

---

---

# Bewertung von Mischreibungsvorgängen in kontraformen Kontakten

---

---



**Jakob Moder**

DIPLOMARBEIT  
LEHRSTUHL FÜR ALLGEMEINEN MASCHINENBAU  
MONTANUNIVERSITÄT LEOBEN

LEOBEN, 2014

BETREUER  
*Dipl.-Ing. Dr. mont. Herbert Krامل*  
*Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. Florian Grün*

## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre an eides statt, dass ich diese Arbeit selbständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

## **Affidavit**

I declare in lieu of oath, that I wrote this thesis and performed the associated research myself, using only literature cited in this volume.

---

Datum

---

Unterschrift

## **Danksagung**

Der österreichischen Bundesregierung (insbesondere dem Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie und dem Bundesministerium für Wissenschaft, Forschung und Wirtschaft) vertreten durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG), und den Ländern Steiermark und Tirol, vertreten durch die Steirische Wirtschaftsförderungsgesellschaft mbH (SFG) sowie die Standortagentur Tirol, wird für die Förderung im Rahmen des COMET Förderprogramms herzlich gedankt.

Weiters möchte ich mich bei meinen Betreuern, Herrn Dipl.-Ing. Dr. mont. Herbert Krampfl und Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. Florian Grün für die ausgezeichnete Betreuung und Unterstützung, sowie für die Schaffung der Grundlagen um diese Arbeit durchführen zu können, bedanken. Auch Herrn Dipl.-Ing. Dr. mont. István Gódor gilt für die hilfreichen Ratschläge und interessanten Diskussionen mein herzlicher Dank.

Allen Mitarbeitern des Lehrstuhls für Allgemeinen Maschinenbau, der Montanuniversität Leoben, gilt mein Dank für die im Laufe meiner Tätigkeit entgegengebrachte Unterstützung und die angenehme Arbeitsumgebung.

Besonders herzlicher Dank gilt meinen Eltern, durch deren Vertrauen und Unterstützung mir es erst möglich war, das Studium Montanmaschinenbau zu absolvieren.

## **Kurzfassung**

Eine der größten Herausforderungen unserer Zeit ist wohl der schonende Umgang mit den uns zur Verfügung stehenden Ressourcen, sowie die Reduzierung von Treibhausgasen und Schadstoffen. Neben der Nutzung von erneuerbaren Energien wie z.B. Photovoltaik, Windkraft, Wasserkraft, oder Geothermie, bietet die Optimierung von bereits etablierten Systemen ein enormes Potential. So beträgt in Verbrennungskraftmaschinen der Anteil an Reibungsverlusten etwa 30% der aktuell abgegebenen Motorleistung. Aufgrund dieser Thematik und Vorgaben von Gesetzgeber und Unternehmen, ist eine detaillierte Analyse und Optimierung von geschmierten kontraformen Kontakten, die beispielsweise in Nockenwellen oder Zahnrädern vorkommen, notwendig um den immer höher werdenden Anforderungen gerecht zu werden.

Im Rahmen der Arbeit werden durch die Oberflächenmodifikationsprozesse Kugelstrahlen, Gleitschleifen und Schleifen die Oberflächenstrukturen von Bauteilen gezielt geändert, und die Auswirkungen auf das tribologische System detailliert analysiert. Die Analysemethodik gliedert sich dabei in drei Teilbereiche. So werden mit einem Zweischeibenprüfstand Versuche durchgeführt, wobei die Steuergrößen Temperatur, Geschwindigkeit, Pressung und Schlupf vorgegeben und die Größen Reibwert, Temperatur und Kontaktpotential gemessen werden. Begleitend werden optische Analysen durch ein Laserkonfokalmikroskop durchgeführt, die dadurch generierten Daten werden in einer eigens entwickelten MATLAB Software ausgewertet. Die Software ermöglicht eine 3D Visualisierung der Oberfläche, sowie eine Ermittlung von 3D Oberflächenkennwerten. Abschließend werden die durchgeführten Versuche in einem eigens entwickelten Mischreibungsmodell in der Software COMSOL Multiphysics simuliert.

Die Ergebnisse zeigen, dass eine Verfahrenskombination von Kugelstrahlen und Gleitschleifen (KSGS) die Reibungsverluste im Vergleich zu herkömmlichen Schleifen drastisch reduzieren kann. Für bestimmte Situationen ergibt sich eine Reduzierung des Reibungskoeffizienten um den Faktor zwei. Bei der KSGS Verfahrenskombination bildet sich eine extrem glatte Oberfläche, die aber trotzdem noch Schmiertaschen enthält, wodurch sich auch noch bei niedrigen Geschwindigkeiten ein sehr günstiger Reibwert ergibt. Die detaillierten optischen Analysen zeigen, dass diese Art von Oberflächen kaum Einlaufbedarf aufweisen. Oberflächen, die nur gleitgeschliffen (GS) werden, können nicht die Eigenschaften von KSGS Oberflächen erreichen. Kugelgestrahlte (KS) Oberflächen zeigen aufgrund der hohen Rauigkeit das schlechteste Reibverhalten. Allerdings stellt sich heraus, dass sich diese Oberflächen im Betrieb sehr gut aneinander anpassen können. Eingelaufene KS Oberflächen weisen weiters einen um etwa 10% geringeren Reibwert im Vergleich zu nicht eingelaufenen Proben auf. Der Vergleich der Oberflächenparameter der verschiedenen bearbeiteten Oberflächen ergibt, dass der statistische Kennwert Schiefe ein sehr gutes Maß für das tribologische Verhalten von Oberflächen ist, wobei grundsätzlich eine möglichst kleine Schiefe anzustreben ist. Durch die abschließend durchgeführten numerischen Berechnungen kann das Verhalten der verschiedenen Modifikationsverfahren noch detaillierter untersucht werden. Es kann gezeigt werden, dass das Reibungsverhalten bei niedrigen Drehzahlen durch das Losreißen der Oberflächen dominiert wird. Bei höheren Drehzahlen überwiegt die Fluidreibung und die Berücksichtigung von nicht Newton'schen Fluidverhalten ist maßgebend. Durch die im Rahmen der Arbeit erzielten Ergebnisse aus Versuchen, optischer Analyse und numerischer Simulation, können konkrete Empfehlungen für eine gezielte Optimierung der Oberflächenstruktur von verschiedenen kontraformen Kontakten abgegeben werden.

## Abstract

One of the major challenges of our generation is the sustainable usage of the resources available on planet earth and the reduction of emissions and pollutants. Besides the usage of alternative energy sources, such as photovoltaics, hydro or geothermal energy, the optimization of already proven technologies bears a high potential for improvement, combustion engines for instance, have friction losses of about 30% of the currently provided horsepower output. Due to these circumstances and requirements of legislation and companies, detailed analysis and sophisticated optimization of non-conforming contacts, such as camshafts or gears, are necessary to treat the rising demands.

This thesis deals with different surface modification processes, namely shot peening, vibratory finishing and grinding, and their effects on the performance of tribological systems. The employed methodology consists of three major parts. Firstly, experiments are carried out using a two-disc testrig, whereby temperature, speed, load and slip are set and temperature, friction force and contact potential are measured. Secondly, the surface microstructure is investigated through a laser confocal microscope, the data is then processed further into an in house developed software for 3D surface evaluation and 3D parameter calculations. Finally, numerical simulations are performed, employing a newly developed mixed friction model, which has been created on basis of existing projects, in COMSOL Multiphysics. To generate accurate results, surface data of the surfaces investigated, is imported into the simulation software.

Results reveal, that a sophisticated application of shot peening and vibratory finishing (SPVF) yields an outstanding frictional performance in comparison to grinded surfaces. In some cases the COF is reduced by a factor of two, which is a remarkable result. SPVF surfaces have an extremely smooth plateau structure, which still contains small dimples. Therefore a hydrodynamic pressure build up and a low COF are possible, even at very low speed. Almost no running-in is required for these kind of surfaces, as detailed optical analysis of the specimens show. Furthermore, surfaces that have been vibratory finished (VF) only, perform just slightly better than surfaces only grinded. The highest friction is found when applying the shot peening process (SP). Due to the very rough surface the friction is quite high, however running in is still possible, as detailed investigations of surfaces reveal. It is remarkable that the COF is about 10% lower for surfaces, which have completed the running in process. The comparison of different surface parameters shows, that the statistical value skewness is a strong indicator of the tribological performance of the surfaces, especially low values are favorable. Numerical computations confirm, that it is highly significant to know the COF of asperity contacts, in order to perform accurate numerical simulations for low speed and therefore low film thickness. Contrary, at high speed, asperity contacts are often negligible, fluid friction dominates and the consideration of non-Newtonian fluid behavior is key.

The results, which have been obtained by applying a methodology consisting of experiments, optical analysis and numerical simulation, can be utilized for sophisticated optimizations of the surface structure of a wide variety of non-conforming contacts.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>v</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>2</b>
2.1 Kontraforme Maschinenelemente . . . . .	2
2.2 Werkstoffe für hochbelastete Kontakte . . . . .	3
2.3 Technische Oberflächen . . . . .	5
2.4 Verfahren zur Modifikation von Oberflächen . . . . .	8
2.5 Physikalische Vorgänge in hochbelasteten Kontakten . . . . .	11
2.6 Modellierung von kontraformen Kontakten . . . . .	17
2.7 Numerische Methoden . . . . .	27
<b>3 Methodik</b>	<b>29</b>
3.1 Versuchsaufbau . . . . .	29
3.2 Optische Analyse . . . . .	31
3.3 Numerisches Modell . . . . .	34
<b>4 Ergebnisse</b>	<b>38</b>
4.1 Testprogramm und Proben . . . . .	38
4.2 Versuchsergebnisse und optische Analyse . . . . .	41
4.3 Einlaufverhalten . . . . .	52
4.4 Simulation . . . . .	59
<b>5 Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>71</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>73</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>76</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>77</b>

# Kapitel 1

## Einleitung

Eine der wohl größten Herausforderungen unserer Generation ist der nachhaltige Umgang mit den uns zur Verfügung stehenden Ressourcen. Zahlreiche wissenschaftliche Studien belegen, dass der in den letzten Jahren erlebte Anstieg der durchschnittlichen Erdtemperatur und damit verbundene Konsequenzen, wie Eisschmelze oder die Steigung des Meeresspiegels, mit hoher Wahrscheinlichkeit auf den massiven Eingriff der Menschheit, in Form der Freisetzung von Treibhausgasen wie Kohlenstoffdioxid, Methan oder Wasserdampf, zurückzuführen sind. Neben den klassischen erneuerbaren Energien, wie Windkraft, Solar oder Wasserkraft, besteht ein enormes Potential für die Reduktion von Energieverbrauch und Emission durch die Optimierung bereits bestehender, etablierter Systeme. So beträgt beispielsweise in Verbrennungskraftmaschinen der Verlust durch Reibung etwa ein Drittel der aktuell abgegebenen Motorleistung. Dieses Beispiel zeigt, dass auch ausgereifte Entwicklungen noch immense Möglichkeiten für Verbesserung bieten, so wurde in den letzten 10 Jahren der Wirkungsgrad von Dieselmotoren deutlich verbessert. Fortschritte in der Effizienz bedeuten in der Regel eine höhere Belastung für Maschinenelemente, daher ist es notwendig gezielte Optimierungen vorzunehmen.

Kontraforme Kontakte sind in Verbrennungskraftmaschinen in Form von Nockenwellen vertreten, kommen aber auch in vielen anderen Maschinen zum Einsatz, das wohl bekannteste Beispiel für diese Art von Kontakt ist ein Zahnrad. Um das tribologische Verhalten dieser Maschinenelemente zu verbessern kann einerseits das Verhalten von Ölen optimiert werden, insbesondere die Reibungsverluste können durch sogenannte Ultra Low Viscosity Öle verringert werden. Im Vergleich zu herkömmlichen Ölen ergibt sich allerdings eine verminderte Schmierfilmdicke, wodurch Komponenten häufiger im Mischreibungsbereich betrieben werden und somit eine höhere Anfälligkeit für Verschleiß aufweisen. Andererseits können Oberflächen durch spezielle Verfahren modifiziert werden um Reibung zu minimieren und Verschleiß möglichst gering zu halten. In der vorliegenden Arbeit sollen in Frage kommende Verfahren detailliert untersucht werden. Die Auswirkungen von verschiedenen Verfahren sollen durch einen Zweischeibenprüfstand versuchsstechnisch erfasst werden. Um ein tiefgehendes Verständnis der Versuchsergebnisse zu gewährleisten soll außerdem eine detaillierte optische Analyse der Mikrostruktur der Oberflächen erfolgen. Weiters ist ein am Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau entwickeltes numerisches Simulationsmodell für kontraforme Kontakte so zu erweitern, dass Mischreibungsvorgänge erfasst werden können.

# Kapitel 2

## Stand der Technik

In diesem Kapitel sollen jene Grundlagen erläutert werden, auf denen die vorliegende Arbeit aufbaut. Es wird ein kurzer Überblick über typische kontraforme Maschinenelemente gegeben und aufgezeigt warum diese für eine Vielzahl von Maschinen unverzichtbar sind. Danach folgt eine Übersicht über typischerweise eingesetzte Werkstoffe. Weiters bieten sich verschiedene Verfahren an, um Oberflächenstrukturen zu ändern, welche ebenfalls detailliert erläutert werden sollen. Um die Mikrostruktur der Oberflächen systematisch erfassen und vergleichen zu können sind statistische Verfahren notwendig, diese Thematik soll ebenfalls behandelt werden. Zu guter Letzt erfolgt noch eine ausführliche Beschreibung der der physikalischen Vorgänge und Modellierung von kontraformen Kontakten, insbesondere behandelt werden die Reynoldsgleichung, mathematische Modelle für Schmieröle, sowie Kontaktmechanik.

### 2.1 Kontraforme Maschinenelemente

In einer Vielzahl von Apparaten kommen Zahnräder zum Einsatz. Getriebe in Kraftfahrzeugen werden beinahe ausschließlich durch den Einsatz von Zahnrädern realisiert. Ein großer Vorteil gegenüber anderen Maschinenelementen ist die formschlüssige Natur von Zahnrädern, wodurch die Übersetzung von der Belastung unabhängig ist. Wenn hohe Momente übertragen werden müssen sind Zahnräder meist erste Wahl, weiters ist durch Zahnräder ein hoher Wirkungsgrad realisierbar. Als nachteilig anzusehen ist, dass Zahnräder typischerweise geschmiert werden müssen um eine ordnungsgemäße Funktion zu gewährleisten, wobei Kunststoffzahnräder hiervon ausgenommen sind. Weiters ist der Austausch von Zahnrädern, beispielsweise aufgrund eines defektes, durchaus aufwändiger als bei Zugmitteltrieben. Die Auslegung erfolgt typischerweise zweistufig, einerseits wird die Zahnfußfestigkeit betrachtet, durch die Belastungen der Zähne in Umfangsrichtung entstehen in den Fußrundungen der Zähne Spannungsüberhöhungen aufgrund der Kerbwirkung. Dieser Sachverhalt ist ein Teilgebiet der Betriebsfestigkeit und wird üblicherweise nach DIN3990 bearbeitet. Andererseits muss ein Nachweis der Zahnflankentragfähigkeit (auch Grübchentragfähigkeit genannt) erfolgen. Grundlage hierfür sind die Hertz'schen Gleichungen für den Linienkontakt (siehe Modellierung von kontraformen Kontakten). Hierfür wird der Zahnflankenkontakt durch Kreise, bzw. bei Betrachtung der endlichen Ausdehnung von Zahnrädern durch Zylinder, angenähert. Für die versuchstechnische Beurteilung von Zahnflankenkontakten ist es daher üblich wesentlich



kostengünstigere, einfacher herzustellende und leichter zu bearbeitende zylindrische Proben zu verwenden.

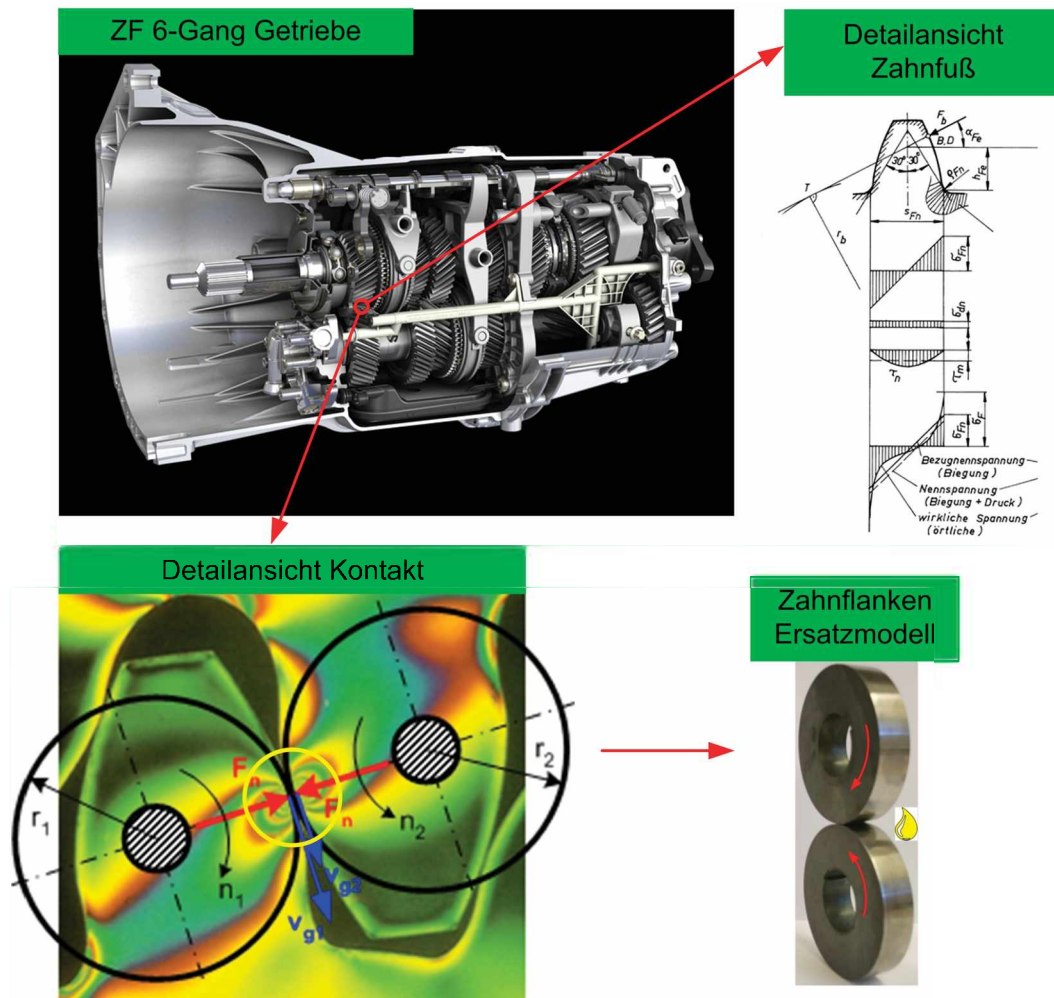


Abbildung 2.1: Analyse von Zahnradern am Beispiel eines manuellen 6-Gang-Getriebes von ZF [ZF14] [Alb11] [Kra12] [Eck93]

Ein weiterer prominenter Vertreter kontraformer Kontakte ist die Nockenwelle, deren Aufgabe die exakte Öffnung und Schließung von Ventilen in Verbrennungskraftmaschinen ist. Auch hier können die Nocken durch einfache Kreise angenähert werden, wodurch die selben Überlegungen wie für Zahnräder gelten.

## 2.2 Werkstoffe für hochbelastete Kontakte

In hochbelasteten Kontakten können extrem große Spannungen bis zu 3 GPa [Goh01] auftreten, zusätzlich können durch Relativbewegung der Oberflächen, für den Fall dass sich kein tragender Schmierfilm ausbilden kann, direkte Kontakte der Reibpartner auftreten. Außerdem treten aufgrund von Betriebsbedingungen und viskoser Erwärmung des Schmieröles Temperaturbelastungen auf. Bei der Werkstoffwahl muss somit eine Vielzahl von Einflüssen berücksichtigt werden um einen sicheren und effizienten Betrieb zu gewährleisten.

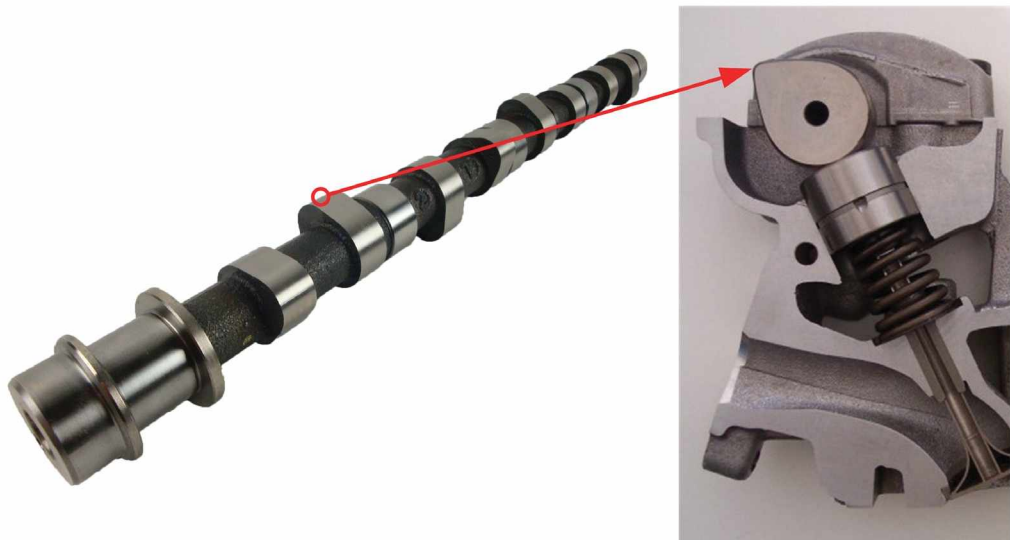


Abbildung 2.2: Abbildung einer Nockenwelle und Detailansicht des Kontaktbereiches im Zylinderkopf [Wik14]

In Tabelle 2.1 werden typische Werkstoffe unter Angabe entsprechender mechanischer Kennwerte, entnommen aus [Sch11], dargestellt.

