durch einen leicht modifizierten Aufbau, ermöglicht das Gerät auch die Bestimmung von Reibkoeffizienten der eingesetzten Schmierstoffe. Im Folgenden wird kurz auf die einzelnen Komponenten des EHL-Gerätes und die Modifikation im Rahmen dieser Arbeit eingegangen.



Abbildung 4.1: EHL-Messgerät [26]

4.1 PC und Elektronikeinheit

Zur Bedienung des Prüfstands steht einen PC zur Verfügung. Der PC hat Windows 98 als Betriebssystem und fünf ISA-Steckkarten. Diese Karten sind für die Ein-/Ausgabe, die Zeiterfassung, die SW-Bilderfassung sowie ADC und DAC zuständig. Die Kommunikation mit dem Prüfstand erfolgt durch das Softwarepaket “Ultra Thin Film EHL Measurement”. Der PC ist mit einem Spektrometer, einem SW-Monitor und einer Elektronikeinheit verbunden.

Zu der Elektronikeinheit gehören die Motoren, die Lasteinheit sowie die Heizvorrichtung. Außerdem ist eine Überwachungsfunktion eingebaut, die beim einem Absturz der Software oder des PC den Prüfstand abschaltet.

4.2 Mechanischer Aufbau

Abbildung 4.2 zeigt den Schematischen Aufbau des EHL-Prüfstands. Das Reservoir ist bei Messungen mit Öl bis die Hälfte der Kugel gefüllt. Durch die Heizvorrichtung kann das Öl bis c.a 150°C temperiert werden. Der elastohydrodynamische Schmierfilm wird durch einen Kugel-Scheibe-Kontakt erzeugt.

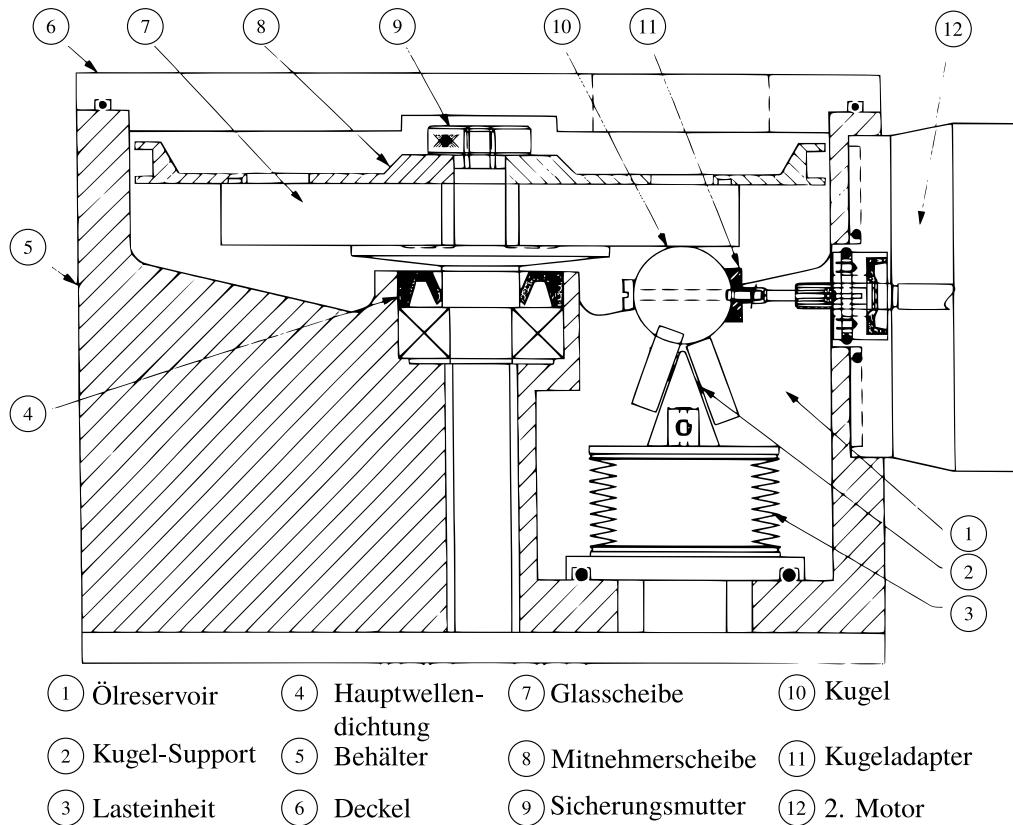


Abbildung 4.2: Schematischer Aufbau des EHL-Prüfstands [26]

Die Kugel ist hochglanzpoliert, aus 100Cr6 Stahl und hat einen Durchmesser von 19,05 mm. Es gibt zwei Variationen der Kugel, normal und durchgebohrt. Über ein Kugel-Support wird die Kugel von unten von einer Lasteinheit gegen eine sich rotierenden Glasscheibe gedrückt. Die Last ist von 0-50 N wählbar und ergibt sich einen maximalen Druck von 0,7 GPa im Kontaktpunkt. Die Glasscheibe hat einen Durchmesser von 100 mm und ist an der Unterseite mit einer durchlässigen Chromschicht und einer Silikatschicht zu versehen. Es gibt insgesamt 21 befahrbaren Spuren ($R = 34 \rightarrow 44$ mm) auf der Scheibe durch die axiale Verschiebung des Kugel-Supports. Ein Spurwechsel ist nötig, weil die Silikatschicht, die nicht so robust sowie die Chromschicht ist, mit Laufe der Zeit abgenutzt wird.