Werkstoffgruppe	Beispiel	Mindeststreckgrenze [MPa]	Mindestzugfestigkeit [MPa]	Mindesthärte
Vergütete, legierte Stähle	34CrMo4	550	800	250 HV
Randschichtgehärtete, vergütete Stähle	42Cr4	560	800	54 HRC
Einsatzgehärtete, legierte Stähle	20MnCr5 HH	700	1000	54 HRC
Nitrocarburierete und nitrierte, legierte Stähle	34CrNiMo6 V	800	1000	500 HV
Gusseisen	EN-GJS-400	250	400	180 HB
Stahlguss	GS-60	300	600	180 HB
Baustahl	E335	335	490	190 HB

Tabelle 2.1: Werkstoffe für hochbelastete Kontakte

Insbesondere für die Betrachtung der Zahnflankenfestigkeit ist zu beachten, dass die mechanischen Kennwerte in Oberflächennähe, durch Anwendung verschiedener Oberflächenmodifikationsverfahren, sich oftmals massiv von den Kennwerten im Rohzustand unterscheiden. Dies ist sehr oft durchaus erwünscht, so wird beispielsweise durch Randschichthärten, wie der Name bereits impliziert, nur die äußerste Schicht bis zu einer ungefähren Tiefe von 1mm gehärtet. Im Kern des Bauteils bleibt nach wie vor die weiche, elastisch nachgiebige Grundstruktur vorhanden.

## 2.3 Technische Oberflächen

Oberflächen, die mit nacktem Auge als ähnlich eingestuft werden könnten, weisen oft völlig unterschiedliche Eigenschaften auf. Oberflächen sind wichtige Bestandteile von Maschinenelementen, deren Aufbau entscheidend für Lebensdauer, Reibungsverhalten und Optik ist. Weiters stellen sie die geometrische Begrenzung eines Bauteils zu dessen Umgebungsmedium dar.

Aus tribologischer Sicht erfolgt dabei eine ganzheitliche Beurteilung des Systems. Der Begriff tribologisches System umfasst wie in Abbildung 2.3 dargestellt die Komponenten Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenstoff und Umgebungsmedium. Bei kontraformen Kontakten wird als Zwischenstoff überwiegend Öl eingesetzt, das Umgebungsmedium kann je nach Einsatzgebiet verschieden sein und bei Grundkörper bzw. Gegenkörper handelt es sich um die betrachteten Maschinenelemente.

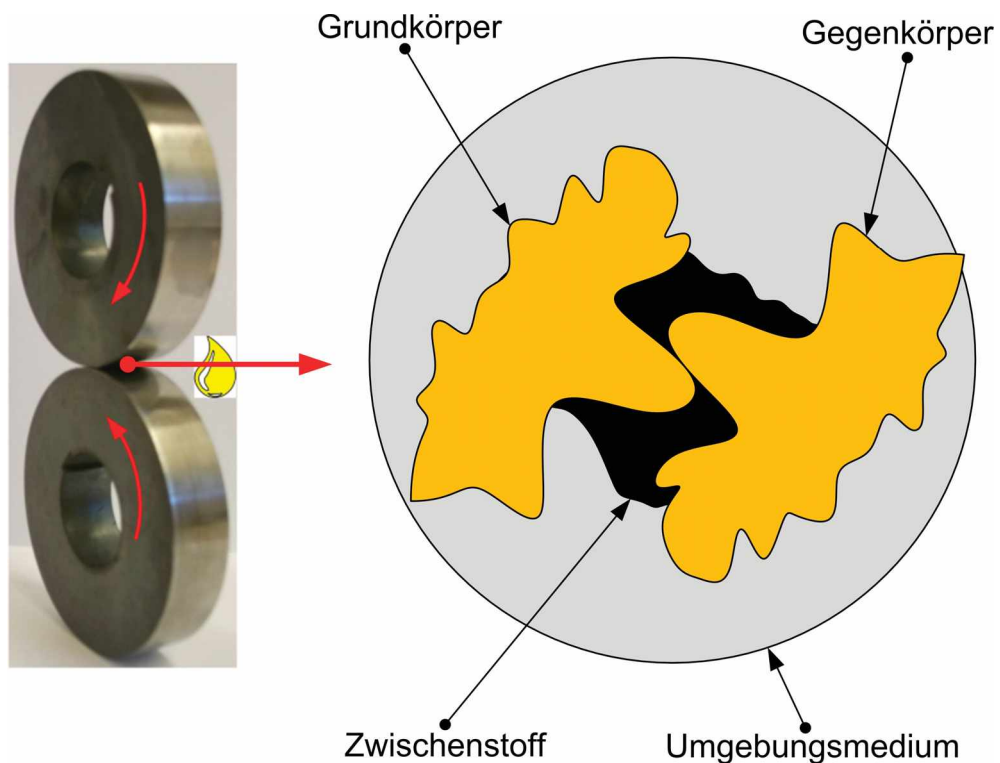


Abbildung 2.3: Tribologisches System [Kra12]

Die technische Struktur der Oberflächen von Maschinenelementen ist dabei entscheidend für die Performance des tribologischen Systems. Um eine systematische Erfassung von Oberflächen zu ermöglichen wurden in der DIN EN ISO 4287 Rauheitsparameter definiert welche sich im allgemeinen Gebrauch durchgesetzt haben. Abbildung 2.4 zeigt ein 2-dimensionales Profil.

Ein sehr oft verwendeter Kennwert ist dabei der Mittelrauwert, dabei wird der Absolutwert des Profils über eine Messlänge aufintegriert und anschließend durch die Messlänge dividiert.

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |y(x)| dx \quad (2.1)$$

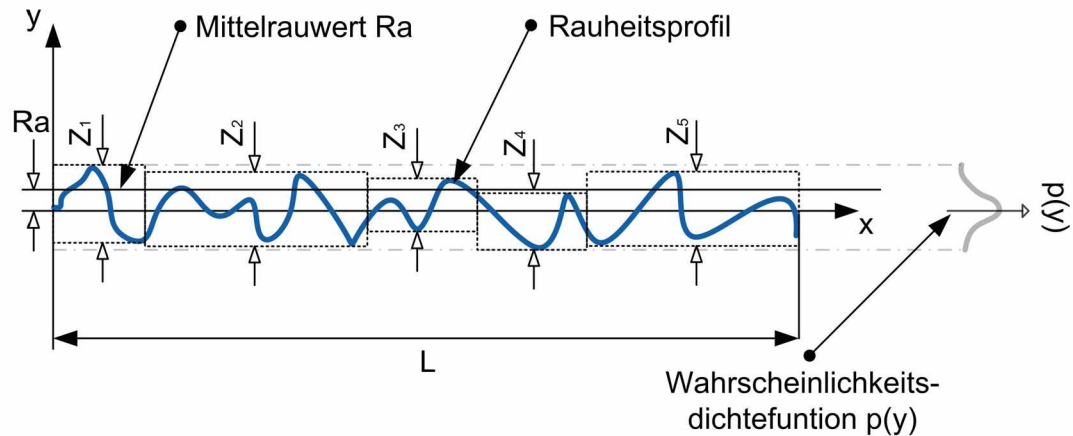


Abbildung 2.4: Oberflächenprofil und Rauheitsparameter

Die Aussagekraft der Mittelrauwertes ist sehr beschränkt, da einmalige Ausreißer, die z.B. aus tribologischer Sicht sehr signifikant sein können, sich kaum auf diese Oberflächenkennzahl auswirken. Aufgrund der einfachen Berechnung wird dieser Wert jedoch meist bevorzugt angegeben.

Die gemittelte Rautiefe ist eine Kenngröße mit höherer Aussagekraft, da entlang einer Bezugsstrecke die größten 5 Einzelrautiefen für eine Mittelwertbildung herangezogen werden.

$$R_z = \frac{1}{5}(Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5) \quad (2.2)$$

Für eine gesamtheitlichere Betrachtung von Oberflächen bietet es sich an auf Methoden der Statistik zurückzugreifen. Eine gängige Methodik ist die Darstellung der Oberfläche als Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion, wie sie ebenfalls in Abbildung 2.4 dargestellt ist. Für einige Oberflächenstrukturen kann die tatsächliche Dichtefunktion in guter Näherung als normalverteilt angenommen werden. Mathematisch wird diese Funktion über die Gauss'sche Glockenkurve beschrieben.

$$p(y) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(y-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (2.3)$$

Der Parameter  $\mu$  bezeichnet den Mittelwert, in der Regel wird für die Analyse von Oberflächen das Profil so verschoben, dass dieser 0 ist. Der andere Parameter  $\sigma$  bezeichnet die Standardabweichung der Verteilungsfunktion. Diese ist ident mit dem mittleren quadratischen Rauwert  $R_q$ .

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^2} = R_q \quad (2.4)$$

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (2.5)$$

Wenn Oberflächen detailliert analysiert werden müssen, so wird meist eine Abbottkurve nach DIN EN ISO 4287:2010 zu Hilfe genommen. Aus statistischer Sicht handelt es sich hierbei um nichts anderes als die kumulierte Verteilungsfunktion, welche in diesem Fall durch Integration der Dichtefunktion von  $y$  (Zufallsvariable, im Fall von Oberflächen die Höhenkoordinate) bis unendlich berechnet wird.

$$A = \int_y^{\infty} p(y) dy \quad (2.6)$$

Die eingezeichnete Sekante hat eine Länge von 40% der  $x$  Koordinate und wird so lange an der Kurve verschoben, bis sie die geringste Neigung hat und anschließend auf die gesamte Breite verlängert. [Vol05]

Abbildung 2.5 zeigt eine Dichtefunktion, die zugehörige Abbottkurve, sowie Rauheitsparameter.

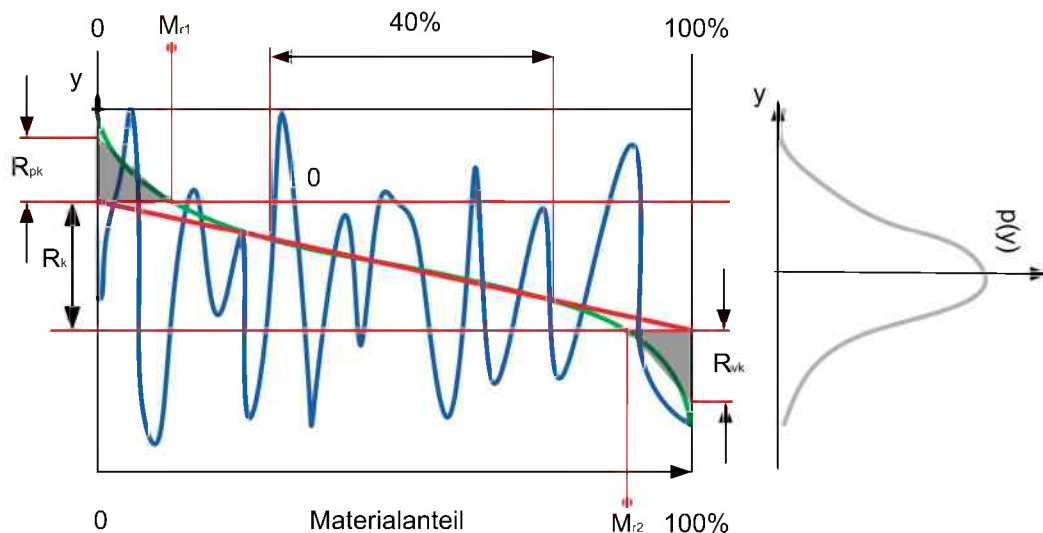


Abbildung 2.5: Abbottkurve, Dichtefunktion und Rauheitsparameter

Die Rauheitsparameter werden wie folgend angegeben bezeichnet:

- $R_k$ : Kernrautiefe
- $M_{r1}$ : Kleinster Materialanteil
- $M_{r2}$ : Größter Materialanteil
- $R_{pk}$ : Reduzierte Spitzenhöhe, Bestimmung durch flächengleiches Dreieck
- $R_{vk}$ : Reduzierte Riefentiefe, Bestimmung durch flächengleiches Dreieck

Wie Abbildung 2.5 zeigt ist die Bestimmung der Kenngrößen im Vergleich zu den eingangs genannten Rauheitswerten deutlich aufwändiger, allerdings können Oberflächen dadurch wesentlich genauer charakterisiert werden. Für das System Kolbenring-Zylinderlaufbahn in Verbrennungskraftmaschinen werden möglichst kleine  $R_{pk}$  Werte angestrebt, gleichzeitig soll  $R_{vk}$  groß sein. Eine solche Plateau Struktur kann beispielsweise durch Honen erzeugt werden.

Da es sich bei der Abbottkurve lediglich um eine mathematische Transformation der Dichtefunktion handelt, können anhand dieser ebenfalls detaillierte Aussagen über die technische Oberfläche getroffen werden. Eine potentielle Kenngröße hierfür ist die Schiefe (Englischer Fachausdruck: Skewness).

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left( \frac{x_i - \mu}{\sigma} \right)^3 \quad (2.7)$$

Die Schiefe gibt an, wie sehr eine bestimmte Verteilung von einer Normalverteilung abweicht, für eine Normalverteilung ergibt sich eine Schiefe von 0. Es gibt grundsätzlich keine allgemeingültige, anschauliche Aussage wie für eine bestimmte Schiefe die Verteilungsfunktion aussehen muss. Abbildung 2.6 zeigt jedoch grundsätzliche Trends für Verteilungen mit positiver und negativer Schiefe.

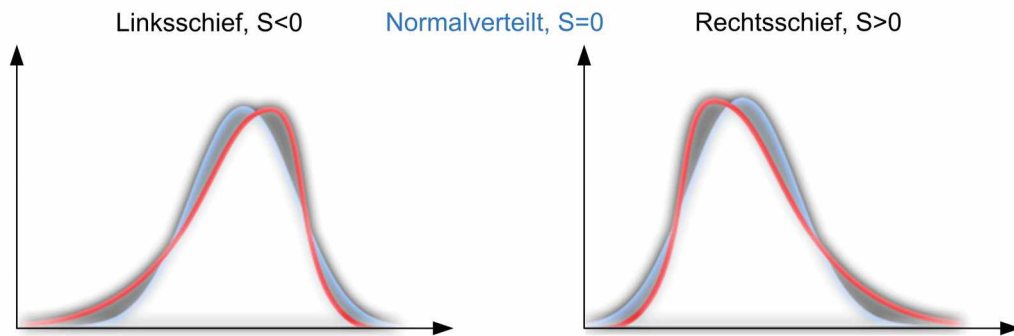


Abbildung 2.6: Auswirkung verschiedener Schiefen auf Verteilungsfunktionen.

Im Bezug auf die Aussagekraft der Schiefe für technische Oberflächen lässt sich nun die Vermutung aufstellen, dass plateauartige Oberflächen (niedrige  $R_{pk}$ , hohe  $R_{vk}$ ) eine negative Schiefe aufweisen müssten.

## 2.4 Verfahren zur Modifikation von Oberflächen

Um die Eigenschaften von Bauteilen gezielt zu ändern, werden oftmals deren Oberflächen verändert. Es existiert eine Vielzahl verschiedener Methoden, welche sich von mechanischen Bearbeitungsverfahren über chemische und physikalische bis hin zur Laserbearbeitung erstrecken. Für kontraforme Kontakte sind Härteverfahren wie beispielsweise Anlassen, Einsatzhärten, Nitrieren oder Nitrocarburieren von großer Bedeutung. Diese werden insbesondere durchgeführt um eine hohe Verschleißbeständigkeit zu gewährleisten und die Zahnflankentragfähigkeit zu erhöhen.

Ein besonderer Fokus wird in dieser Arbeit auf die Verfahren Kugelstrahlen und Gleitschleifen gelegt.

### 2.4.1 Kugelstrahlen

Beim Kugelstrahlen wird die Oberfläche eines Bauteils mit einem kugelförmigen Strahlmittel kontrolliert beschossen. Für das Strahlmittel können verschiedene Werkstoffe, wie

beispielsweise Stahl, Glas oder Keramik zum Einsatz kommen. Durch das Auftreffen des Strahlmittels an der Oberfläche wird diese eingedrückt, es entstehen plastische Deformationen und Druckeigenspannungen.

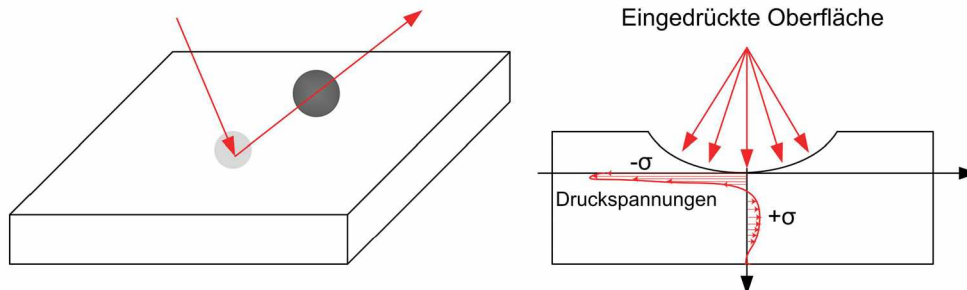


Abbildung 2.7: Beschuss einer Platte durch eine Kugel und Eindruck

Je nach Situation können dabei die Bearbeitungsparameter Strahlmaterial, Kugelgeschwindigkeit, Strahlzeit und Strahlintensität festgelegt werden. Kugelstrahlen wird typischerweise durchgeführt, da sich die eingebrachten Druckeigenspannungen (siehe Abbildung 2.7) äußerst günstig auf die Dauerfestigkeit zugspannungsbelasteter Bauteile auswirken, so werden bei Zahnrädern die Zahnfußrundungen in der Regel kugelgestrahlt. Abbildung 2.8 zeigt Bilder eines Laserkonfokalmikroskops von einer geschliffenen und einer kugelgestrahlten Oberfläche.



Abbildung 2.8: Vergleich einer geschliffenen und einer kugelgestrahlten Oberfläche

Auf Abbildung 2.8 sind die Auswirkungen des Kugelstrahlverfahrens auf die Oberfläche sehr gut ersichtlich. Typischerweise wird die Oberflächenrauigkeit durch das Verfahren deutlich erhöht, bereits mit freiem Auge kann das durch die sehr matte Optik erkannt werden.

## 2.4.2 Gleitschleifen

Unter dem Begriff Gleitschleifen werden viele ähnliche Prozesse zusammengefasst, deren gemeinsames Ziel es ist, eine möglichst glatte Oberfläche zu erzeugen, Werte bis zu  $R_a = 0,01\mu m$  sind möglich. Da viele Anbieter dieser Technologie eigene Varianten entwickelt haben und diese auch oft verschieden benannt werden, gibt es eine Vielzahl unterschiedlicher Bezeichnungen: Vibrationsgleitschleifen, C.A.S.E, Isotrope Superfeinbearbeitung, Superfinishing, u.v.m.. Bei all diesen Prozessen passiert grundsätzlich folgendes: Das Werkstück wird in einen Behälter eingelegt, in dem sich eine sehr große

Zahl kleiner, abrasiver Schleifkörper befindet. Es wird nun beispielsweise durch Vibrieren des Behälters ein Schleifvorgang durch die Relativbewegung zwischen Werkstück und den abrasiven Partikeln ausgelöst, oft wird noch eine chemische Schleifflüssigkeit verwendet um den Vorgang zu beschleunigen. Abbildung 2.9 zeigt ein modernes Verfahren, das robotergeführte Tauchgleitschleifen [Det12]. Hier wird eine zusätzliche Relativbewegung durch einen Roboterarm durchgeführt, wodurch sich eine optimierte Prozessführung ergibt.

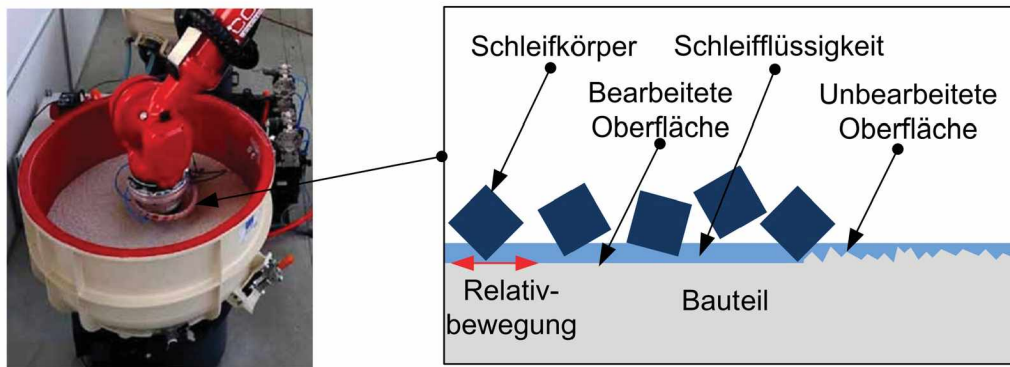


Abbildung 2.9: Gleitschleifroboter [Det12] und Detailansicht des Gleitschleifverfahrens

Gleitschleifen ist kein neuer Prozess sondern wurde bereits in den 80er Jahren entwickelt. Damals hauptsächlich für dekorative Zwecke, da gleitgeschliffene Oberflächen in der Regel eine hohe Reflexion aufweisen. Bald wurde allerdings erkannt wie günstig sich diese Oberflächen aus tribologischer Sicht verhalten, seitdem wird das Verfahren vorrangig im höherpreisigen Segment, also Luftfahrtindustrie, Motorsport, Großmaschinen etc., eingesetzt. Aufgrund von Fortschritten und Neuentwicklungen ist das Verfahren mittlerweile auch interessant für andere Maschinen geworden. Abbildung 2.10 zeigt hierbei einen Vergleich zwischen herkömmlichem Schleifen und Gleitschleifen anhand eines Zahnrades.