Die Glasscheibe kann von 1 mm/s bis 5 m/s durch einen Motor betrieben werden. Ein weiterer Motor ermöglicht auch das Antreiben der Kugel. In diesem Fall sind Versuche mit Schlüpfs zwischen Kugel und Scheibe innerhalb von 0 - 200 % ermöglicht.

Das originale Kugel-Support von PCS-Instrument besteht aus drei Lager, die auf einem dreieckigen Aluminium-Klotz geschraubt werden. Eine modifizierte Lagerung mit einstellbarer, geführte Achse von Wittek [27] steht auch zur Verfügung (Abbildung 4.3).

In Tabelle 4.1 sind die wichtigsten Daten zu dem Prüfstand zusammengefasst.

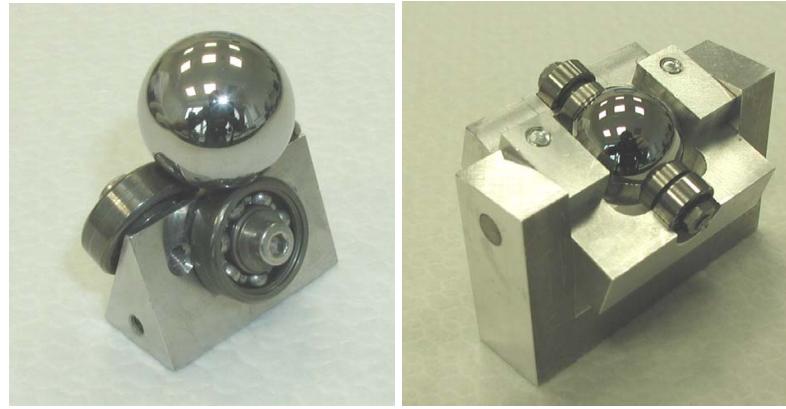


Abbildung 4.3: Originaler PCS-Support (links) und modifizierter Support (rechts) [27]

4.3 Messsystem zur Schmierfilmdickemessung

Beim EHD-Prüfstand von PCS Instrument wird die Schmierfilmdicke im Kugel-Scheibe-Kontakt mit Weißlichtinterferometrie (siehe Abschnitt 3.1) bestimmt. Der Kontakt wird von oben durch das Glasscheibe beleuchtet und das zurück reflektierende Bild wird von einem Spektrometer bewertet. Die Messeinrichtung wird in Abbildung 4.4 angezeigt.

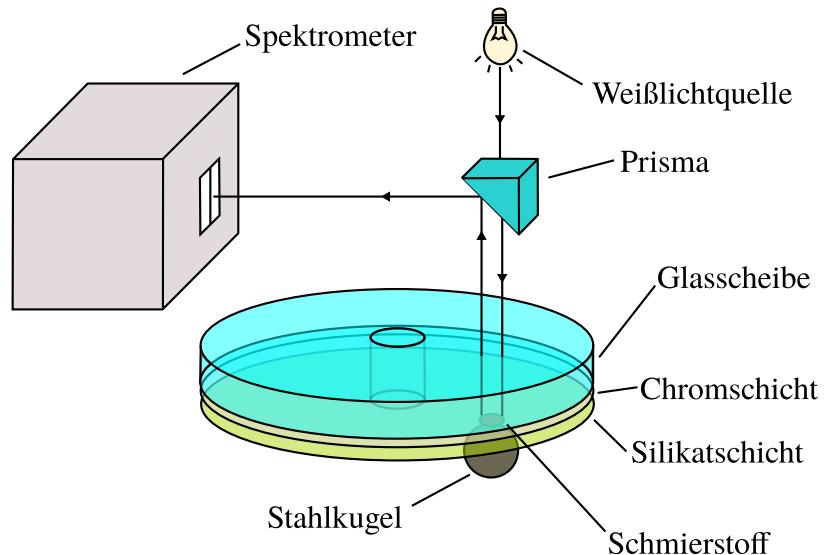


Abbildung 4.4: Messprinzip des EHD-Prüfstand von PCS [28]

Die Glasscheibe hat nicht nur eine Chromschicht, sondern auch eine Silikatschicht (Spacer-Layer) darauf. Die hat eine Funktion sowie ein Hart-Ölfilm, der immer da ist, das heißt es auch beim Stillstand die Interferenzen gibt. Interferenzmuster im Auge des Betrachters sind fabelhafte Bilder (Abbildung 4.5) und aus ihrer Farben kann die Schmierfilmdicke bei bekannter Silikatschichtdicke berechnet werden.