Abbildung 2.10: Optische Auswirkung des Gleitschleifens [Win11]

Obwohl Gleitschleifen mittlerweile sehr oft zum Einsatz kommt, gibt es noch sehr wenige wissenschaftliche Untersuchungen bezüglich der Prozessführung. Typische Parameter wie Bearbeitungszeit, Erregungsfrequenz (des Behälters), Werkstück Geschwindigkeit und Art des Schleifmittels werden meist nach Erfahrungswerten gewählt, um die gewünschten Resultate möglichst effizient zu erhalten.



## 2.5 Physikalische Vorgänge in hochbelasteten Kontakten

In hochbelasteten Kontakten, die typischerweise bei Zahnflankenkontakten oder Nockenwelle-Stößel Kontakten vorkommen, treten komplexe Wechselwirkungen zwischen Werkstoff, Schmierstoff und Umgebung auf. Aufgrund der hohen Drücke, die durchaus einige GPa erreichen können, kommt es zu einer Deformation der Kontaktpartner. Die Größenordnung der Deformation bewegt sich im Bereich der Schmierpaltdicke und muss daher berücksichtigt werden. Eine fundamentale Bedeutung für das tribologische Verhalten dieser Kontakte nimmt der Schmierstoff ein. Einerseits weisen dessen physikalische Eigenschaften, wie beispielsweise Dichte oder Viskosität, eine Abhängigkeit von der Temperatur auf, wodurch sich je nach Betriebszustand verschiedene Szenarien ergeben können. Andererseits ist die Viskosität auch von der Relativgeschwindigkeit der Oberflächen zueinander abhängig. [Goh01]

Die Geschwindigkeiten der Kontaktflächen werden über die Definition des Schlupfs in Zusammenhang gebracht. Es gibt verschiedene Konventionen, in der vorliegenden Arbeit wird der Schlupf folgendermaßen definiert:

$$s = \frac{|u_1 - u_2|}{u_1 + u_2} \quad u_2 = u_1 \frac{1 + s}{1 - s} \quad (2.8)$$

Da die mittlere Geschwindigkeit  $u_m = (u_1 + u_2)/2$  bei dieser Definition kontinuierlich ansteigt, spricht man von einer steigenden hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit.

Abbildung 2.11 zeigt einen hochbelasteten Kontakt mit Druck-, Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung.

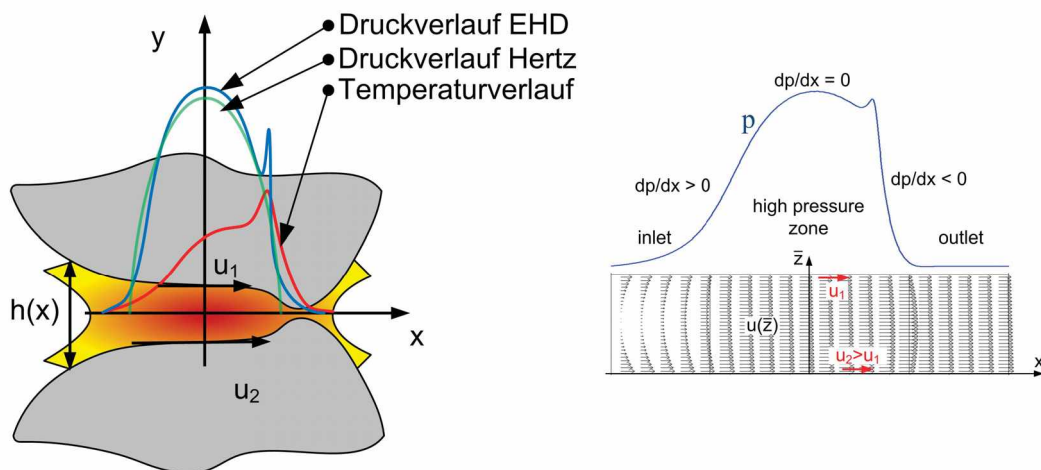


Abbildung 2.11: Physikalische Vorgänge in einem hochbelasteten Kontakt [Kra12]

Deutlich erkennbar ist die Abplattung der ursprünglich kreisrunden Oberflächen aufgrund der hohen Belastung. Während sich für trockene Kontakte die in grün dargestellte Druckverteilung nach Hertz ergibt, so ist für geschmierte Kontakte die in blau dargestellte elastohydrodynamische Spannungsverteilung gültig. Tritt eine Relativgeschwindigkeit auf, so wird das Fluid auf Scherung beansprucht, dies führt zu einer Erhöhung der Schmierpaltdicke. Die Scherung wird durch den Schergradienten quantifiziert:

$$\gamma = \frac{\partial u(y)}{\partial y} \quad (2.9)$$

Viele Schmieröle weisen eine ausgeprägte Abhängigkeit der Viskosität vom Schergradienten auf, wie Abbildung 2.12 verdeutlicht.

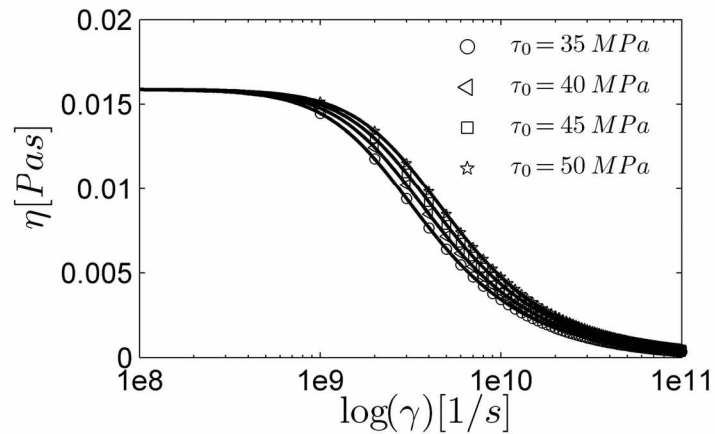


Abbildung 2.12: Viskosität in Abhängigkeit des Schergradienten [Kra12]

Dies liegt in erster Linie daran, dass ein Fluid nicht beliebig hohe Schubspannungen übertragen kann. Wird ein Grenzwert überschritten, so steigt die Schubspannung nicht mehr weiter an.

Im Hinblick auf das tribologische Verhalten von kontraformen Kontakten ist der Reibungskoeffizient in Abhängigkeit des Schlupfs besonders interessant. Abbildung 2.13 zeigt qualitativ eine typische Reibwertkurve für einen Versuch, der an einem Zweiseibenprüfstand durchgeführt wurde.

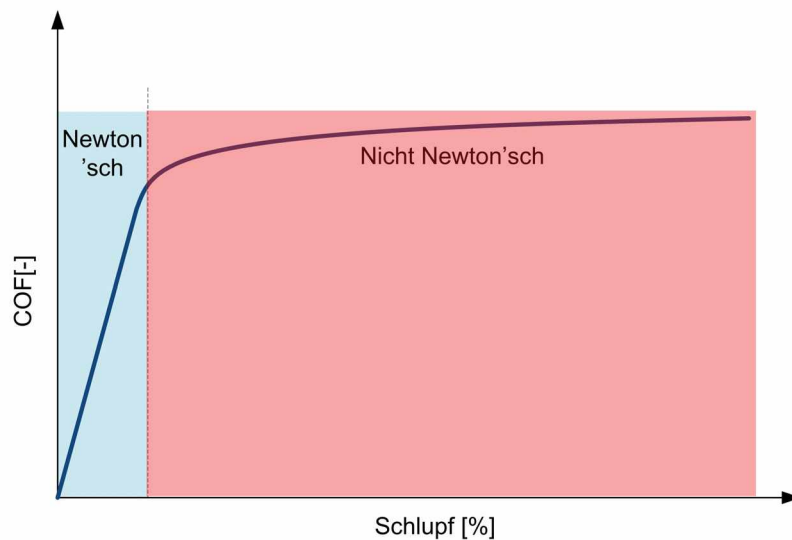


Abbildung 2.13: Reibwertkurve mit typischen Bereichen

Die Kurve kann dabei in zwei verschiedene Bereiche aufgeteilt werden:

- Newton'sches Verhalten: Die Reibkraft und somit der Reibungskoeffizient steigt linear mit dem Schlupf an. Dieses Verhalten kann lediglich im Bereich von sehr geringen Schlüpfen beobachtet werden.
- Nicht Newton'sches Verhalten: Komplexe Effekte wie die zuvor vorgestellte Abhängigkeit der Viskosität vom Schergradienten kommen zum Tragen. Eine weitere

Erniedrigung der Viskosität ergibt sich durch die mit höher werdenden Schlupf immer größere Temperaturentwicklung im Fluid durch Scherung.

Eine genaue mathematische Beschreibung der erläuterten Vorgänge erfolgt im Abschnitt Modellierung von kontraformen Kontakten.

### 2.5.1 Einflüsse auf Reibwertkurven

Vorherige Arbeiten [Kra12] waren unter anderem dem Einfluss verschiedener Parameter auf den Verlauf von Reibwertkurven gewidmet. Die wichtigsten Ergebnisse sind in Abbildung 2.14 zusammengefasst.

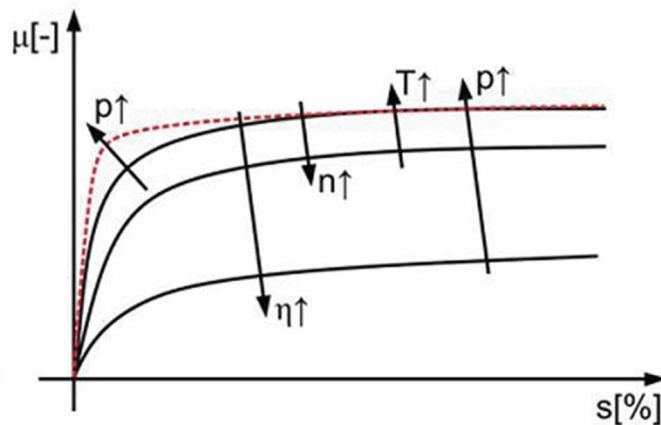


Abbildung 2.14: Verschiedene Einflüsse auf Reibwertkurven [Kra12]

Folgende Haupteinflussgrößen konnten dabei erkannt werden:

- **Pressung  $p$ :** Mit zunehmender Pressung steigt der maximal erreichte Reibwert. Außerdem verläuft der Übergang vom linearen in den nicht linearen Bereich wesentlich schneller ab.
- **Geschwindigkeit  $n$ :** Höhere Geschwindigkeiten senken den Verlauf der Reibwertkurve. Dies ist vorrangig auf thermische Effekte zurückzuführen, die zu einer Absenkung der Viskosität führen.
- **Viskosität  $\eta$ :** Eine höhere Viskosität führt ebenfalls zu einem erniedrigten Reibwert.
- **Temperatur  $T$ :** Es konnte beobachtet werden, dass erhöhte Temperaturen zu einer Steigerung des Reibungskoeffizienten führen.

In einer weiteren Arbeit [Dol03] wurde unter anderem auch der Einfluss der Oberflächenrauigkeit betrachtet, wobei allerdings nur geschliffene Oberflächen untersucht wurden. Dabei wurde grundsätzlich die Erkenntnis erzielt, dass mit sinkender Oberflächenrauigkeit auch der Reibwert kleiner wird. Dies liegt vor allem daran, dass die Schmierfilmdicken in hochbelasteten Kontakten oft sehr gering sind und eine rauere Oberfläche somit Festkörperkontakte fördert, wodurch die Reibung ansteigt. In Abbildung 2.15 sind die Ergebnisse der an einem Zweiseibenprüfstand durchgeführten Versuche dargestellt.

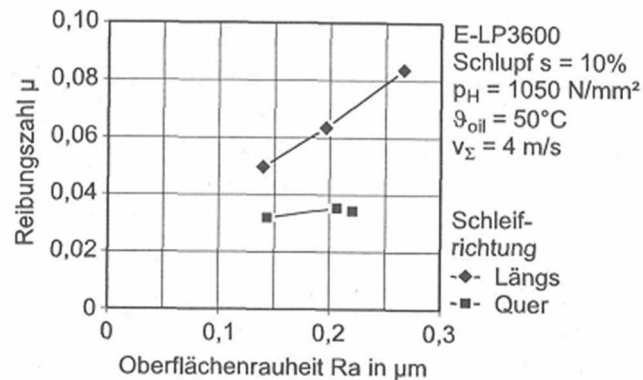


Abbildung 2.15: Reibungszahl in Abhängigkeit der Oberflächenrauheit [Dol03]

Interessant sind die unterschiedlichen Verläufe für die Reibwertkurven der längs- und quergeschliffenen Proben. Während längsgeschliffene Proben eine recht große Änderung zeigen, ist diese bei quergeschliffenen Proben sehr gering. Durch die Querriefen kann bei ansonsten gleichen Betriebsbedingungen ein dickerer Schmierfilm aufgebaut werden, der aufgrund eines größeren Fluidrucks entsteht. Während die quergeschliffenen Proben also im EHD Bereich arbeiten, befinden sich die längsgeschliffenen Proben bereits im Mischreibungsbereich.

Um diese Abhängigkeit zwischen Reibung und Geschwindigkeit bzw. Schmierfilmdicke zu verdeutlichen, wird typischerweise die Stribeckkurve verwendet.

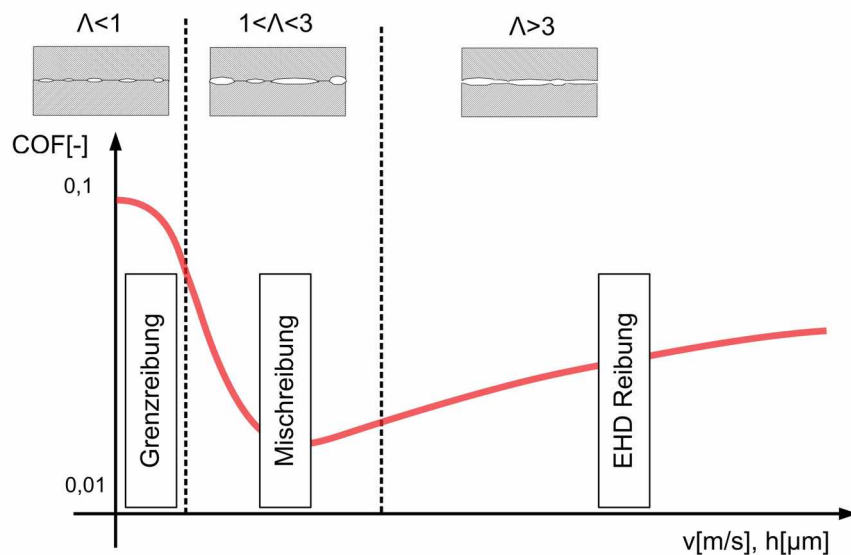


Abbildung 2.16: Reibungswert in Abhängigkeit von Geschwindigkeit bzw. Schmierfilmdicke (Stribeckkurve)

Bei hoher Drehzahl bildet sich ein Schmierfilm, der die beiden Oberflächen vollständig voneinander trennt. Wird die Geschwindigkeit kleiner, so wird weniger Öl in den Schmierspalt eingezogen, der Fluidruckaufbau fällt ab und ein Teil der Last wird von Asperitätenkontakten getragen. Jener Punkt, in dem gerade noch keine Mischreibung auftritt wird auch als Ausklinkpunkt bezeichnet. Bei sehr kleinen Drehzahlen werden die Asperitäten immer

stärker belastet, im Bereich der Grenzreibung wird annähernd der Reibungskoeffizient der Trockenreibung, welcher typischerweise im Bereich von 0,1 liegt, erreicht.

Um den Reibungszustand abschätzen zu können, wurde eine entsprechende Kenngröße eingeführt:

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{R_{qa}^2 + R_{qb}^2}} \quad (2.10)$$

Wobei  $h_{min}$  die minimale Schmierfilmdicke und  $R_{qa}$  bzw.  $R_{qb}$  die quadratischen Mittelrauwerte der Oberflächen sind. Typische Werte für  $\Lambda$  sind in Abbildung 2.16 dargestellt. Der Übergang zwischen den Bereichen ist als fließend anzusehen und kann nicht klar abgegrenzt werden, da eine Vielzahl von Faktoren beachtet werden muss. Die Überlegung, dass ab einem Wert von  $\Lambda = 3$  keine Mischreibung mehr auftritt, ist folgendermaßen begründet: Der kombinierte quadratische Mittelrauwert  $\sqrt{R_{qa}^2 + R_{qb}^2}$  entspricht der Standardabweichung  $\sigma$  des kombinierten Oberflächenprofils. Wird eine Normalverteilung vorausgesetzt, so ergibt sich für  $3 \sigma$  ein Wert von 99,7 % (Quantile der Normalverteilung, [Kü00]) wodurch ein Festkörperkontakt bereits unwahrscheinlich ist.

## 2.5.2 Zahnradkontakte

In diesem Abschnitt soll verdeutlicht werden, dass die Kontaktverhältnisse eines Zahnradkontaktes in einen äquivalenten Zylinderkontakt überführt werden können. Abbildung 2.17 zeigt einen Zahnflankenkontakt.

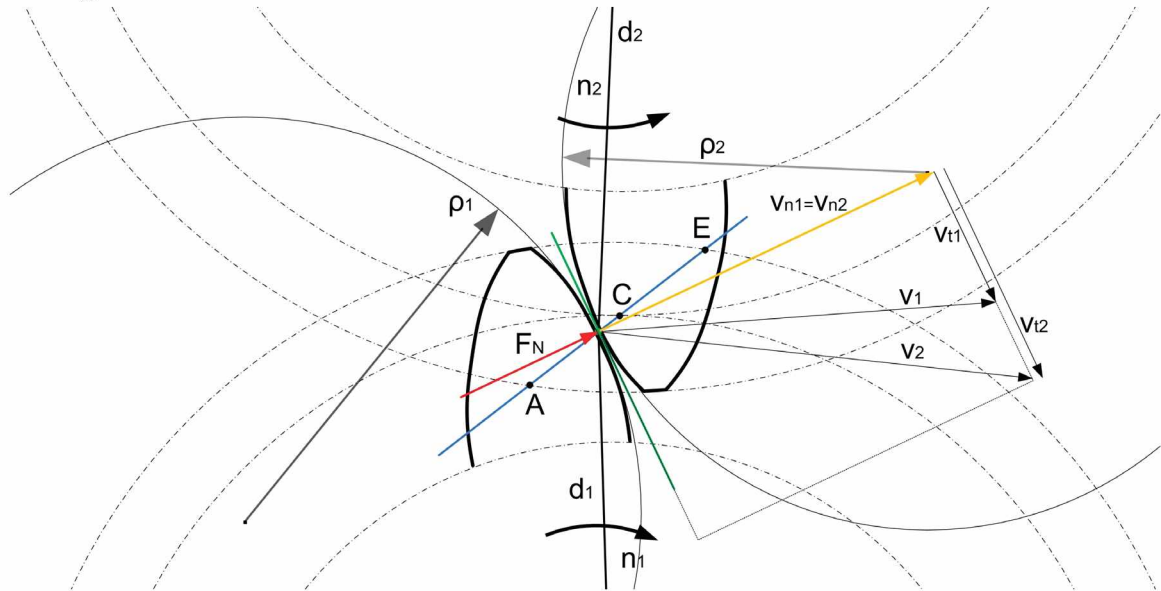


Abbildung 2.17: Zahneingriff mit Geschwindigkeiten

Entlang der Eingriffsstrecke (A-C-E) ergeben sich aufgrund der Kinematik ständig wechselnde Werte für die Geschwindigkeiten. Die Normalgeschwindigkeiten  $v_{n1}$  und  $v_{n2}$  müssen immer gleichen Betrag und gleiche Richtung aufweisen. Am Eingriffsbeginn (A) und Ende (E) ist der Schlupf jeweils am größten, im Wälzpunkt (C) sind die beiden Geschwindigkeiten  $v_1$  und  $v_2$  gleich groß, wodurch der Schlupf und die Tangentialgeschwindigkeiten 0 werden. Weiters können die Kontaktnormalkraft  $F_N$  sowie die Krümmungsradien des Kontaktes,  $\rho_1$  und  $\rho_2$ , beschrieben werden.

Die zuvor beschriebenen Größen ändern Ihre Beträge entlang der Eingriffsstrecke, wie Abbildung 2.18 für eine Verzahnung vom Typ C des FZG zeigt.

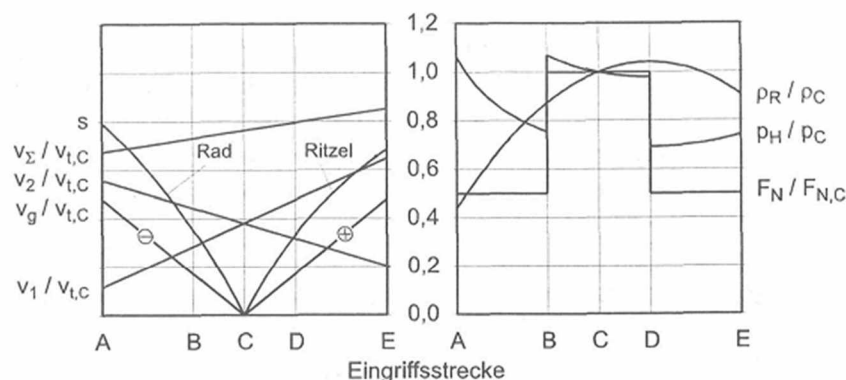


Abbildung 2.18: Geschwindigkeiten, Normalkraft und Krümmungsradien entlang der Eingriffsstrecke [Dol03]

Die verwendeten Geschwindigkeiten sind dabei wie folgend definiert:

$$v_{\Sigma} = v_1 + v_2 \quad (2.11)$$

$$v_g = v_1 - v_2 \quad (2.12)$$

Im rechten Teil der Abbildung werden die Krümmungsradien im Kontaktpunkt sowie die auf den Kontakt wirkende Normalkraft in Abhängigkeit der Eingriffslinie dargestellt. Da bei dieser Verzahnung auch zwei Zahnpaare gleichzeitig im Einsatz sein können, wurden die zusätzlichen Punkte B und C eingeführt. Währenddessen ist nur ein Paar im Eingriff, welches dann die ganze Kraft übertragen muss.