Da eine Auswertung der Schmierfilmdicke aus den Farben der Interferenzen durch einen Beobachter zu ungenau wäre, wird der zurück reflektierende Lichtstrahl über einen Prisma durch einen Spalt in ein Spektrometer geleitet. Dort werden die Interferenzmuster analysiert und an einem SW-Monitor angezeigt (Abbildung 4.6).

Der senkrechte, weiße Balken im Interferenzmuster sind die Maxima, wo die konstruktive Interfe-

Tabelle 4.1: EHL-Prüfstand Spezifikationen

Kugel	
Material	<i>Stahl(100Cr6)</i>
Durchmesser	$\phi 19.05 \text{ mm}$
Rauheit Rq	$0.0235 \mu\text{m}$
Glasscheibe	
Material	<i>Glas</i>
Durchmesser	$\phi 100 \text{ mm}$
Rauheit Rq	$0.033 \mu\text{m}$
Spuren	21
Befahrbarer Radius	$34 \rightarrow 44 \text{ mm}$
Beschichtung	<i>Chrom, Silikat</i>
Motoren	
Geschwindigkeit	$1 \text{ mm/s} \rightarrow 5 \text{ m/s}$
Geschwindigkeit Sprung	$0 \rightarrow 100\%$
Schlupf (Kugel-Scheibe)	$0 \rightarrow 200\%$
Belastung	
Last	$0 \rightarrow 50 \text{ N}$
max. Pressung	$1.1 \text{ GPa (Stahl)}, 0.7 \text{ GPa (Glas)}$
Ölreservoir	
Volumen	120 ml
Temperierung	$T_{Raum} \rightarrow 150^\circ\text{C}$
Messsystem	
Schmierfilmdicke	$0 \rightarrow 1000 \text{ nm}$
Genauigkeit	$\pm 1 \text{ nm}$

renzen stattfinden, und die gibt dabei die Wellenlänge an. Wandern diese Balken nach rechts, nimmt die Wellenlänge bzw. Schmierfilmdicke zu. Mit Hilfe des Ultra-Softwarepaket kann man aus dem Interferenzmuster die genaue Schmierfilmdicke berechnen.

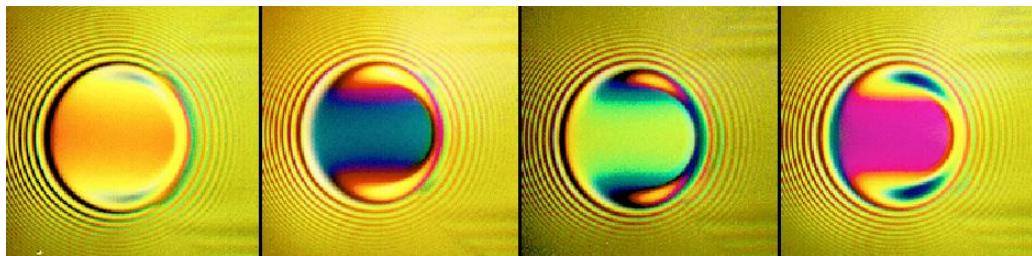


Abbildung 4.5: Interferenzmuster eines Punktkontaktes bei zunehmenden Geschwindigkeiten [17]

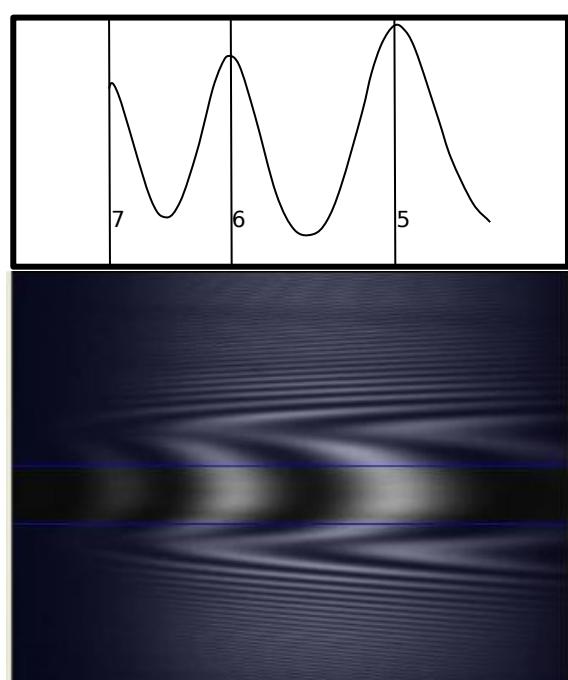


Abbildung 4.6: Interferenzmuster im Spektrometer [17]

5 Konstruktive Bearbeitung

Um die Messgenauigkeit der optischen Interferometrie-Technik mit der einfachen Adaptierbarkeit an verschiedenen realen Maschinenelementen der elektrischen Messmethode zur Schmierfilmdickenmessung im EHD-Kontakt zu vereinigen, soll ein neues modular Messsystem auf Basis des EHD-Prüfstands von PCS entwickelt werden. Dies System soll die optische und elektrische (kapazitive) Messung gleichzeitig erlauben. Für solches System gibt es die folgende Anforderungen, die durch konstruktive Bearbeitung in nächsten Abschnitten gelöst werden.

- Elektrische Isolierung der Glasscheibe und der Kugel mit dem gesamten System.
- Elektrische Zugänge für die Messproben an der Scheibe und der Kugel.
- Beschichtung auf der Scheibe, die elektrische und optische Messung gleichzeitig erlaubt.

5.1 Konstruktion der Kugelführung

Da das modifizierte Kugelsupport mit einstellbarer Achse von *E. Wittek* [27] wegen Rundlaufabweichung nur bis Wälzgeschwindigkeit von c.a $0,7 \text{ m/s}$ einsetzbar ist, wird die originale Kugelführung der PCS Firma im Rahmen dieser Arbeit modifizierte und weiter benutzt. Bei der standardmäßigen Kugelführung wird eine durchgebohrte Kugel in einem Adapter eingeklemmt, welche dann über einen Querstift mit der Motorausgangswelle des zweiten Antriebs formschlüssig verbunden wird. Für die kapazitive Messung soll die Kugel elektrisch mit dem gesamten System isoliert werden, das erfolgt durch die Verwendung einer Kunststoffwelle. Die Kugelaufnahme wird aus Messing gefertigt, um den Kontaktwiderstand mit den zu Signal übertragenden Kohlebürsten zu reduzieren. Die Abbildung 5.1 zeigt den Zusammenbau der neuen Kugelführung.

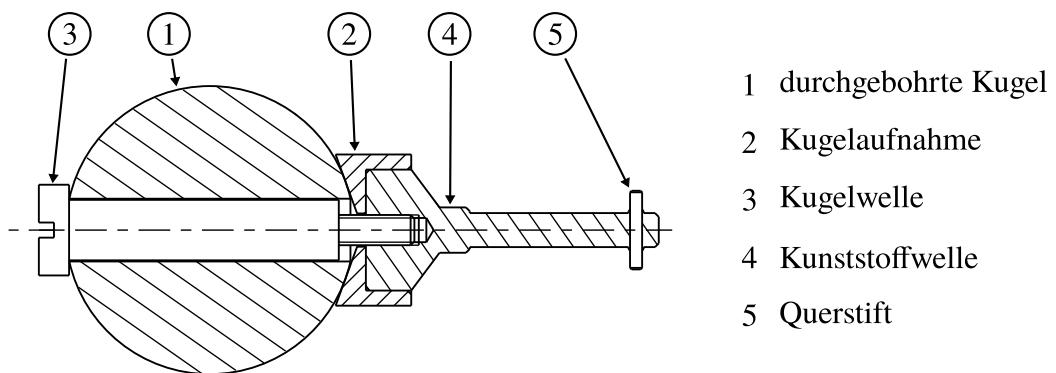


Abbildung 5.1: Aufbau der neuen Kugelführung

Die geführte Kugelachse ermöglicht die Versuche mit Schlupf und verhindert auch das unkontrollierte Einbringen des Schmierstoffes (Öl, Fett) in den Kontakt. Der Kraftfluss zwischen dem zweiten Motor

und der Kugel kann durch den Wegfall des Querstifts unterbrochen werden. In diesem Fall dreht sich die Kugelführung frei in der Motorausgangswelle.

5.2 Konstruktion des Kugelsupports

Das neue Kugelsupport besteht aus drei Rillenkugellager, die durch drei M3 Schrauben auf einem dreieckigen Sockel befestigt werden (Abbildung 5.2). Die Kugel wird von den drei Lagern sicher von unten gegen der Glasscheibe gestützt. Da die Kugel mit der Lasteinheit elektrisch isoliert werden muss, wird der Sockel aus Kunststoff gefertigt. Auf der Unterseite des Sockels befinden sich zwei Löcher, die mit den Stiften der Lasteinheit arretiert werden, dadurch wird die Position des Kugelsupports während Versuche sicher gestellt. An der Seite des Sockels sind zwei M3 Bohrung zur Anbringung der Kohlebürstenhalter, die für die Aufnahme der elektrischen Signale von der Kugel zuständig sind, zu versehen. Bei der Versuchen mit Fett ist dort auch möglich, die Befettungsvorrichtung zu montieren.