Bei Kenntnis der Verzahnungsgeometrie können also Krümmungsradien, Kräfte, Geschwindigkeiten und somit Schlupf in Abhängigkeit der Eingriffsstrecke berechnet werden. Entsprechend dieser Erkenntnisse kann eine gezielte Durchführung von Versuchen mit Scheibengeometrie und numerischen Simulationen erfolgen.

## 2.6 Modellierung von kontraformen Kontakten

Die Grundlagen für die Simulation von konformen und kontraformen Kontakten wurden bereits sehr früh durch Heinrich Hertz gelegt. Von dort aus folgte eine kontinuierliche Weiterentwicklung der Methodik hingehend zur Berechnung der Druckverteilung im Schmierfilm in Kombination mit der Deformierung der Kontaktkörper. Um diese komplexe Aufgabenstellung zu lösen ist jedoch ein hoher Rechenaufwand nötig, entsprechende Rechenpower stand erstmals mit der Entwicklung von Großrechnern, vor allem an Universitäten, zur Verfügung. Abbildung 2.19 zeigt die geschichtliche Entwicklung von Analysemethoden und der Schmierfilmberechnung.

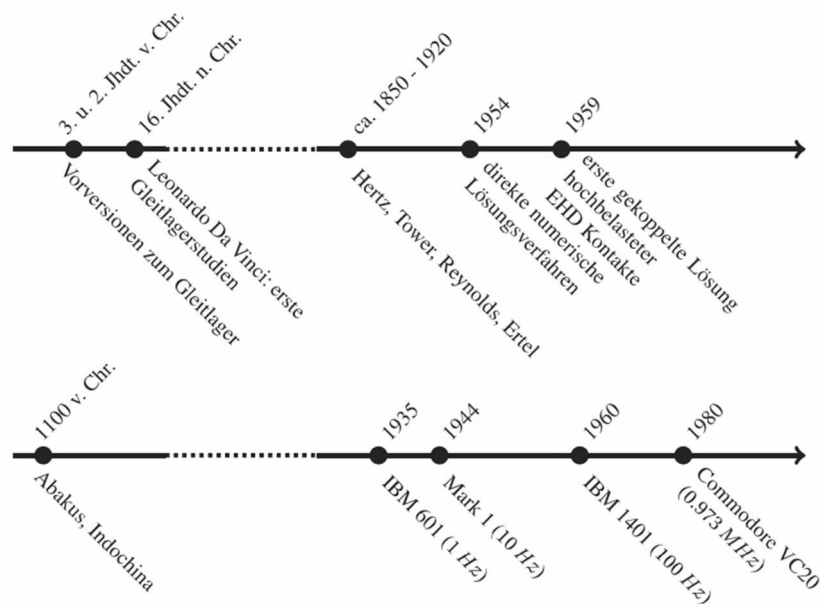


Abbildung 2.19: Geschichtliche Entwicklung Schmierfilmberechnung [Kra12]

Durch die stetig steigende Rechnerleistung können immer komplexere und realistischere Varianten der EHD Problemstellung bearbeitet werden. So ist es beispielsweise durchaus

möglich thermische Effekte durch die Berücksichtigung der Energiegleichung abzubilden. Auch nicht newton'sches Fluid Verhalten kann mittlerweile in den Modellen näher betrachtet werden. Ein weiterer Trend ist die Berücksichtigung von mikroskopischer Kontaktmechanik, hier wird insbesondere der Einfluss rauer Oberflächen auf das tribologische System studiert.

## 2.6.1 Hertz'sche Gleichungen

Die von Heinrich Hertz entwickelten Gleichungen beruhen auf analytischen Überlegungen und sind nach wie vor Grundlage der Zahnflankenauslegung. Das Kontaktproblem zweier gekrümmter Körper wird dabei mithilfe der Halbraumtheorie auf einen Kontakt zwischen einer Ebene und einem gekrümmten Körper reduziert, wobei die Deformationen des ursprünglichen Problems lediglich durch die Ebene abgebildet werden. Es ist daher recht einfach möglich die Spannungen im Kontakt, Deformationen und Kontaktbreite zu berechnen. Als Basis für die Berechnung werden sogenannte reduzierte Größen verwendet. Für kontraforme Kontakte gilt:

$$r = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \quad (2.13)$$

Für konforme Kontakte ändert sich lediglich das Vorzeichen:

$$r = \frac{r_1 r_2}{r_1 - r_2} \quad (2.14)$$

Weiters wird der reduzierte Elastizitätsmodul durch folgenden Zusammenhang definiert:

$$E_r = \frac{1}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}} \quad (2.15)$$

Anschließend kann, wie in Abbildung 2.20 dargestellt, die Vereinfachung des Problems durchgeführt werden.

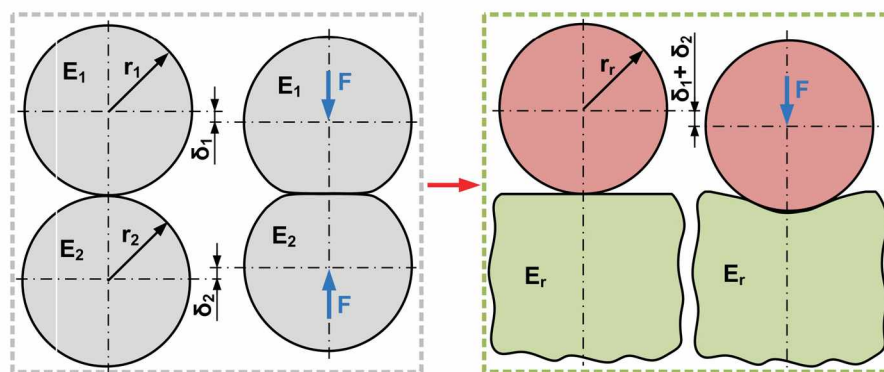


Abbildung 2.20: Vereinfachung des Kontaktproblems durch Reduktionsgrößen [Kra12]

Die bis hierhin beschriebenen Gleichungen gelten für verschiedene Kontaktgeometrien. Im folgenden wird nun der Spezialfall Linienkontakt, wie er zum Beispiel bei Zahnrädern und Nockenwellen auftritt, betrachtet. Durch die Verwendung unterschiedlicher Radien



und Geschwindigkeiten können beliebige Zahneingriffsverhältnisse durch den Linienkontakt abgebildet werden. Für den maximalen Kontaktdruck, der in der Kontaktmitte auftritt, gilt:

$$p_{max} = \sqrt{\frac{FE_r}{b\pi r}} \quad (2.16)$$

Wobei  $b$  die Kontaktbreite ist und  $F$  die äußere Belastung in Newton.

Die Halbe Kontaktbreite  $a$  wird durch folgenden Zusammenhang beschrieben:

$$a = 2\sqrt{\frac{Fr}{b\pi E_r}} \quad (2.17)$$

Zu guter Letzt sei die Gesamtdeformation des Kontaktes durch folgende Gleichung beschrieben:

$$\delta = \frac{4F}{b\pi E_r} \quad (2.18)$$

Abbildung 2.21 zeigt eine numerische Simulation eines Kontaktproblems zweier Scheiben, gelöst durch die Finite Elemente Methode. Die Gegenüberstellung der analytischen Lösung nach Hertz mit der numerischen Berechnung zeigt eine sehr gute Übereinstimmung.

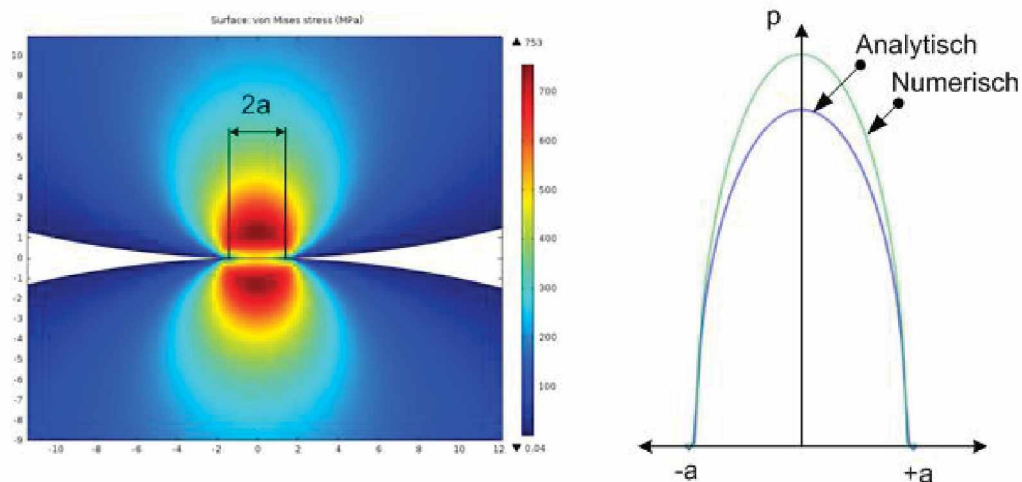


Abbildung 2.21: Numerische Berechnung eines Scheibenkontaktes und Vergleich des Kontaktdrucks mit der analytischen Lösung

## 2.6.2 Kontaktmechanik rauher Oberflächen

Aufgrund der Tatsache, dass reale Oberflächen nicht ideal glatt sind, wurde bereits früh die Notwendigkeit erkannt geeignete Berechnungsmethoden zu entwickeln. Physikalische Phänomene wie beispielsweise Reibung, Verschleiß, elektrische Leitfähigkeit, Wärmeübertragung sind in hohem Maße von der Mikrostruktur abhängig. Die wahre Kontaktfläche ist für die elektrische Leitfähigkeit ausschlaggebend, während aus tribologischer Sicht Reibungskräfte und Spannungen in der Nähe der Oberfläche besonders interessant sind. Werden raue Oberflächen kontaktmechanisch betrachtet, so werden heutzutage entweder statistische Verfahren oder numerische Simulationen angewendet. Abbildung 2.22 zeigt eine Finite Elemente Simulation, in der eine raue gegen eine glatte Oberfläche gedrückt wird.

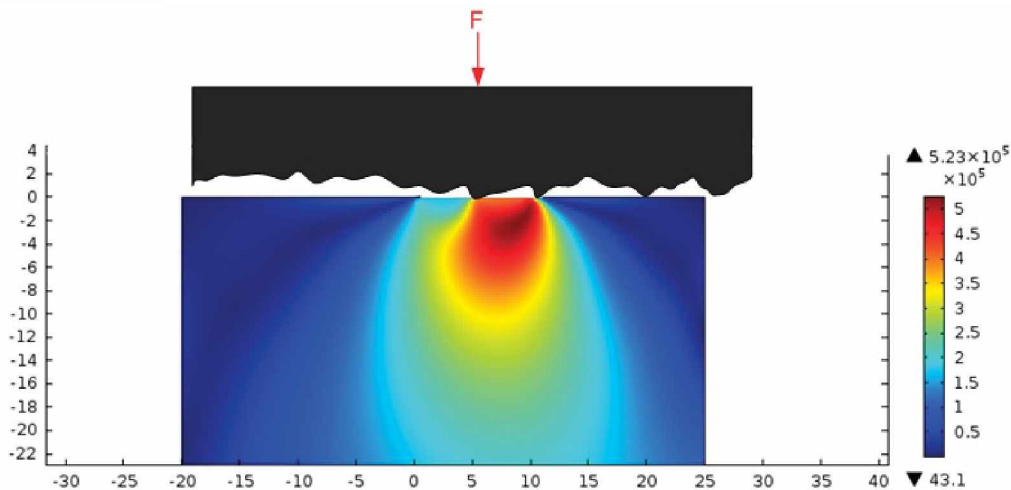


Abbildung 2.22: Numerische Berechnung eines Kontaktes

Obwohl es sich hierbei um ein extrem einfaches Modell handelt, ist der benötigte Rechenaufwand bereits groß. Dies ist einer der Gründe warum in der Kontaktmechanik statistische Methoden noch immer sehr weit verbreitet sind. Aufgrund der hohen Anzahl an Freiheitsgraden kann in maschinenbaulichen Anwendungen oft nicht der gesamte Kontakt modelliert werden, wodurch oftmals erneut statistische Verfahren eingesetzt werden müssen.

Der Großteil der verwendeten Modelle beruht dabei auf der Theorie nach Greenwood und Williamson [GW66]. Die Grundidee der Theorie ist dabei eine Vereinfachung der realen Problemstellung in einen Kontakt zwischen einer starren, ideal glatten Ebene und einer Oberfläche, deren Asperitäten kugelförmig sind und eine statistische Verteilung aufweisen. Abbildung 2.23 zeigt die grundsätzliche Vorgangsweise.

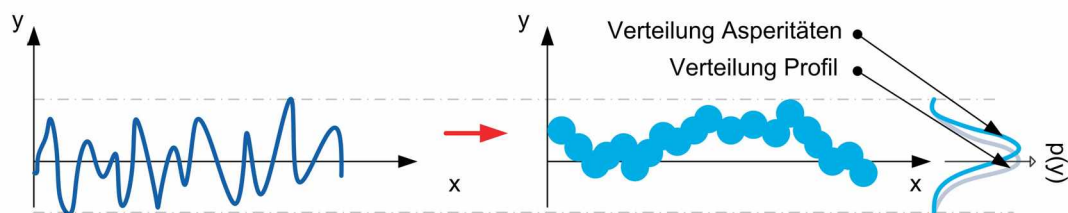


Abbildung 2.23: Grundprinzip Kontaktmechanik Modell nach Greenwood und Williamson

Grundlage für die Anwendbarkeit der Theorie, ist die statistische Verteilung der Asperitäten. Diese kann sehr einfach durch Extremwertanalyse aus der Verteilung des Oberflächenprofils berechnet werden. In der Regel ergibt sich eine positive Verschiebung der Asperitätenverteilung, da Extremwerte im Vergleich zum gesamten Profil höher liegen, wie Abbildung 2.23 zeigt.

Oft wird von einer Normalverteilung der Spitzen ausgegangen, wodurch die Verteilungsfunktion durch die gauss'sche Glockenkurve beschrieben werden kann:

$$\phi_s(y) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{y^2}{2\sigma_s^2}} \quad (2.19)$$

Durch  $\sigma_s$  wird die Standardabweichung der Spitzen (Asperitäten) berücksichtigt.

Abbildung 2.24 zeigt den Kontakt einer Ebene und einer rauen Oberfläche nach Greenwood und Williamson, aufgrund einer angreifenden Kraft  $F$  verschiebt sich die Ebene in die negative  $y$  Richtung.

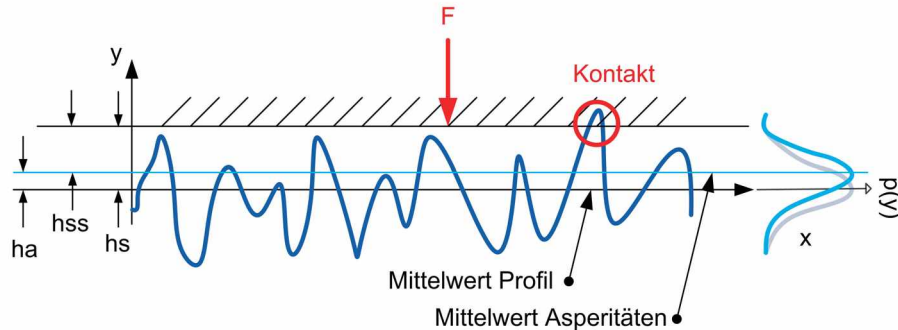


Abbildung 2.24: Kontakt einer Ebene mit einer rauen Oberfläche nach Greenwood und Williamson

Der Mittelwert der Spitzen  $ha$  ist dabei in der Regel etwas größer als der Mittelwert des Profils, welcher meist auf 0 gesetzt wird um die Berechnung zu vereinfachen. Bei  $hs$  handelt es sich um den Abstand zwischen Ebene und Profilmittte, somit ergibt sich zwischen Mittelwert der Asperitäten und Ebene der Abstand zu:

$$hss = hs - ha \quad (2.20)$$

Um nun die Anzahl der Mikrokontakte berechnen zu können, muss die Anzahl der Spitzen der betrachteten Oberfläche bekannt sein. Dieser Parameter wird mit  $n$  bezeichnet und hat die Einheit *Spitzen/mm*<sup>2</sup>.

Bei bekannter Verschiebung  $hss$  ergibt sich nun die Anzahl der Kontakte pro Einheitsfläche zu:

$$N = n \int_{hss}^{\infty} \phi_s(y) dy \quad (2.21)$$

Es wird nun eine beliebige Asperität an der Position  $y$  mit dem Radius  $\beta$  betrachtet, die Verschiebung ist somit:

$$w = y - hss \quad (2.22)$$

Ausgehend von den Hertz'schen Gleichungen kann nun die Kraft in Abhängigkeit von der Verschiebung für eine Asperität berechnet werden:

$$f = \frac{2}{3} E_r \beta^{1/2} w^{3/2} = \frac{2}{3} E_r \beta^{1/2} (y - hss)^{3/2} \quad (2.23)$$

In weiterer Folge kann die mittlere Spannung berechnet werden, mit der die Asperitäten im betrachteten Kontakt belastet werden:

$$P = \frac{2}{3} n \beta^{1/2} E_r \int_{hss}^{\infty} (y - hss)^{3/2} \phi_s(y) dy \quad (2.24)$$

Aufgrund der vielen Vereinfachungen ist bei der Verwendung des Modells mit besonderer Sorgfalt vorzugehen. So wird von einem linear elastischen Materialverhalten ausgegangen,

weitere wird die Verschiebung der Asperitäten nur isoliert betrachtet und keine gegenseitige Wechselwirkung berücksichtigt. Beim Radius  $\beta$  handelt es sich um den mittleren Kugelradius der Asperitäten, einmalige Ausreißer gehen somit kaum in die Berechnung ein. Trotz all dieser Einschränkungen zeigen Studien, welche die Methode von Greenwood und Williamson mit numerischen Berechnungen für verschiedene Oberflächenpaarungen verglichen haben, dass sich für gleichartige Kontaktpartner und moderate Belastungen eine sehr gute Übereinstimmung ergibt [Pou13].

### 2.6.3 Reynoldsgleichung

Durch die Reynoldsgleichung (RG) können die Strömungsvorgänge in einem Schmierpalt mathematisch abgebildet werden. Die Herleitung beruht dabei auf dem physikalischen Gesetz der Massenerhaltung. Die einfachste Form der RG für eine Dimension lautet:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12u_m \frac{\partial \rho h}{\partial x} \quad (2.25)$$

Ebenfalls ergibt sich die zugehörige Geschwindigkeitsverteilung:

$$u(y) = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - yh) + \frac{y}{h} (u_1 - u_2) + u_2 \quad (2.26)$$

Die Gleichung der Schmierpalts lautet für kontraforme Kontakte [Goh01]:

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2r} \quad (2.27)$$

Unter Berücksichtigung der elastischen Deformation (EHD) muss die Verschiebung  $\delta$  in die Gleichung mit einbezogen werden:

$$h = h_0 + \delta + \frac{x^2}{2r} \quad (2.28)$$

Gerade bei kontraformen Kontakten wird oft der Begriff Schlupf verwendet, in der vorliegenden Arbeit wird folgende Definition verwendet:

$$s = \frac{|u_1 - u_2|}{u_1 + u_2} \quad (2.29)$$

Abbildung 2.25 zeigt die eben beschriebenen Zusammenhänge anhand eines EHD Kontaktes.