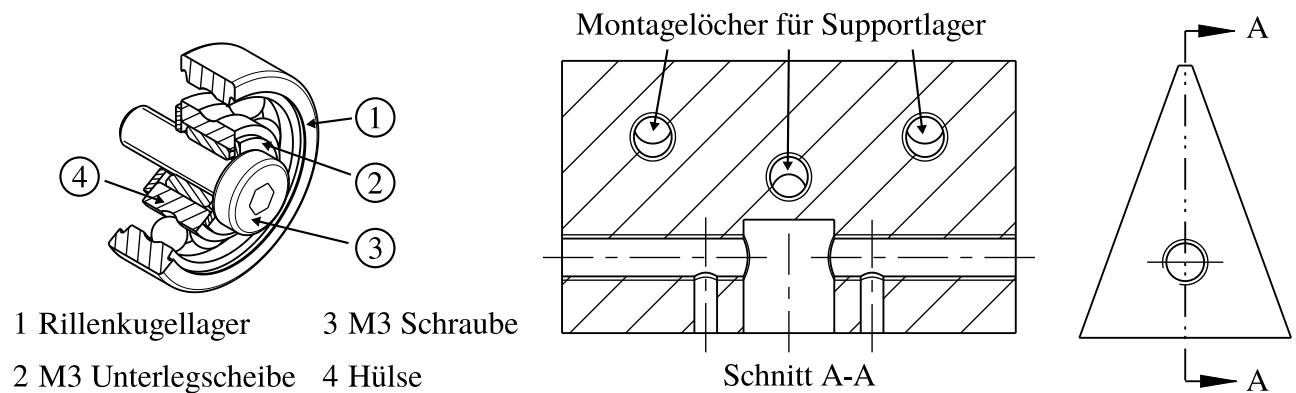


Abbildung 5.2: Das Supportlager (links) und der Kunststoffsockel (rechts)

Der Kohlebürstenhalter ist aus Messing, hat eine zylindrische Form und wird mit einem Blechhalter, welcher an der Seite des Supports angeschraubt wird, gelötet. Die Kohlebürste Typ KK399 wurden von der Firma *Schmidthammer* gekauft. Dank dem hohen Kupferanteil (98%) hat sie sehr geringen Kontaktwiderstand bzw. Eigenwiderstand. Sie hat am Ende eine Kupferlitze und ist an anderen Seite mit Laufschrägen zu versehen. Leider ist die Laufschrägen für diese Anwendung nicht geeignet und wurden flach geschliffen. Die Kohlebürste wird von einer Feder (Typ LG860) gegen der Lauffläche (Kugelaufnahme) gedrückt. Abbildung 5.3 zeigt die Baugruppe des Kohlebürstenhalters.

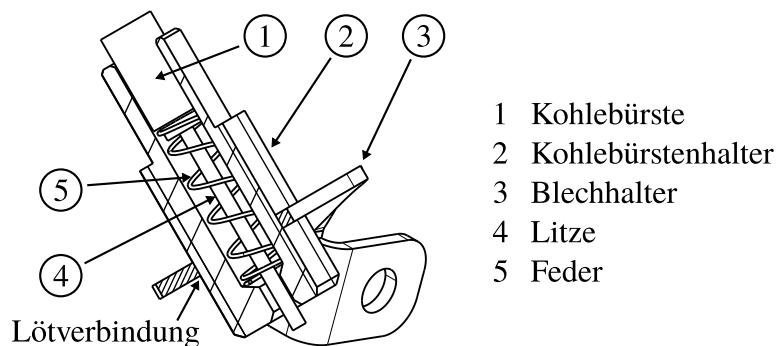


Abbildung 5.3: Die Baugruppe des Kohlebürstenhalters

Um der elektrische Kontakt zwischen der Kugel und der Messprobe während der Versuche geringe

Störungen zu halten, sind zwei Kohlebürsten für die Kugel zu versehen. Abbildung 5.4 zeigt das komplette Supports mit der neuen Kugelführung.

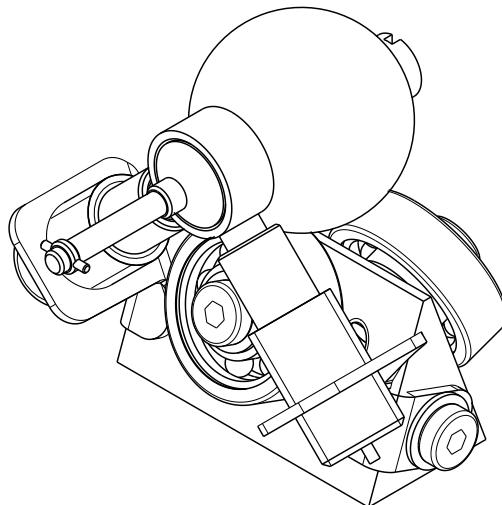


Abbildung 5.4: Zusammenbau des neuen Supports mit der Kugel

5.3 Die Glasscheibebaugruppe

Um die elektrische Messung bei dem vorhandenen Prüfstand durchzuführen, müssen die folgende Maßnahmen gemacht werden:

- Stromleitende Beschichtung für die Glasscheibe
- Isolierung der Glasscheibe mit dem gesamten Prüfsystem
- Elektrischer Zugang für die Messprobe zur Unterseite der Glasscheibe

Wie im vorherigen Kapitel 5.3 schon erwähnt, ist es auch möglich, die Schmierfilmdickenmessung bei einer Chrom beschichteten Scheibe durch zu führen. Allerdings es gibt folgende Probleme bei der klassischen Messmethode. Erstens bietet dieses Verfahren eine niedrige Auflösung. Zweiten ist eine monochrom Lichtquelle notwendig, es fehlt bei dem vorhandenen Prüfstand diesen Apparat. Nicht zuletzt ist das *Ultra-Softwarepaket* von PCS nicht in der Lage solche Messung durchzuführen bzw. auszuwerten. Letzten ist der Eigenwiderstand der Chromschicht wegen ihrer extrem dünnen Dicke sehr hoch (größer als $1k\Omega$) und unregelmäßig verteilt. Das macht die optische und elektrische Messung bei der Chrom-Glasscheibe ungünstig.

Eine andere Option ist die *Spacer-Layer-Scheibe* zu benutzen. Da die Silikatschicht nicht Strom leitend ist, wird die Hälfte der Scheibe mit einer dickeren Chromschicht (c.a 300 nm) beschichtet (Abbildung 5.5). Durch die Erhöhung der Beschichtungsdicke wird der Eigenwiderstand reduziert. Ein paar Widerstandsmessung mit einem Multimeter lieferten den maximalen Wert von 8Ω und den minimalen Wert von $2,4 \Omega$. Die unbehandelte Hälfte kann man wie normal mit der *Spacer-Layer-Methode* benutzen, um die Schmierfilmdicke zu bestimmen.

Der nächste Schritt ist die behandelte Glasscheibe mit dem gesamten Testsystem isolieren. Das erfolgt durch die Verwendung einer Kunststoff-Unterlegscheibe und einer Kunststoffhülse, die Unterseite der Scheibe mit der Welle des 1. Motors trennen (Abbildung 5.6) Beide Teile sind aus *Polypropylen*,

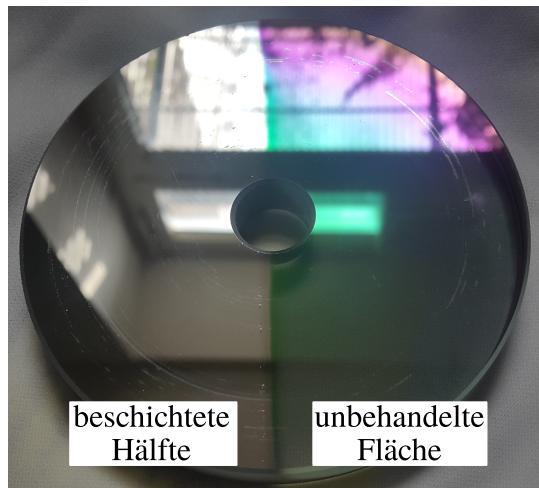


Abbildung 5.5: Die neue Spacer-Layer-Glasscheibe mit sichtbarer beschichteten Hälfte

welcher bis $80^{\circ}C$ beständig ist und die Unterlegscheibe ist nur $0,5\text{mm}$ dick. Da die Lasteinheit nicht nur in die horizontale sondern auch in die vertikale Richtung sich bewegen kann, ist diese minimale Höheänderung der Glasscheibe kein Problem. Die äußere Oberfläche der Hülse wurden an sechs Positionen flach gefräst. Die bilden sich mit der inneren Bohrung der Glasscheibe sechs Kanäle, die den Platz für die elektrische Verbindungen von Unterseite zur Oberseite der Scheibe schaffen. Die Kunststoff-Unterlegscheibe wurde mit der Hülse mit dem *Plastix* Klebe von Pattex geklebt, diese Verbindung ist gegen dem Wegrutschen der beiden Teilen während Betriebs zu sichern.

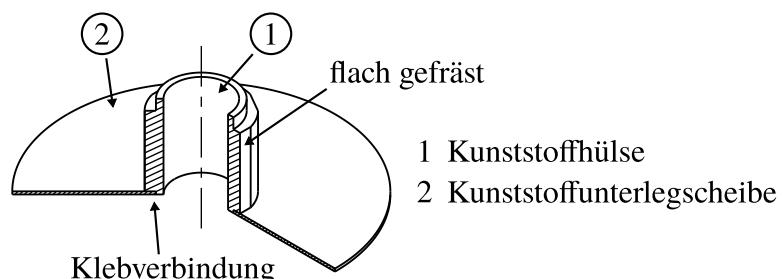


Abbildung 5.6: Isolierung der Glasscheibe

Um die elektrische Verbindung von der Unterseite der Scheibe nach oben zu bringen, werden sechs Kupferstreifen verwendet. Sie werden auf der Kunststoff-Unterlegscheibe angeklebt und durch die sechs Kanäle (zwischen Hülse und Glasscheibe) nach oben geführt. Dort werden sie bei der Montageposition zwischen der Oberkante der Hülse und einer Mitnehmerscheibe geklemmt und dadurch ist die elektrische Verbindung zwischen beiden Seitencheibe hergestellt. Die von oben geschraubt Sicherungsmutter sichert die ganze Baugruppe fest. Die Abbildung 5.7 zeigt die ganze Baugruppe der Glasscheibe an.