Im Vergleich zu den Navier-Stokes-Gleichungen unterliegt die RG einigen Vereinfachungen, wodurch allerdings der Rechenaufwand massiv reduziert wird:

- Schmierpalthöhe  $h$  ist viel kleiner als Reibfläche
- Laminare Strömung

Bezeichnung	Bedeutung	Einheit
$\rho$	Dichte	$kg/m^3$
$\eta$	Dynamische Viskosität	$Pas$
$h$	Schmierspaltfunktion	$m$
$u_m = (u_1 + u_2)/2$	Mittlere Geschwindigkeit	$m/s$
$p$	Druck	$Pa$
$h_0$	Minimale Schmierfilmdicke	$m$
$r$	Reduzierter Radius	$m$

Tabelle 2.2: Variablenbeschreibung RG

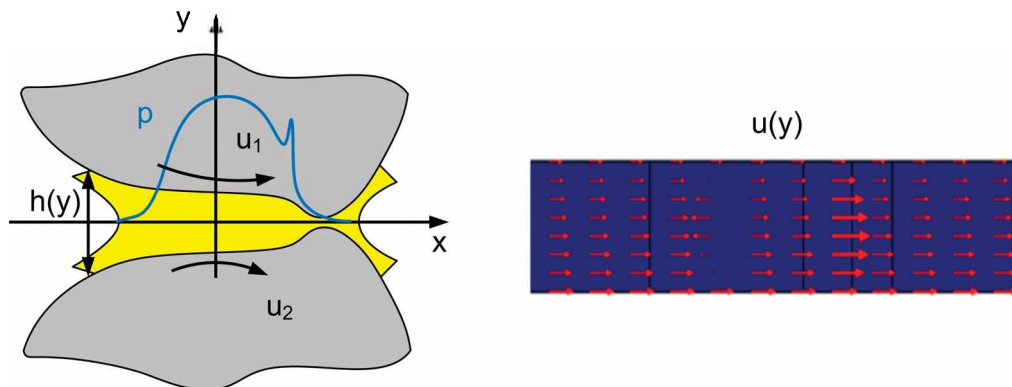


Abbildung 2.25: EHD Kontakt und Geschwindigkeitsverteilung [Kra12]

- Konstanter Schmierfilmdruck über die Spalthöhe
- Vernachlässigung der Eigenmasse des Fluids
- Idealisierte, glatte Oberflächen
- Konstante Dichte der Flüssigkeit
- Konstante Viskosität der Flüssigkeit
- Flüssigkeit verhält sich entsprechend einer Newton'schen Flüssigkeit

Um nicht Newton'sches Fluidverhalten, sowie Änderungen von Viskosität und Dichte, wie sie beispielsweise durch Temperatureffekte auftreten, berücksichtigen zu können müssen drei der zuvor genannten Einschränkungen aufgegeben werden. Ausgehend von den reduzierten Navier-Stokes-Gleichungen kann so die verallgemeinerte Reynoldsgleichung (VRG) hergeleitet werden.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \eta \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2.30)$$

Die Viskosität darf nun nicht mehr vor das Integral gezogen werden, weiters wird eine veränderliche Dichte in der Massenbilanz berücksichtigt. Die mathematisch äußerst komplexe Herleitung ist in [Bar10] oder [Kra12] zu finden. Die Gleichung enthält nun Integralterme, welche von Dichte und Viskosität abhängig sind:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ I_1 \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ I_2 \frac{u_2 - u_1}{F_0} + I_3 u_1 \right] = 0 \quad (2.31)$$

Die Definition der Integralterme lautet:

$$I_1 = \int_0^h \rho \left[ f_1 - \frac{F_1 f_0}{F_0} \right] dy \quad (2.32)$$

$$I_2 = \int_0^h \rho f_0 dy \quad (2.33)$$

$$I_3 = \int_0^h \rho dy \quad (2.34)$$

Weiters werden folgende Ausdrücke zur Berücksichtigung der über die Schmierfilmdicke veränderlichen Viskosität berechnet:

$$f_0 = \int_0^y \frac{1}{\eta} dy \quad (2.35)$$

$$f_1 = \int_0^y \frac{y}{\eta} dy \quad (2.36)$$

$$F_0 = \int_0^h \frac{1}{\eta} dy \quad (2.37)$$

$$F_1 = \int_0^h \frac{y}{\eta} dy \quad (2.38)$$

Die Berechnung der Schubspannungen und in weiterer Folge die Ermittlung der Reibungskraft erfolgt durch das Newton'sche Schubspannungsgesetz:

$$\tau = \eta \frac{\partial u(y)}{\partial y} \quad (2.39)$$

Wirkt eine äußere Kraft auf den geschmierten Kontakt so muss das globale Kräftegleichgewicht erfüllt werden:

$$F = b \int p dx \quad (2.40)$$

### 2.6.4 Rheologische Modelle

Schmierstoffen kommt in der heutigen Zeit eine Schlüsselrolle in vielen Anwendungen zu. So würde ein moderner PKW beispielsweise mit jenen Schmierölen, die vor 20 Jahren verfügbar waren nicht mehr ordnungsgemäß funktionieren. Vor allem die Beschreibung der Temperatur-, sowie der Druckabhängigkeit der Viskosität nimmt eine Schlüsselrolle für die realistische Berechnung geschmierter Kontakte ein. Es besteht ein exponentieller Zusammenhang zwischen Druck und Viskosität, wodurch sich in hoch belasteten Kontakten durchaus Erhöhungen der Viskosität um den Faktor  $10^6$  ergeben können.

Es existieren zahlreiche Modelle um diese physikalischen Gegebenheiten in Simulationen einfließen zu lassen, wobei deren Grundaufbau oft sehr ähnlich ist und folgende Gestalt aufweist:

$$\eta(p) = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (2.41)$$

Wobei  $\alpha$  eine fluidabhängige Konstante ist. Die Druckabhängigkeit der Dichte ist nicht so stark ausgeprägt und wird daher meist durch lineare Zusammenhänge beschrieben.

Eine Variante, die sich in vorhergehenden Arbeiten am Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau bewährt hat [Kra12], ist das Modell nach Vogel [GSLA01]. Es handelt sich hierbei um einen empirischen Ansatz zur Bestimmung von Dichte und Viskosität in Abhängigkeit von Temperatur und Druck.

$$\eta(p, \theta) = \eta_0 e^{\frac{p}{a_1 + a_2 + (b_1 + b_2)p}} \quad (2.42)$$

Anhand von vier empirischen Parametern kann das Fluid somit beschrieben werden.

Weiters werden Schmierstoffe, sobald Schlupf auftritt, einer Scherbeanspruchung ausgesetzt, wobei grundsätzlich zwischen Newton'schen und nicht Newton'schen Verhalten unterschieden werden kann. Während bei newton'schen Fluiden die Viskosität nicht vom Schergradienten abhängt, ist dies beim nicht newton'schen Verhalten sehr wohl der Fall. Abbildung 2.26 zeigt qualitativ die Abhängigkeit der Viskosität vom Schergradienten, bei hohen Werten werden die Moleküle immer mehr in die Länge gezogen, wodurch sich eine Verringerung der Viskosität ergibt.

Ein Maß für die Beschreibung des viskoelastischen Verhaltens ist die Deborah Zahl:

$$D_e = \frac{\lambda}{\tau} = \frac{\text{Relaxationszeit}}{\text{Verweildauer im Schmierspalt}} \quad (2.43)$$

$\lambda$  ist die Maxwellsche Relaxationszeit, jene Zeit die die Polymerkette benötigt um vom gestreckten wieder in den ursprünglichen Zustand zurückzukommen. Ist  $D_e$  gleich 0 so liegt rein newton'sches Verhalten vor, hohe Werte von  $D_e$  bedeuten eine stärkere Ausprägung des strukturviskosen bzw. viskoelastischen Verhaltens.

Um diesen Sachverhalt nun mathematisch beschreiben zu können bietet sich die Einführung einer limitierenden Schubspannung an. Diese Schubspannung ist temperatur-, druck- und

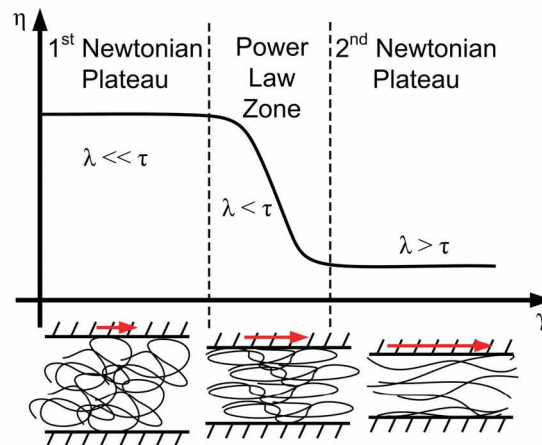


Abbildung 2.26: Abhängigkeit der Viskosität vom Schergradienten [Kra12]

natürlich schmierstoffabhängig. Eine mögliche Beschreibung ist die Gleichung nach Iivonen und Hamrock:

$$\frac{\eta_{eff}}{\eta} = \left[ 1 - \left( \frac{\tau}{\tau_{limit}} \right)^n \right]^{1/n} \quad (2.44)$$

Um realistische Berechnungen von Reibwerten für kontraforme Kontakte durchführen zu können müssen somit detaillierte Informationen über das verwendete Schmieröl vorhanden sein. Abbildung 2.27 zeigt die Auswirkungen verschiedener Berechnungsvarianten.

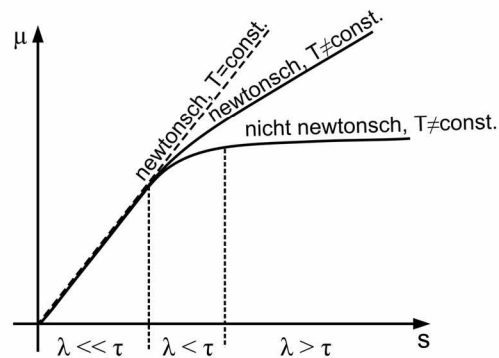


Abbildung 2.27: Auswirkung von verschiedenen Berechnungsvarianten auf den Reibwert [Kra12]



## 2.7 Numerische Methoden

Um realistische Berechnungen von tribologischen Problemstellungen durchführen zu können werden sehr oft numerische Methoden eingesetzt, die bekanntesten Verfahren sind:

- Finite Elemente Methode (FEM)
- Finite Differenzen Methode (FDM)
- Finite Volumen Methode (FVM)

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein kommerzielles Finite Elemente Paket eingesetzt. Wie der Name bereits errahnen lässt, wird hierbei das zu untersuchende Gebiet in eine endliche Anzahl von Elementen eingeteilt, man spricht bei diesem Prozess von Diskretisierung.

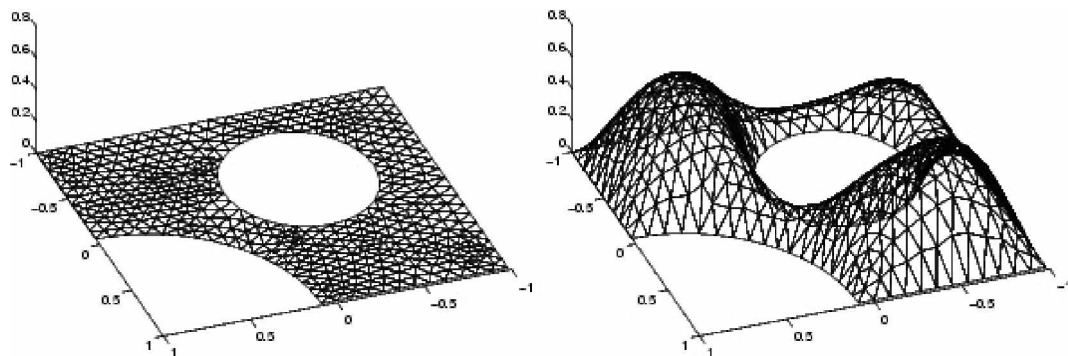


Abbildung 2.28: Vernetzung mit Dreieckselementen und zugehörige Darstellung der linearen Ansatzfunktionen [Mat14]

Für die Elemente werden nun Ansatzfunktionen definiert, in der Literatur und in Software Paketen wird auch häufig der Begriff Testfunktionen verwendet. Diese Funktionen haben die Aufgabe, die Lösung über ein Element zu approximieren, meist werden Polynome verwendet da deren Behandlung (einfache Differentiation und Integration) mathematisch vergleichsweise einfach ist. Weiters müssen die Testfunktionen die Randbedingungen erfüllen. Mithilfe der FEM kann lediglich eine Annäherung an die exakte Lösung erfolgen, ein wichtiger Begriff in diesem Zusammenhang ist das Residuum. Es bezeichnet die Abweichung der exakten Lösung von der Näherungslösung, die durch die Finite Elemente Methode bestimmt wird.

Bei der Reynoldsgleichung handelt es sich um eine nichtlineare, elliptische Differentialgleichung. Die Operatorschreibweise lautet:

$$\nabla(E\nabla p) - \nabla(\rho h) = 0 \quad (2.45)$$

Der wichtigste Schritt, der im Rahmen der Finite Elemente Methode durchgeführt werden muss, ist die Umformung der zu lösenden Differentialgleichung in die Schwache Formulierung (Englischer Fachausdruck: Weak Form). Hierfür wird die Differentialgleichung mit der Testfunktion multipliziert und anschließend über den Lösungsbereich  $\Omega$  integriert.

$$\int_{\Omega} [\nabla(E\nabla p) \cdot \mathbf{v} - \nabla(\rho h) \cdot \mathbf{v}] d\Omega = 0 \quad (2.46)$$

Der erste Term kann nun durch den Satz von Green umgeschrieben werden, womit sich folgender Ausdruck ergibt:

$$\int_{\partial\Omega} (E\nabla p) \cdot \mathbf{v} ds - \int_{\Omega} E\nabla p \nabla \mathbf{v} d\Omega - \int_{\Omega} \nabla(\rho h) \cdot \mathbf{v} d\Omega = 0 \quad (2.47)$$

Oft wird für den Randbereich ( $\partial\Omega$ ) die Bedingung  $p = 0$  verwendet (z.B. Umgebungsdruck), dann fällt der entsprechende Term aus der Gleichung weg (Dirichlet Randbedingung). Randbedingungen welche sich auf die Ableitung des Drucks beziehen werden als Neumann Randbedingung bezeichnet.

Wie bereits erwähnt handelt es sich um eine nichtlineare Differentialgleichung, entsprechend ist auch das diskretisierte Gleichungssystem nichtlinear. Zur Lösung dieses Gleichungssystems wird von vielen Programmen das Newton Verfahren verwendet. Abbildung 2.29 zeigt wie durch das Newton Verfahren eine Funktion schrittweise linear angenähert werden kann, je nach Startlösung konvergiert das Verfahren verschieden schnell, wie das rechte Bild der Abbildung zeigt.

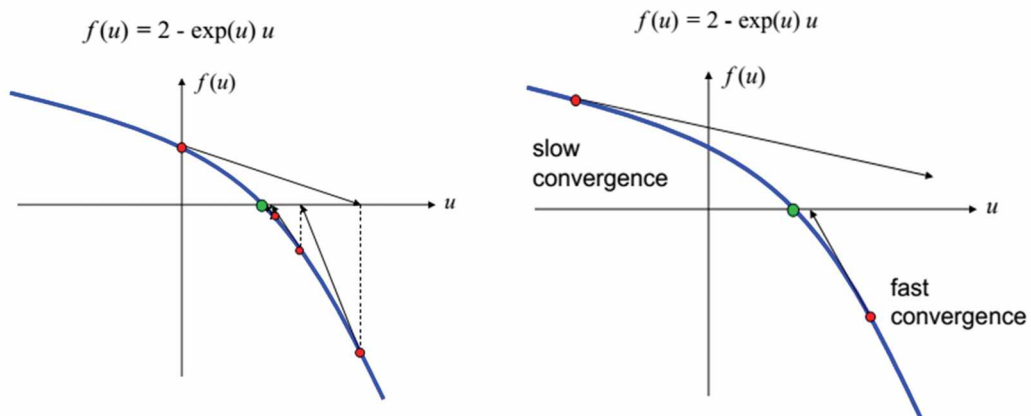


Abbildung 2.29: Newton Verfahren und dessen Abhängigkeit von der Startlösung  
[CA14]

Ist die Startlösung zu weit von der gesuchten Lösung entfernt, so kann unter Umständen keine Lösung ermittelt werden und der Algorithmus wird abgebrochen, das Verfahren konvergiert nur lokal.

# Kapitel 3

## Methodik

In diesem Kapitel soll die im Rahmen dieser Diplomarbeit, ausgehend vom Stand der Technik, aufgebaute Methodik erläutert werden. Dabei erfolgt eine detaillierte Beschreibung des verwendeten Prüfstandes, insbesondere werden der Prüfaufbau sowie die verwendeten Steuer- und Messgrößen erklärt. Weiters wurde die Mikrostruktur der Oberflächen systematisch durch ein Laserkonfokalmikroskop untersucht, diese Daten werden in einer eigens entwickelten Software ausgewertet. Ein weiterer Kernpunkt der Methodik ist ein in der kommerziellen Finite Elemente Software COMSOL Multiphysics entwickeltes Modell, durch welches ein tieferes Verständnis von Vorgängen in kontraformen Kontakten möglich ist.

### 3.1 Versuchsaufbau

Alle Versuche wurden mit einem Zweiseiben Prüfstand, welcher in vorhergehenden Arbeiten am Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau ausgelegt wurde [Kra12], durchgeführt. Diese Vorrichtung ermöglicht eine äußerst genaue und detaillierte Untersuchung geschmierter Kontakte anhand von Proben mit zylindrischer Geometrie. Abbildung 3.1 zeigt den Versuchsaufbau.

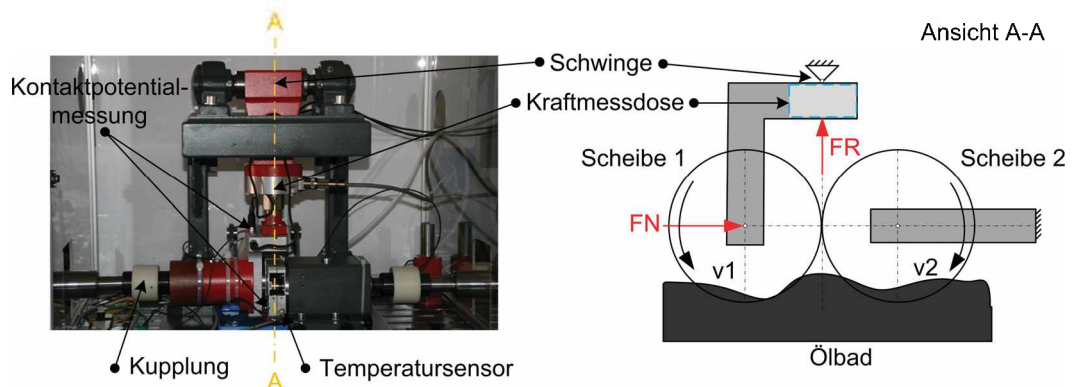


Abbildung 3.1: Versuchsaufbau des Zweiseibenprüfstandes [Kra12]

Die Scheibenproben werden durch eine Passfeder und eine Schraube auf den Wellen fixiert, welche durch Synchronmotoren via eines Aufsteckgetriebes (1:3) und einer Zahnbogenkupplung angetrieben werden. Die Normalkraft  $FN$  wird durch einen Luftbalg

aufgebracht, die Messung der resultierenden Reibungskraft erfolgt durch eine Kraftmessdose, welche sich genau in der Wirkungslinie der Reibkraft befindet. Für Versuche werden typischerweise Normalkraft (bzw. Hertz'scher Kontaktdruck), Geschwindigkeit, Schlupf und Temperatur vorgegeben. Mit Geschwindigkeit wird die Drehzahl des sogenannten Mastermotors bezeichnet, die andere Geschwindigkeit wird basierend auf dem Schlupf nach dem folgenden Zusammenhang berechnet (steigende hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit):

$$s = \frac{|u_1 - u_2|}{u_1 + u_2} \quad u_2 = u_1 \frac{1 + s}{1 - s} \quad (3.1)$$

Tabelle 3.1 zeigt eine Zusammenfassung der Steuergrößen.

Bezeichnung	Bedeutung	Einheit
$FN$	Normalkraft	$N$
$u_1$	Drehzahl Master	$RPM$
$s$	Schlupf	–
$T$	Öltemperatur	$K$

Tabelle 3.1: Steuergrößen

Ausgangsseitig werden die in Tabelle 3.2 dargestellten Kenngrößen erfasst:

Bezeichnung	Bedeutung	Einheit
$FR$	Reibkraft	$N$
$c_p$	Kontaktpotential	$mV$
$T$	Öltemperatur	$K$
$a_t$	Vibrationen in Tangentialrichtung	$m/s^2$
$a_r$	Vibrationen in Radialrichtung	$m/s^2$

Tabelle 3.2: Ausgangsgrößen

Durch das Kontaktpotential kann abgeschätzt werden, welcher Reibungszustand aktuell im Kontakt vorherrscht. Befindet sich das System im Bereich der Flüssigkeitsreibung, so trägt der Schmierfilm die gesamte Last und es treten keine Kontakte zwischen den Rauheitsspitzen der Oberflächen auf. Aufgrund des hohen elektrischen Widerstands des Ölfilms führt dies typischerweise zu einem hohen Kontaktpotential. Herrscht Mischreibung vor, so kontaktieren sich Rauheitsspitzen, dies führt in der Regel zu einem niedrigeren und aufgrund der Unregelmäßigkeit der Kontaktierungen, zu einem stark schwankenden Verlauf des Kontaktpotentials. Abbildung 3.2 zeigt den Verlauf des Kontaktpotentials bei schwankender Normalkraft.

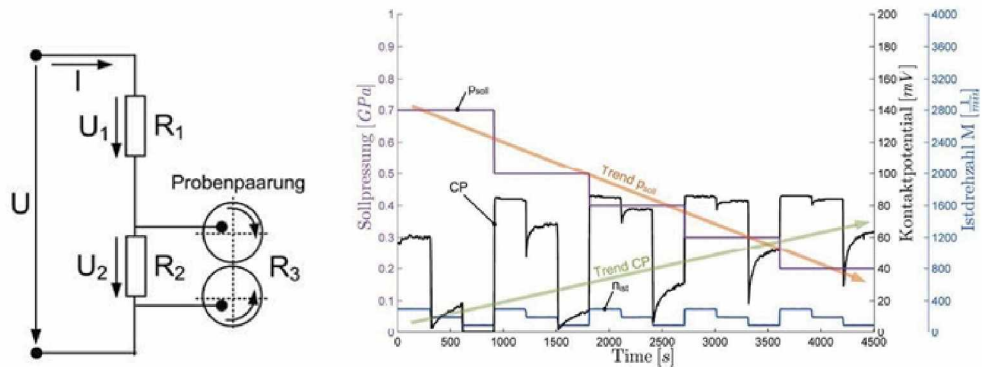


Abbildung 3.2: Einfluss der Normalkraft (bzw. Pressung) auf das Kontaktpotential [Kra12]

Ein typischer Messschrieb eines Versuchs, bei dem der Schlupf schrittweise erhöht wird (Englischer Fachausdruck: Traction Curve), ist in Abbildung 3.3 dargestellt.