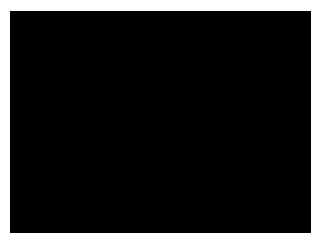


Abbildung 5.7: Glasscheibebaugruppe

5.4 Konstruktion des Deckels

Der originale Deckel des EHD-Prüfstands von PCS hat zwei wichtige Aufgabe. Erste soll er das Spritzöl vom Ölreservoir auf der Oberseite der Glasscheibe und in die Linsen der Lichtquelle schützen. Zweite, da es nur eine Öffnung für die Lichtquelle auf dem Deckel gibt, soll er die Störungen wegen Streulicht aus der Umgebung in den EHD-Kontakt bei der Messung reduzieren.

Für diese Arbeit wurde der Deckel modifiziert, so dass man die Kohlebürste, die die Messsignale von der Glasscheibe aufnimmt, in dem Deckel integrieren kann. Die gesamte Kohlebürste-Baugruppe wurde in dem Deckel durch eine M8 Bohrung angeschraubt und durch eine Kontermutter in Position gesichert. Dadurch wird die elektrische Kontakt zwischen der Kohlebürste und der Glasscheibe über die Mitnehmerscheibe hergestellt. An der Kante des Deckels gibt es eine kleine gefräste Nut. Durch die werden die von der Kugel zu tragenden Messsignalen Leitungen nach draußen an dem Messgerät geführt. Abbildung 5.8 zeigt den neuen Deckel und den elektrischen Kontakt zwischen der im Deckel integrierten Kohlebürste und der Glasscheibe.

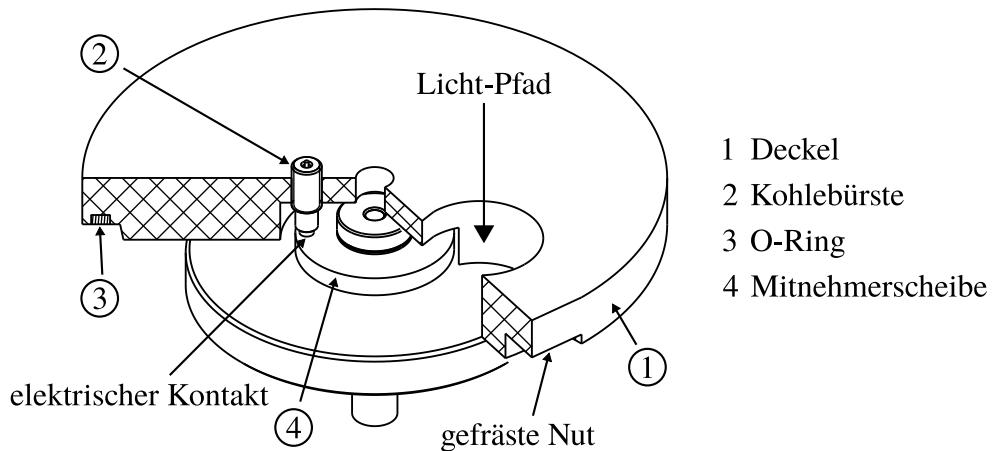


Abbildung 5.8: Der neue Deckel mit der integrierten Kohlebürste

6 Versuche auf dem EHD-Messgerät

6.1 Versuchte Öle

Um die Funktionsfähigkeit des neuen Messsystems zu überprüfen, wird es mit verschiedenen Schmierstoffen getestet.

Schmierstoff 1

- Firma
- Grund für das Öl
- Anwendungsbereiche
- technische Daten, kinematische Viskosität bei 40 und 100 Grad Celsius

Schmierstoff 2

- Firma
- Grund für das Öl
- Anwendungsbereiche
- technische Daten, kinematische Viskosität bei 40 und 100 Grad Celsius

6.2 Kapazitive Messgeräte zur Schmierfilmdickenbestimmung

6.2.1 RLC Messgerät

6.2.2 Stromladekurve Messgerät

6.3 Versuchsdurchführung

7 Diskussion

8 Zusammenfassung und Ausblick

Was soll in die Zusammenfassung sein.