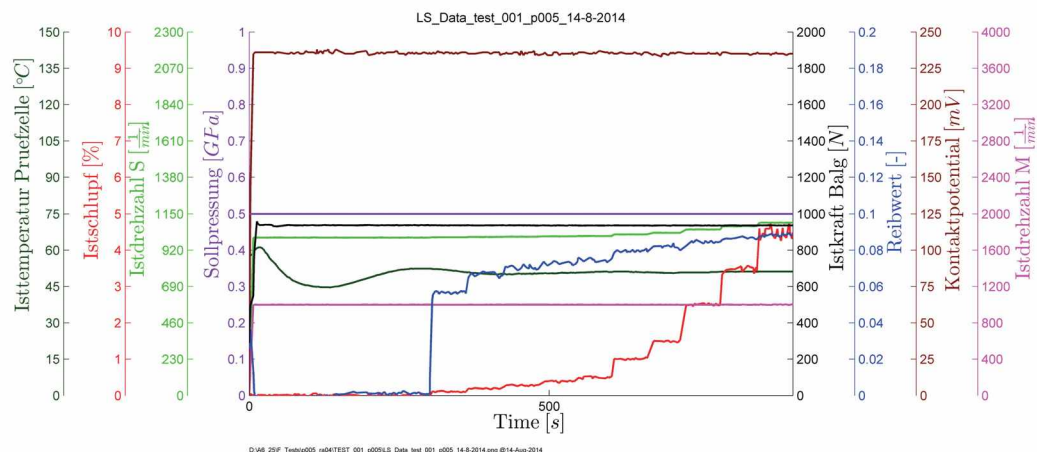


Abbildung 3.3: Messschrieb eines Referenzversuchs

## 3.2 Optische Analyse

Für die optischen Untersuchungen wurde ein Laserkonfokalmikroskop der Firma Olympus verwendet. Dieses ermöglicht eine 3-dimensionale Analyse von Flächen, welche die Grundlage für die Bestimmung von 3D Oberflächenparametern ist. Besonders wichtig ist es, systematische Messungen durchzuführen, da es aufgrund von Streuungen, sowohl bei Proben als auch beim Messgerät, durchaus zu Ausreißern kommen kann. Abbildung 3.4 zeigt dabei die Vorgangsweise. An jeder Messstelle erfolgt eine Oberflächenmessung mit 50x Vergrößerung und einem Bildraster von 1024x768. Dieses Raster wird anschließend in eine Software importiert, hier erfolgt die eigentliche Auswertung von Parametern sowie die Darstellung von Oberfläche, Verteilungsfunktion und Abbottkurve [Kra08].

Die Auswertung von 3D Oberflächenparametern wird dabei größtenteils in Anlehnung an die 2D Kennwerte durchgeführt, so ergibt sich beispielsweise das Analogon von  $R_q$  in 3D zu:

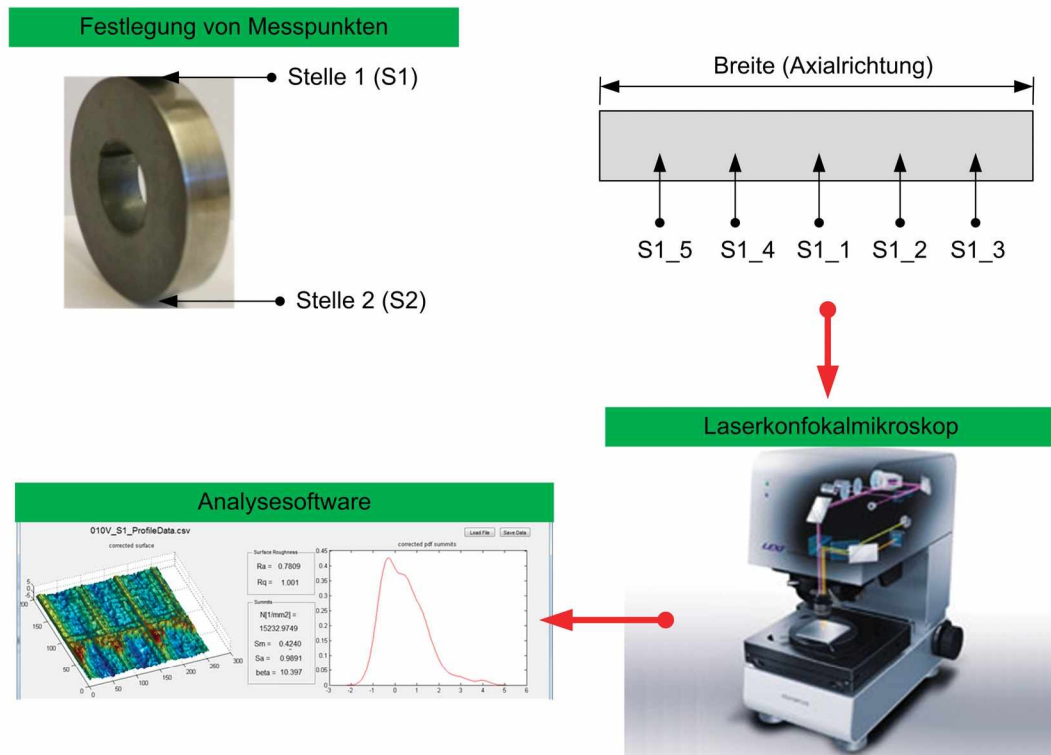


Abbildung 3.4: Methodik der optischen Analyse [Oly14] [Kra12]

$$S_q = \sqrt{\frac{1}{A} \int_A z(x,y)^2 dx dy} \quad (3.2)$$

Im Vergleich zur 2D Definition erfolgt eine Flächenintegration, und anstatt der Messlänge  $L$  existiert nun eine Messfläche  $A$ . Sämtliche 3D Parameter sind in der Norm ISO 25178 beschrieben. Ein wichtiger Kennwert welcher im Rahmen dieser Norm eingeführt wurde ist die Spitzenzahl, hierbei handelt es sich prinzipiell um eine Extremwertaufgabe, womit folgende Bedingung gelten muss:

$$\frac{\partial z}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial z}{\partial y} = 0 \quad (3.3)$$

Abbildung 3.5 zeigt anhand einer geschliffenen Oberfläche eine Spitzenzählung. Im rechten Bild der Abbildung sind alle Spitzen durch einen blauen Kreis markiert.

Ein weiterer signifikanter Parameter ist der mittlere Kugelradius der Asperitäten, hierfür kommt ein Least-Square Algorithmus zum Einsatz, der zu einer gegebenen Anzahl von Datenpunkten, in diesem Fall die Höhenkoordinaten der Asperitäten, einen Kugelradius sowie den dazu passenden Mittelpunkt berechnet [Jen13]. Es wird dabei die folgende Summe minimiert:

$$\sum_{i=1}^n [(x_i - x_c)^2 + (y_i - y_c)^2 + (z_i - z_c)^2 + r^2]^2 \quad (3.4)$$

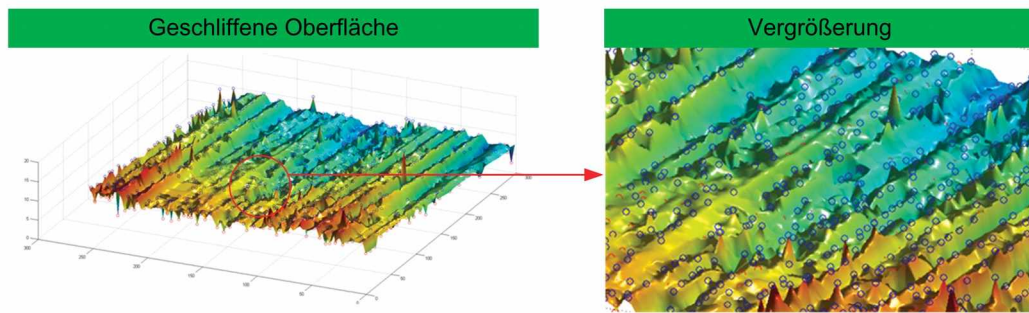


Abbildung 3.5: Spitzenzählung einer Oberfläche

Wobei es sich bei den Variablen mit dem Index  $i$  die Datenpunkte, sowie beim Index  $c$  um den Kugelmittelpunkt handelt. Abbildung 3.6 zeigt eine visualisierte Berechnung für eine Asperität.

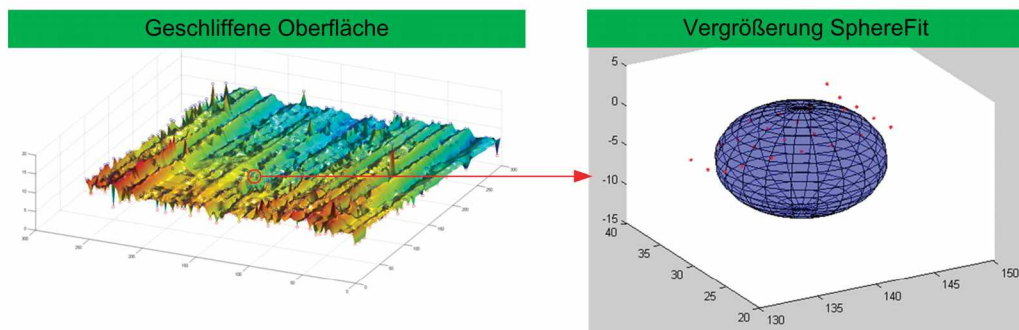


Abbildung 3.6: Berechnung einer Least-Square Kugel

Durch die erstellte Software können die Oberflächenparameter  $R_a$ ,  $R_q$ , sowie die Anzahl der Spitzen, deren Mittelwert, Standardabweichung und Schiefe, der mittlere Kugelradius der Asperitäten und Abbottkurven berechnet werden. Abbildung 3.7 zeigt eine beispielhafte Auswertung.

Ganz besonders ist bei der Auswertung darauf zu achten, dass es nahezu unmöglich ist die Probe völlig waagrecht im Mikroskop zu positionieren. Deswegen wird die Schiefelage durch eine Ebene, die mittels linearer Regression bestimmt wird, ausgeglichen. Abbildung 3.8 zeigt, dass die Unterschiede bei Nichtbeachtung der Schiefelage in der Auswertung teils beträchtlich sein können.

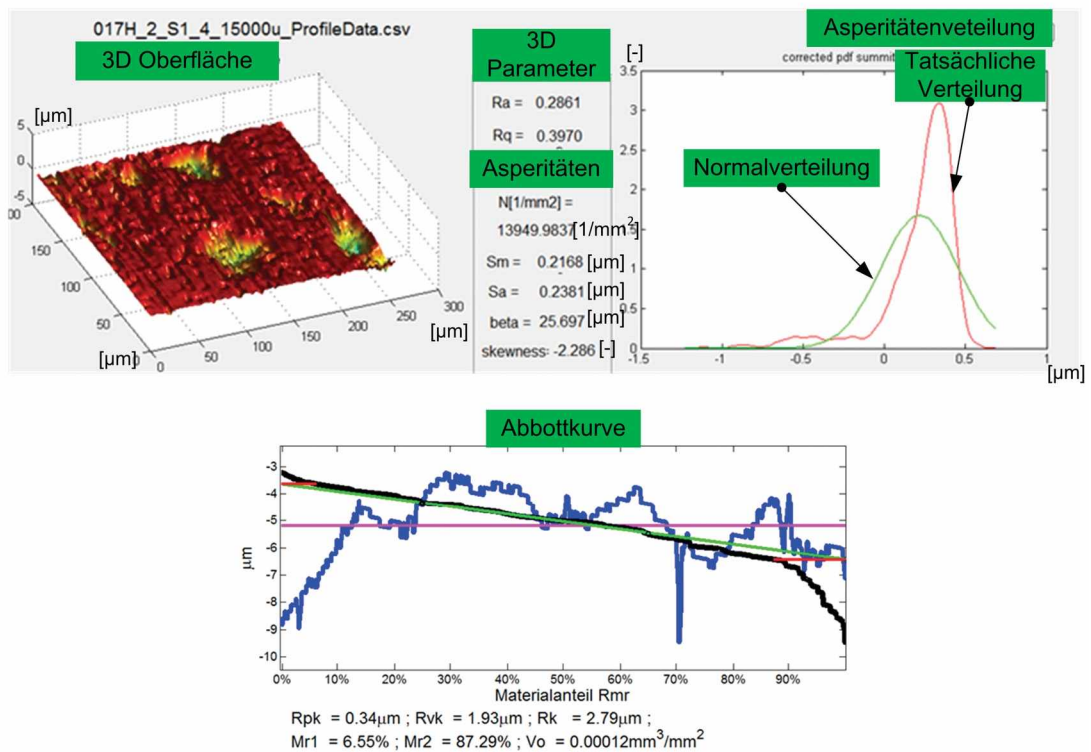


Abbildung 3.7: Software zur Auswertung von Oberflächen

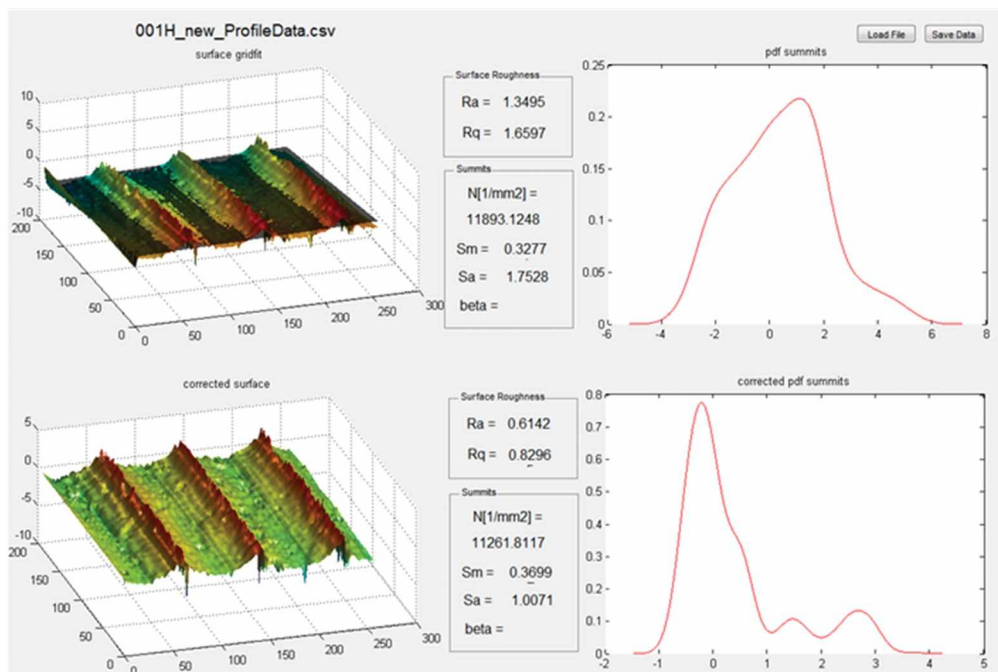


Abbildung 3.8: Auswertung originale und korrigierte Messwerte

### 3.3 Numerisches Modell

Aufbauend auf vorherigen Arbeiten [Kra12] wurde ein neues Modell in der Finite Elemente Software Comsol Multiphysics aufgebaut. Es handelt sich um eine voll-gekoppelte Lösung



von Reynoldsgleichung, Elastizitätstheorie und Kräftegleichgewicht durch die Finite Elemente Methode. Die Lösung dieser Art wurde erstmals von [Hab08] durchgeführt und weist im Vergleich zu anderen Methoden eine verbesserte Konvergenz sowie eine sehr hohe Genauigkeit auf. Analog zum Reduktionsvorgang bei den Hertz'schen Pressungen erfolgt bei diesem Modell ebenfalls ein Übergang zu einer Ebene und einer Scheibe, wobei diese als starr angenommen wird und wiederum die Deformationen beider Körper über die Ebene berechnet werden. Abbildung 3.9 zeigt dabei den Grundaufbau des Modells.

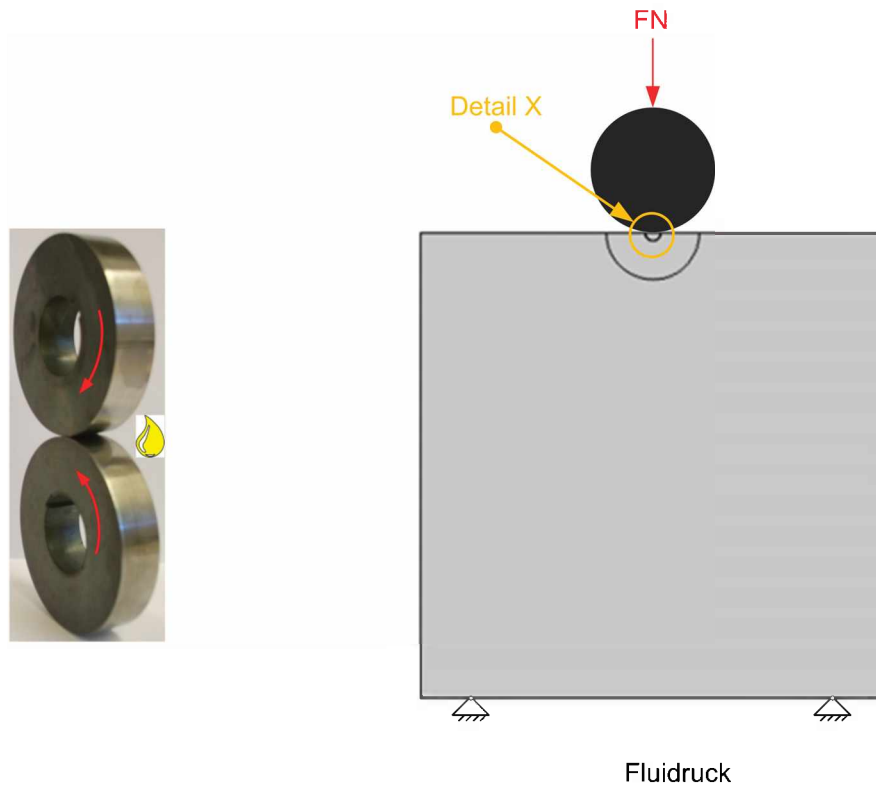


Abbildung 3.9: Grundaufbau des Modells in COMSOL

Die untere Kante wird fix eingespannt. Um Effekte durch diesen Constraint auf den Kontaktbereich auszuschließen ist das modellierte Rechteck im Vergleich zum Kontaktbereich sehr groß. Der genaue Aufbau der Simulation ist in [Hab08] und [Kra12] beschrieben.

Im Rahmen der Arbeit wurde das Kontaktmechanik Modell nach Greenwood und Willamson in das Modell integriert, benötigte Daten der Oberflächen werden von der zuvor beschriebenen Software importiert. Da die Asperitäten nun ebenfalls einen Teil der äußeren Last tragen können, ergibt sich folgendes Kräftegleichgewicht:

$$b \int p_f dx + b \int p_a dx = FN \quad (3.5)$$

Der Verteilung des Asperitätendrucks wird dabei eine Hertz'sche Verteilung entlang der Kontaktbreite ( $2a$ ) zugrunde gelegt und mit dem Schmierfilmdruck superpositioniert.

Entscheidend für die Höhe des Asperitätendrucks ist dabei der Parameter  $h_{ss}$ , dessen Definition in Anlehnung an die mittlere Schmierfilmdicke erfolgt.

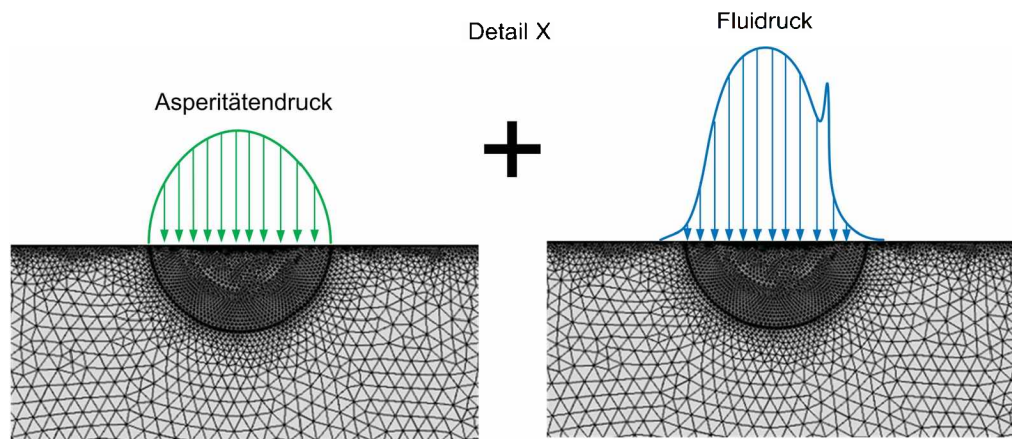


Abbildung 3.10: Lastaufbringung in COMSOL

$$h_{ss} = h_m \quad (3.6)$$

Abbildung 3.11 zeigt eine vergrößerte Ansicht des Schmierespaltes und die Verteilungsfunktionen der Asperitäten der beiden Oberflächen. Aus den beiden Verteilungen kann nun eine äquivalente Standardabweichung berechnet werden:

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_{s1}^2 + \sigma_{s2}^2} \quad (3.7)$$

Diese kann verwendet werden um den eigentlichen Kontakt durch ein Ersatzsystem aus starrer, glatter Ebene und rauher Fläche nachzubilden.

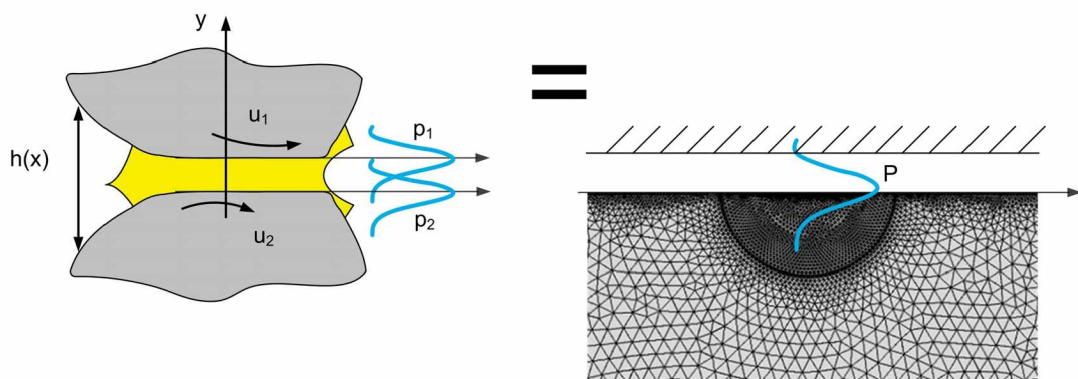


Abbildung 3.11: Asperitätenverschiebung in COMSOL

Wie bereits in Kapitel 2 erläutert ergibt sich der von den Asperitäten aufgenommene Druck nun zu:

$$p_a = \frac{2}{3} n \beta^{1/2} E_r \int_{h_{ss}}^{\infty} (y - h_{ss})^{3/2} \phi_s(y) dy \quad (3.8)$$

Bei der Berechnung der Reibkraft muss nun ebenfalls beachtet werden, dass neben Fluidreibung auch Festkörperreibung durch Berührung der Rauheitsspitzen auftreten kann:

$$FR = F_f + F_a \quad (3.9)$$



Für die Berechnung der Fluidreibung wird das Newton'sche Schubspannungsgesetz unter Berücksichtigung einer limitierenden Schubspannung verwendet. Die Festkörperreibung wird durch einen Reibungskoeffizienten  $\mu_a$ , welcher in Versuchen bestimmt wird, berechnet.

$$FR = b \int \eta \frac{\partial u(y)}{\partial y} dx + b \int p_a dx \mu_a \quad (3.10)$$

Der Reibungskoeffizient ergibt sich nun durch Division von Reibkraft durch Normalkraft:

$$\mu = \frac{FR}{FN} = \frac{b \int \eta \frac{\partial u(y)}{\partial y} dx + b \int p_a dx \mu_a}{FN} \quad (3.11)$$

Um eine möglichst stabile und schnelle numerische Berechnung zu ermöglichen, wurden alle Parameter mit passenden Konstanten dimensionslos gemacht.

# Kapitel 4

## Ergebnisse

In diesem Teil der Arbeit werden ausgewählte Ergebnisse vorgestellt und analysiert. Zu Beginn wird eine kurze Übersicht über die verwendeten Prüfstrategien und Proben sowie deren Eigenschaften gegeben. Danach werden die Versuchsergebnisse vorgestellt, parallel wird anhand optischer Analysen die unterschiedliche Performance der Proben erklärt. Desweiteren wurde eine Einlaufstudie durchgeführt, Oberflächenparameter wurden dabei nach einer bestimmten Anzahl von Prüfscheibenüberrollungen wiederholt gemessen und verglichen. Um möglichst realitätsnahe Simulationen durchführen zu können, wurden zur Bestimmung des Reibwertes  $\mu_a$  Trockenversuche vorgenommen. Dadurch kann eine realitätsnahe numerische Berechnung, wie sie im letzten Teil dieses Kapitels thematisiert wird, durchgeführt werden.

### 4.1 Testprogramm und Proben

Für die durchgeführten Tests kommen Scheibenproben mit einem Durchmesser von 50 mm und einer Breite von 11 mm zum Einsatz, als Werkstoff wird ein für Zahnräder typischer Stahl 34CrMo4, welcher auf 50 HRC gehärtet wurde und einen Elastizitätsmodul von 210 GPa aufweist, eingesetzt. Für jeden Versuch werden zwei Proben verwendet, die mit dem gleichen Verfahren bearbeitet werden und auch, ausgenommen prozessbedingter Schwankungen, gleiche Eigenschaften bezüglich der Rauheitskenngrößen aufweisen. Diese werden im folgenden als Probenpaare bezeichnet, deren Grundeigenschaften sind in Tabelle 4.1 aufgelistet.

Probenpaar	$R_a$ [ $\mu\text{m}$ ]	Schiefe [-]
Geschliffen (Referenz)	0,4	0,5
Kugelgestrahlt (KS)	1,1	-0,5
Gleitgeschliffen (GS)	0,35	-1
Kugelgestrahlt + Gleitgeschliffen (KSGS)	0,3	-2

Tabelle 4.1: Verwendete Probenpaare

Alle vier Probenpaare wurden nach dem Härten auf  $R_a$  0,4 geschliffen, eines dieser Paare wurde in diesem Zustand belassen. Die restlichen drei wurden jeweils kugelgestrahlt (KS), gleitgeschliffen (GS) und kugelgestrahlt plus gleitgeschliffen (KSGS).

Das im Rahmen der Arbeit durchgeführte Versuchsprogramm wurde praxisrelevant gestaltet, wodurch es nötig ist einen besonderen Fokus auf die Parameter Schlupf und Geschwindigkeit zu legen. Es wurden daher vier unterschiedliche Grundtypen von Tests durchgeführt, der Schlupf wird während des Versuchs schrittweise erhöht, während die Geschwindigkeit des Mastermotors konstant bleibt. Die durch den Schlupf bedingte Drehzahländerung wird über den Slavemotor durchgeführt. Anstatt der Normalkraft  $F_N$  wird in Tabelle 4.2 der Maximaldruck der Hertz'schen Pressung angegeben.

Versuchstyp	$p_{max}$	Drehzahl [RPM]	Schlupfbereich	Temperatur [°C]	Versuchsdauer
001	0,5 GPa	1000	0-4,5 %	50	15 min
002	0,5 GPa	500	0-4,5 %	50	15 min
003	0,5 GPa	250	0-4,5 %	50	15 min
004	0,5 GPa	125	0-4,5 %	50	15 min

Tabelle 4.2: Grundtypen von Versuchen

Jeder Versuchstyp wurde mindestens einmal für jedes Probenpaar durchgeführt. Um die Reproduzierbarkeit zu überprüfen und das Einlaufverhalten ausgewählter Proben näher zu untersuchen, wurden Versuche auch mehrmals durchlaufen. Die Reihenfolge der Tests wurde mit absteigender Geschwindigkeit durchgeführt, um eine frühe Schädigung der Proben im Mischreibungsbereich zu vermeiden. Weiters wurde die Versuchszeit bewusst kurz gewählt, da Vorversuche gezeigt haben, dass ansonsten thermische Effekte eintreten können, welche die Ergebnisse stark beeinflussen.

In Abbildung 4.1 wird das Versuchsprogramm grafisch dargestellt, zu Beginn wird eine fünfminütige Einlaufphase durchgeführt, anschließend wird der Schlupf in 0,1 % Schritten je 60 Sekunden von 0 bis 0,5 % gesteigert. Erfahrungen haben gezeigt, dass in diesem Bereich die höchste Änderung der Reibungskraft auftritt, weshalb hier eine höhere Auflösung nötig ist. Danach wird die Schrittweite auf 0,5 % erhöht.

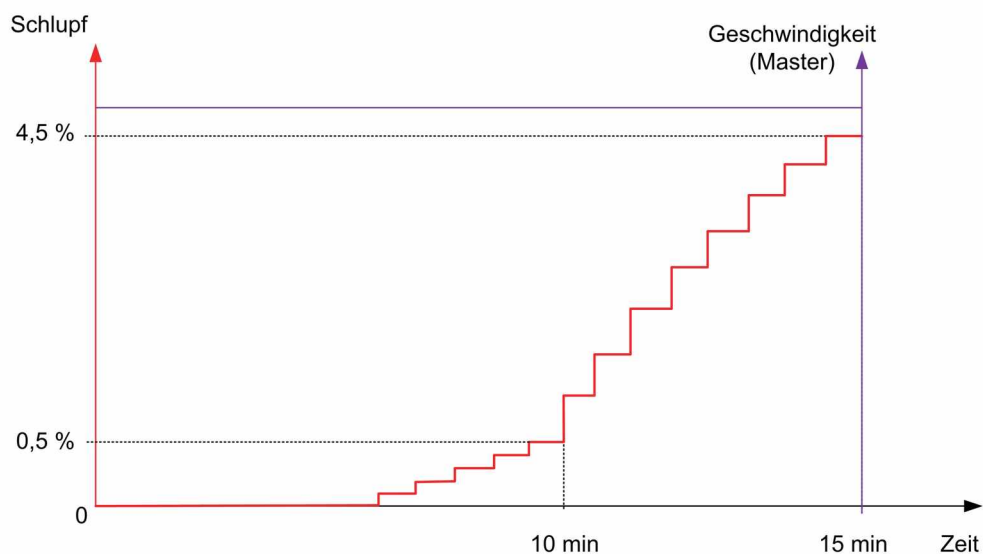


Abbildung 4.1: Ablauf eines Versuchsprogramms

Um die Reibung zwischen den Rauheitsspitzen der Proben näher zu untersuchen wurden Trockenversuche durchgeführt. Das Schmierungssystem wurde dabei vom Prüfstand entfernt und die Proben entfettet. Diese Tests wurden bei sehr niedrigen Drehzahlen und Raumtemperatur durchgeführt, wie Tabelle 4.3 zeigt.

Versuchstyp	$p_{max}$	Drehzahl [RPM]	Schlupfbereich	Temperatur [°C]	Versuchsdauer
T1	0,5 GPa	50	0-4,5 %	RT	4 min
T2	0,75 GPa	50	0-4,5 %	RT	4 min

Tabelle 4.3: Trockenversuche

Für alle Tests wurde das Grundöl FVA3 verwendet, hierbei handelt es sich um ein Referenzöl mit sehr geringen chargenbedingten Streuungen. Die nötigen Parameter zur Beschreibung der Druck- und Temperaturabhängigkeit von Viskosität und Dichte wurden bereits in vorhergehenden Arbeiten bestimmt [Kra12]. Die Eigenschaften des Schmierstoffs sind in Tabelle 4.4 dargestellt.

Viskosität	Dichte
51,03 mPas	860,07 kg/m <sup>3</sup>

Tabelle 4.4: Eigenschaften FVA3@50°C und 0 bar

Die zur mathematischen Beschreibung des Schmierstoffes nötigen Eigenschaften sind in den folgenden Tabellen aufgelistet.

B0	B1	B2	B3	B4	Rs	Als
0,094926846	6637,925373	-27,98394302	0,044663032	-2,62E-05	1050,925049	0,000562

Tabelle 4.5: Parameter FVA3 Teil 1

A1	A2	A3	A4
4,019E-02	2,6250	7,8630E+02	1,5336E-03

Tabelle 4.6: Parameter FVA3 Teil 2

Durch diese Parameter kann nun wie in Abbildung 4.2 dargestellt die Viskosität in Abhängigkeit von Temperatur und Druck berechnet werden.

$$RN = 1 - B0 \cdot \ln \left[ \frac{B1 + B2 \cdot T + B3 \cdot T^2 + B4 \cdot T^3 + p}{B1 + B2 \cdot T + B3 \cdot T^2 + B4 \cdot T^3} \right]$$

$$Rg = A3 \cdot (1 + A4 \cdot T) \quad RZ = Rs(1 - Als \cdot T)$$

$$Rho = \frac{RZ}{RN}$$

$$\eta = A1 \cdot e^{\frac{A2 \cdot Rho}{Rg - Rho}}$$

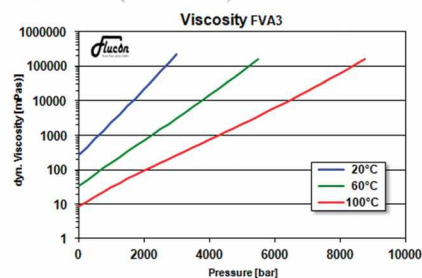


Abbildung 4.2: Gleichungen zur Berechnung der Viskosität [Kra12]

## 4.2 Versuchsergebnisse und optische Analyse

Entsprechend der in Kapitel 3 vorgestellten Methodik wurden alle Proben mit einem Laserkonfokalmikroskop vermessen, bevor die Versuche durchgeführt wurden. Für jedes Oberflächenmodifikationsverfahren werden nun diese Ergebnisse und die Testresultate dargestellt.

### 4.2.1 Geschliffene Probe

Die Scheibenproben wurden in Umfangsrichtung geschliffen, Abbildung 4.3 zeigt eine Mikroskopaufnahme, sowie die Auswertung durch das entwickelte Softwaretool für eine ausgewählte Stelle.

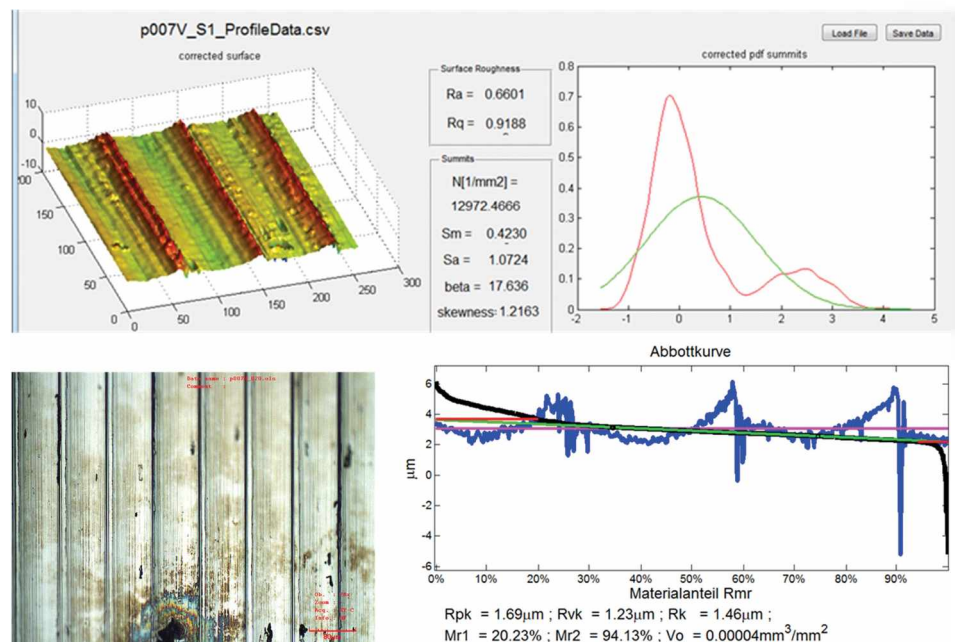


Abbildung 4.3: Optische Auswertung einer geschliffenen Probe

Die für den Schleifvorgang typischen Riefen sind sowohl in der 3D als auch in der Oberflächenansicht sehr gut erkennbar. Die tatsächliche Verteilungsfunktion der Asperitäten, in der roten Farbe, weist zur entsprechenden Normalverteilung einen deutlichen Unterschied auf, was sich auch im für die Schiefe berechneten Wert äußert (die Schiefe einer Normalverteilung ist 0). Insbesondere ist die Ausbildung von zwei Peaks in der Verteilungsfunktion auffallend, auch in anderen Auswertungen hat sich gezeigt, dass sich solche Verteilungsfunktionen typischerweise für geschliffene Oberflächen ergeben. Das erste Maximum in der Verteilung kommt durch die hohe Anzahl der Spitzen in den breiten Tälern zustande, während das zweite Maximum durch die Spitzen entlang der Grate entsteht.

Abbildung 4.4 zeigt einen Messschrieb eines Versuchs mit einer Masterdrehzahl von 1000 *RPM*.

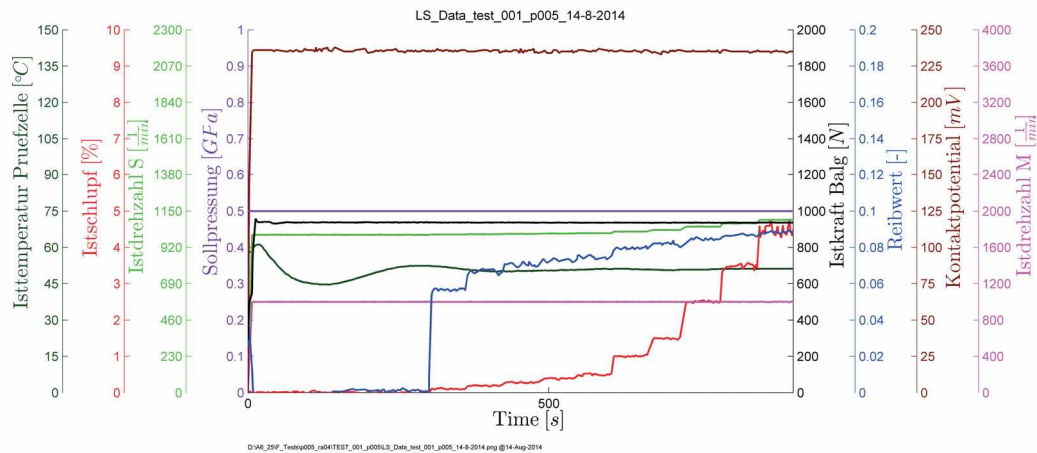


Abbildung 4.4: Messschrieb für das geschliffene Probenpaar bei 1000 *RPM*

Der in blau eingezeichnete Reibwert steigt sprunghaft an, sobald der Schlupf von 0 auf 0,1% erhöht wird. Danach steigt der Reibwert kontinuierlich weiter an, bis er schließlich gegen Ende des Versuchs annähernd konstant bleibt. Die Temperaturregelung ist zu Beginn des Versuchs leichten Schwankungen unterworfen, pendelt sich dann allerdings bei 50 °C ein. Das konstant sehr hohe Kontaktpotential ist grundsätzlich ein Indikator für reine Fluidreibung, bei genauer Betrachtung kann jedoch eine leichte Oszillation ausgemacht werden, dies lässt den Schluss zu, dass bereits ein leichter Kontakt zwischen den Rauheitsspitzen besteht und somit bereits Mischreibung auftritt.

Wird nun der Reibwert in Abhängigkeit des Schlupfs aufgetragen, so erhält man Diagramme die typischerweise mit dem Begriff Traction Curve bezeichnet werden. Eine entsprechende Darstellung, in denen auch die Auswertung für 125 *RPM* und 250 *RPM* durchgeführt wurde, ist in Abbildung 4.5 zu finden.

Bereits auf den ersten Blick kann festgehalten werden, dass eine höhere Geschwindigkeit zu einer niedrigeren Reibung führt. Bei niedrigeren Geschwindigkeiten wird weniger Schmierstoff in den Spalt eingezogen, dementsprechend treten verstärkt Festkörperkontakte auf und die Reibung steigt. Der Übergang vom linearen Bereich in ein Plateau wird meist durch thermische Effekte sowie durch nicht Newton'sches Fluidverhalten erklärt. Wobei anzumerken ist, dass dieser Übergang bei höherer Drehzahl deutlich abrupter verläuft als bei niedriger Drehzahl. Aufgrund der niedrigeren Energieeinbringung treten die thermischen Effekte wohl erst etwas verzögert ein.



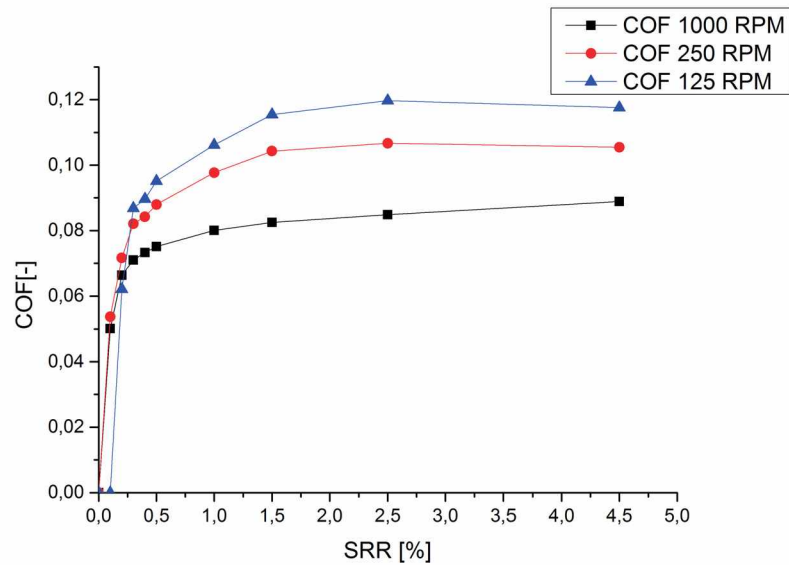


Abbildung 4.5: Traction Curves für das geschliffene Probenpaar

## 4.2.2 Kugelgestrahlte Probe (KS)

Durch das Kugelstrahlen der Proben erfolgte eine deutliche Aufrauung der Oberfläche von  $R_a$  0,4 auf durchschnittlich  $R_a$  1,2. Gerade beim Kugelstrahlen können sich je nach betrachteter Stelle sehr große Unterschiede für die Rauheitskenngrößen ergeben. Abbildung 4.6 zeigt die Oberflächenanalyseergebnisse einer ausgewählten Stelle.