Was ist der Ausblick von dieser Arbeit

9 Literaturverzeichnis

- [1] Bartz W. J und Möller U. J. *Expert Praxis-Lexikon Tribologie Plus*. Expert Verlag, Renningen, 2000.
- [2] Marek Wisniewski. *Elastohydrodynamische Schmierung*, volume 1. Expert Verlag, 2000.
- [3] F. Ruiz-Aquino M. Sánchez-Rubio, F. Chinas-Castillo and J. Lara-Romero. A new focus on the walther equation for lubricant viscosity determination. *Lubrication Science*, 18:95–107, 2006.
- [4] C. J. A. Roelands. *Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils*. PhD thesis, Technische Hogeschool Delft, Netherlands, 1966.
- [5] N Hirano, F. Kuwano and N Ohno. Oberservation of solidification of oils under high pressure, 1985.
- [6] A Cameron. *Principles of Lubrication*, volume 1. Longman, 1966.
- [7] Steinhilper W. und Sauer B. *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. Springer Verlag, Berlin, 2008.
- [8] Ckw-freie produktion von kupferrohren. <https://www.ikz.de/ikz-archiv/1996/05/9605148.php>. Zugriff: 2018-03-07.
- [9] Lexikon der kunststoffprüfung - polymer service gmbh merseburg. https://wiki.polymerservice-merseburg.de/index.php/HERTZ%C2%B4sche_Pressung. Zugriff: 2018-01-24.
- [10] Bernard J. Hamrock and Duncan Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. i - theoretical formulation. Technical report, Lewis research center, 1976.
- [11] Bernard J. Hamrock and Duncan Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. ii - ellipticity parameter results. Technical report, Lewis research center, 1976.
- [12] Bernard J. Hamrock and Duncan Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. iii - fully flooded results. Technical report, Lewis research center, 1977.
- [13] Bernard J. Hamrock and Duncan Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. iv - starvation results. Technical report, Lewis research center, 1977.
- [14] Marian Dumitru Furtuna. *Study of Film Formation in EHD Contacts Using a Novel Method Based on Electrical Capacitance*. PhD thesis, Brunel University West London, 2011.
- [15] R. Wayte G. J. Johnston and H. A. Spikes. The measurement and study of very thin lubricant films in concentrated contacts. *Tribology Transactions*, pages 187–194, 1991.

- [16] J. Hutchinson Philippa Cann and H. A. Spikes. The development of a spacer layer imaging method (slim) for mapping elastohydrodynamic contacts. *Tribology Transactions*, pages 915–921, 1996.
 - [17] Ehd2 - ultra thin film measurement system. <http://pcs-instruments.com/wp-content/uploads/2014/03/EHD2-Brochure2017.pdf>. Zugriff: 2018-03-12.
 - [18] M. J. Furey. Metallic contact and friction between sliding surface. *ASLE Transactions*, 4, 1961.
 - [19] Jens Kuhlmann. *Tribologische Eigenschaften von Wälzlagerschmierfetten bei dauerhaft niedrigen Betriebstemperaturen*. PhD thesis, Leibniz Universität Hannover, 2009.
 - [20] Matthias Barz. *Die Schmierfilmdilbung in fettgeschmierten schnelllaufenden Spindellagern*. PhD thesis, Leibniz Universität Hannover, 1996.
 - [21] Peter Brüser. *Untersuchungen über die Elastohydrodynamische Schmierfilmdicke bei elliptischen Hertzschén Kontaktflächen*. PhD thesis, Technische Universität Braunschweig, 1972.
 - [22] Thomas Walbeck. *Das Viskositätsverhalten und die Schmierfilmbildung von Schmierstoffen in Abhängigkeit von Druck und Temperatur*. PhD thesis, RWTH Aachen, 2004.
 - [23] T Dwyer-Joyce, R. S; Reddyhoff and J Zhu. Ultrasonic measurement for film thickness and solid contact in elastohydrodynamic lubrication. *Journal of Tribology*, (133 (3). 031501), 2011.
 - [24] Bruce W. Drinkwater Jie Zhang and Rob S. Dwyer-Joyce. Monitoring of lubricant film failure in a ball bearing using ultrasond. *ASME*, 128(612), 2006.
 - [25] Jones A. C; Millington M; Muhl J and De Freitas J M. Calibration of an optical fluorescence method for film thickness measurement. *Meas. Sci. Technol*, 12(23), 2001.
 - [26] PCS Instrument. *EHL Ultra Thin Film Measurement System - User Manual*, 1999.
 - [27] Eike Christian Wittek. Untersuchung des einflusses von bohrschlupf auf die ausbildung das schmierfilm in einem ehd-wälzkontakt. Technical report, Leibniz Universität Hannover, 2007.
 - [28] Jan-Niklas Mach. Schmierfilmhöhenmessung mit einem ehl-schmierfilmhöhenmessgerät. Technical report, Leibniz Universität Hannover, 2008.
- Bilde, Formelherleitung, Zeichnung etc...