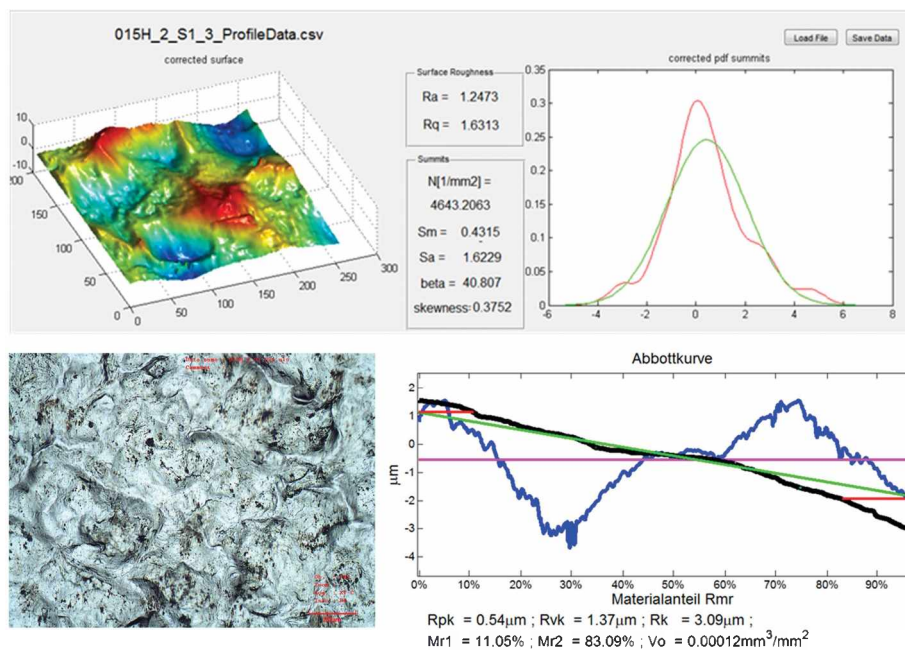


Abbildung 4.6: Optische Auswertung einer kugelgestrahlten Probe

Sehr gut erkennbar ist die für das Kugelstrahlen typische matte Struktur, welche durch den zufälligen Kugelbeschuss entsteht. Ebenfalls ergibt sich für den mittleren Kugelradius  $\beta$  ein deutlich höherer und für die Anzahl der Spitzen ein kleinerer Wert als bei geschliffenen

Oberflächen. Das Strahlmittel ebnet wohl sehr viele Spitzen ein und erzeugt weiters Erhebungen, die einen recht hohen Krümmungsradius ergeben.

Der Messschrieb für einen Versuch, der bei einer Drehzahl von 125 *RPM* durchgeführt wurde, ist in Abbildung 4.7 ersichtlich.

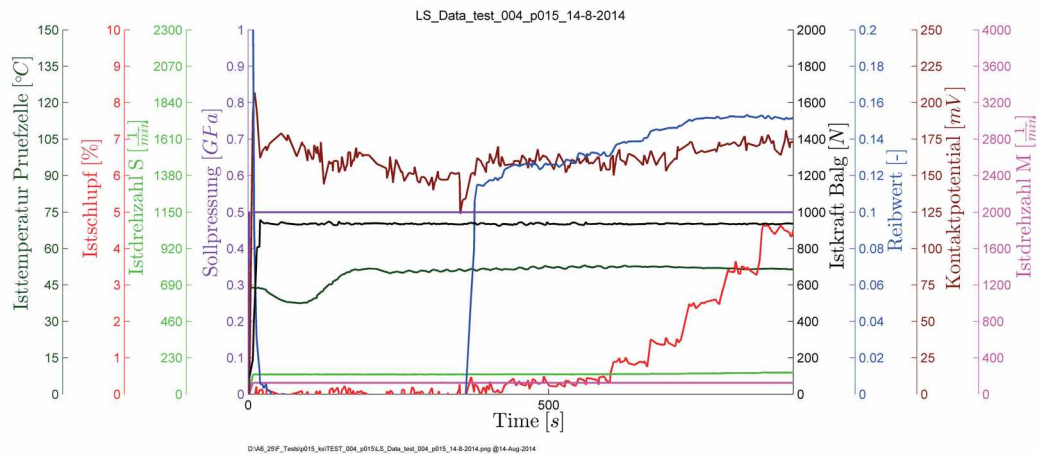


Abbildung 4.7: Messschrieb für das kugelgestrahlte Probenpaar bei 125 *RPM*

Das sehr unruhige und im Vergleich zum vorherigen Versuch deutlich niedrigere Kontaktpotential weist darauf hin, dass ein extrem hoher Anteil der Last durch Festkörperkontakte getragen wird. Dies ist durch die sehr raue Oberfläche bedingt, was sich auch in einem deutlich höheren Reibwert äußert. Weiters ist erkennbar, dass sich aufgrund der sehr niedrigen Geschwindigkeit, bereits regelungstechnische Probleme bei der Slavemotor Drehzahl ergeben, der in rot dargestellte Istschlupf ist leichten Schwankungen unterworfen.

Die Auswertung der Traction Curves in Abbildung 4.8 bestätigt bereits zuvor festgestellte Trends bezüglich des Einflusses der Geschwindigkeit.

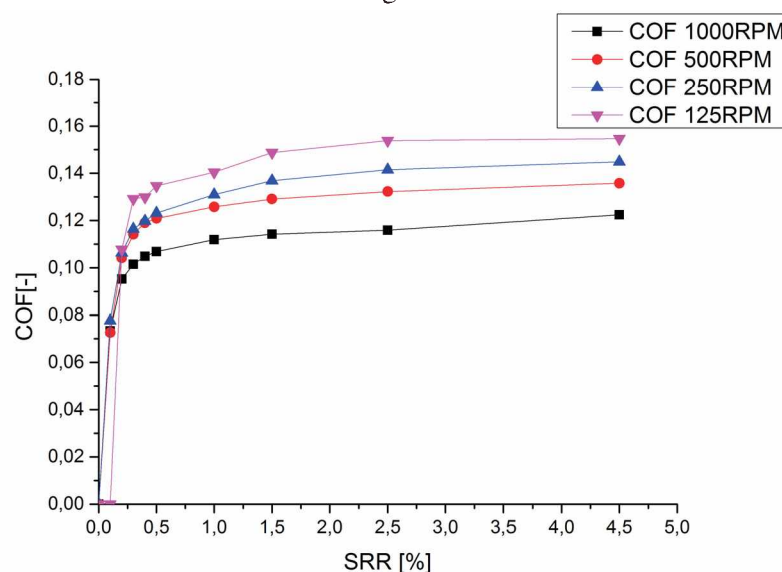


Abbildung 4.8: Traction Curves für das kugelgestrahlte Probenpaar

### 4.2.3 Gleitgeschliffene Probe (GS)

In Abbildung 4.9 sind die Ergebnisse der optischen Analyse einer gleitgeschliffenen Probe dargestellt.

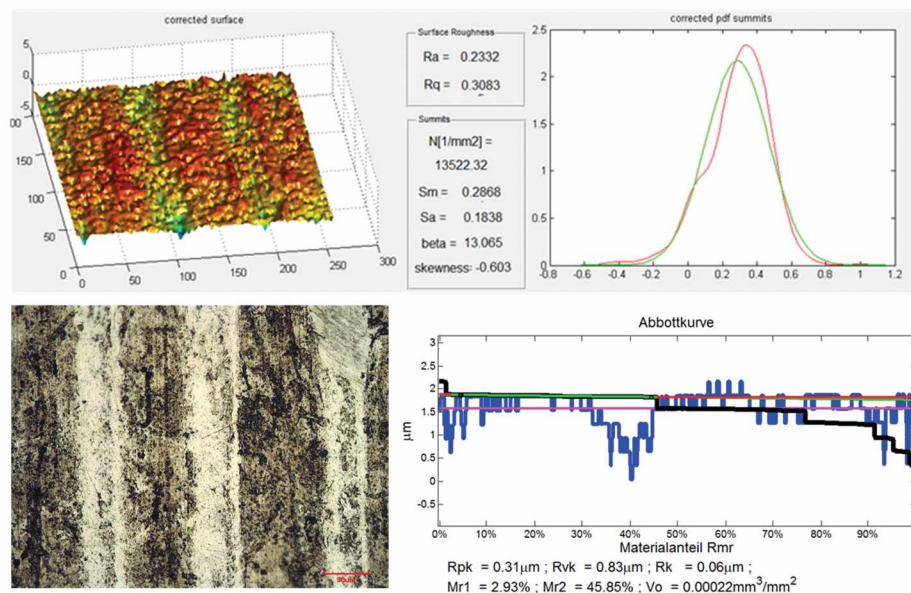


Abbildung 4.9: Auswertung gleitgeschliffene Probe

Die Bearbeitung erfolgte ausgehend von einer geschliffenen Oberfläche, die dadurch entstandenen Riefen sind noch immer sehr gut erkennbar, allerdings ist die Tiefe bereits deutlich verringert worden. Durch den Einsatz der abrasiven Schleifkörper ergibt sich die unregelmäßige Schleifstruktur, die in der Oberflächenaufnahme gut erkennbar ist. Insbesondere ergeben sich auch Riefen quer zur Laufrichtung der Scheibenproben. Die Oberflächenrauheit wurde durch den Prozess verringert, speziell der Parameter  $R_{pk}$  konnte deutlich reduziert werden, auch die Schiefe ändert sich signifikant und weist nun einen negativen Wert auf. Für die Anzahl der Spitzen und den mittleren Kugelradius ergibt sich jeweils eine leichte Steigerung bzw. eine leichte Verminderung. Durch die vielen, kleinen Schleifkörper können die Krümmungsradi der Asperitäten offensichtlich etwas reduziert werden.

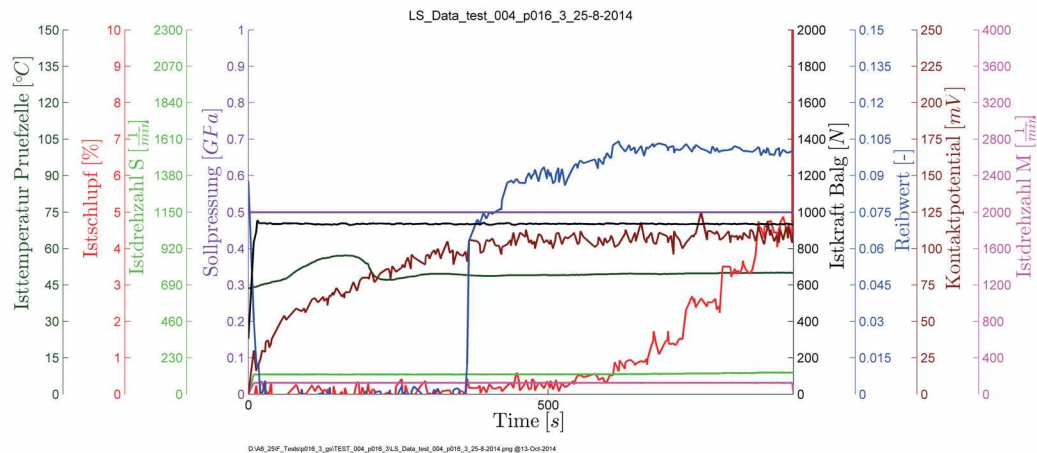


Abbildung 4.10: Messschrieb für das gleitgeschliffene Probenpaar bei 125 RPM

Abbildung 4.10 zeigt die Ergebnisse eines Testlaufs, der bei 125 RPM durchgeführt wurde. Obwohl die Oberfläche dieser Proben deutlich feiner ist, ergibt sich verglichen mit der kugelgestrahlten Probe ein noch niedrigeres Kontaktpotential. Aufgrund der sehr feinen Oberflächenstruktur resultieren wohl größere Kontaktflächen, welche wiederum zu einem geringeren Kontaktpotential führen. Weiters kann es beim Gleitschleifen durchaus vorkommen, dass Proben nicht an allen Stellen gleichmäßig bearbeitet werden. Das zu Beginn sehr niedrige Kontaktpotential könnte somit durch einen solchen Effekt erklärt werden, mit fortschreitender Versuchsdauer erfolgt eine bessere gegenseitige Anpassung der Oberflächen, wodurch das Kontaktpotential steigt.

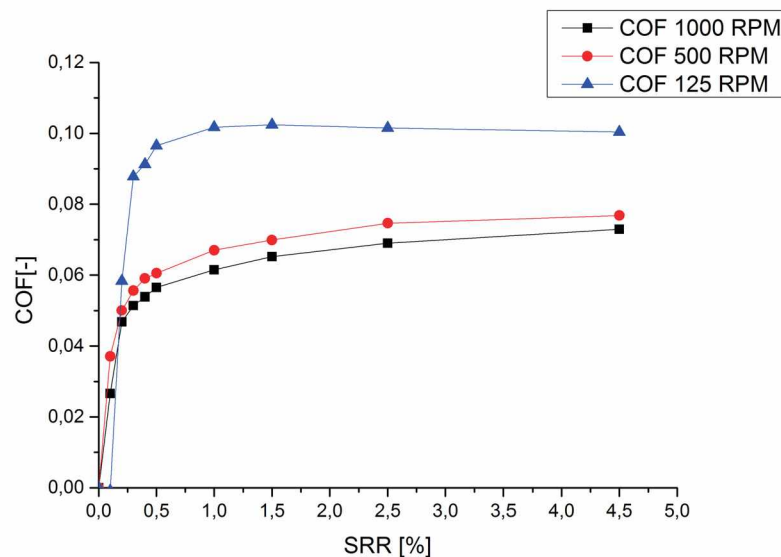


Abbildung 4.11: Traction Curves für das gleitgeschliffene Probenpaar

An den in Figur 4.14 dargestellten Reibwertkurven ist der Verlauf der 125 RPM Kurve besonders interessant, da hier der Maximalwert schon besonders früh erreicht wird und sich anschließend sogar eine leichte Minderung des Reibungskoeffizienten ergibt. Ein solches Verhalten ist bei sehr hohen Drehzahlen bekannt, da dann durch die hohe Energieeinbringung eine starke Erwärmung auftritt, welche wiederum zu einer niedrigeren Viskosität führt, die

sich dann in einem sinkenden Reibwert widerspiegelt. In diesem Fall ist allerdings davon auszugehen, dass dieses Verhalten von einem sehr stark ausgeprägten Festkörperkontakt, der besonders im ersten Drittel des Versuchs auftritt, verursacht wird. Der Messschrieb aus Abbildung 4.10 bestätigt durch das sehr niedrige Kontaktpotential diese Vermutung. Eine ungleichmäßige Bearbeitung kann, wie bereits zuvor erwähnt, ein Auslöser für ein solches Verhalten sein. Trotzdem ergeben sich im Vergleich zu den geschliffenen Proben niedrigere Reibungskoeffizienten.

#### 4.2.4 Kugelgestrahlte Probe plus gleitgeschliffene Probe (KSGS)

Die Resultate der Analysemethodik für eine kugelgestrahlte und anschließend gleitgeschliffene Probe sind in Abbildung 4.12 dargestellt.

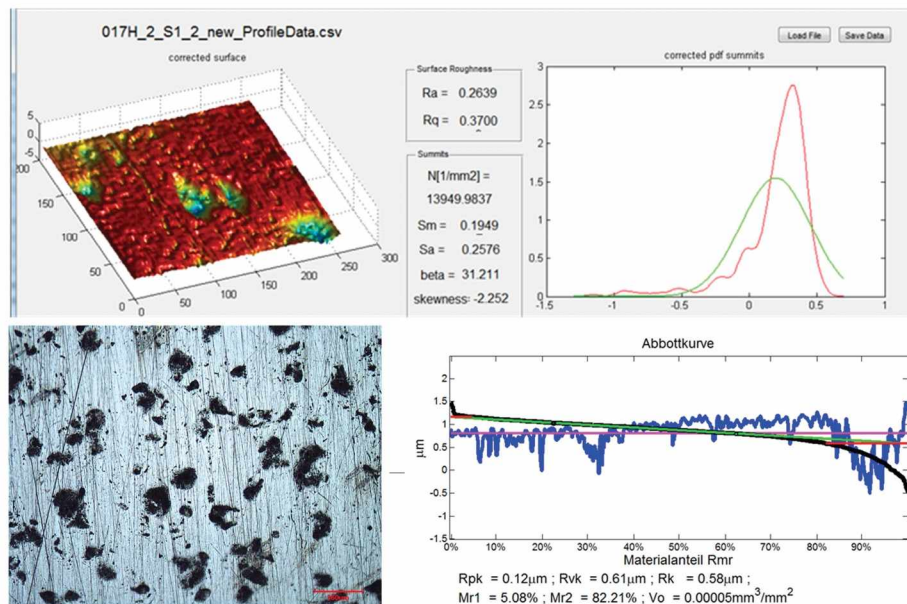


Abbildung 4.12: Auswertung kugelgestrahlte und anschließend gleitgeschliffene Probe (KSGS)

Diese Folge von Bearbeitungsschritten liefert eine sehr glatte, plateauartige Struktur mit unregelmäßig angeordneten Vertiefungen, die durch den Kugelstrahlprozess entstanden sind. Die Morphologie ist mit gehonten Oberflächen vergleichbar, allerdings existieren zwischen den Vertiefungen keine Riefen, wodurch sich eine nicht kommunizierende Struktur ergibt. Es ergeben sich auch ähnliche Rauheitskenngrößen, insbesondere  $R_{pk}$  ist sehr klein und im Vergleich zu jener Probe, die lediglich gleitgeschliffen wurde, deutlicher geringer. Für  $R_{vk}$  hingegen kann nur ein sehr kleiner Unterschied festgestellt werden. Die Verteilungsfunktion der Spitzen weicht stark von einer Normalverteilung ab, dies führt zu einer sehr geringen Schiefe. Die Anzahl der Spitzen ist annähernd gleich, allerdings sind die Krümmungsradien aufgrund des Kugelstrahlens deutlich höher.

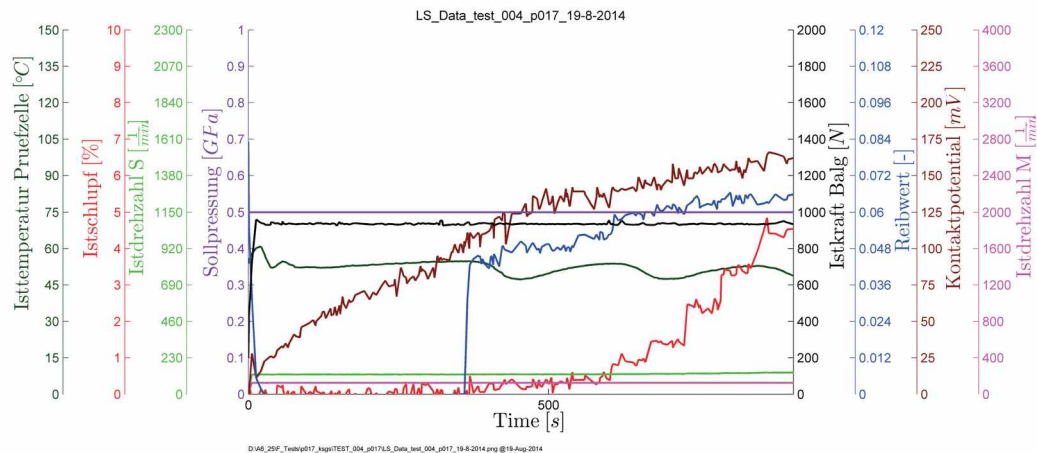


Abbildung 4.13: Messschrieb für das kugelgestrahlte und gleitgeschliffene Probenpaar bei 125 RPM

Abbildung 4.13 zeigt die Versuchsergebnisse für KSGS Proben bei einer Masterdrehzahl von 125 RPM. Wiederum besteht im ersten Drittel ein ausgeprägter Festkörperkontakt, der jedoch mit zunehmender Versuchsdauer deutlich abnimmt.

Die Testergebnisse für unterschiedliche Geschwindigkeiten sind in Abbildung 4.14 dargestellt. Grundsätzlich kann bereits festgestellt werden, dass sich im Vergleich zu GS Versuchen nochmals eine deutliche Reduzierung der Reibung erzielen lässt. Insbesondere interessant ist, dass jener Versuch, der bei einer Masterdrehzahl von 125 RPM durchgeführt wurde, trotz eines sehr geringen Kontaktpotentials einen äußerst niedrigen Reibwert aufweist. Durch die nicht kommunizierende Schmieraschenstruktur können sich wohl auch bei sehr niedriger Geschwindigkeit Mikroschmierkeile bilden, die lokal für einen Druckaufbau sorgen und dadurch Reibungsverluste reduzieren.

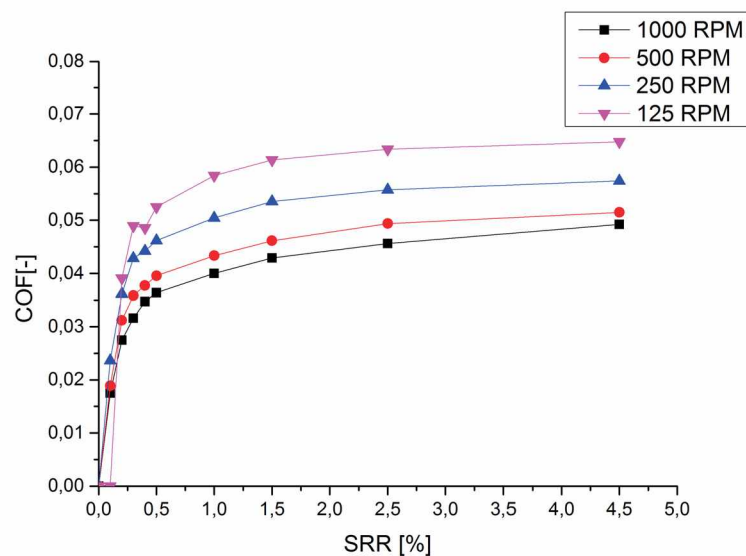


Abbildung 4.14: Traction Curves für das kugelgestrahlte und anschließend gleitgeschliffene Probenpaar

Es ergibt sich eine deutliche Reduzierung des Reibwertes, bedingt durch die feinere Oberfläche und die Mikroschmierkeile. Bei sehr kleinen Schlüpfen sind die Kurven für 125 *RPM* und 250 *RPM* sehr ähnlich, allerdings ist der Festkörperkontakt bei 250 *RPM* bereits deutlich geringer ausgeprägt wodurch der Reibwert dann nicht so stark ansteigt. Bemerkenswert ist auch, dass bei sinkender Drehzahl und gleichem Schlupf eine immer größere Steigerung des Reibungskoeffizienten von Kurve zu Kurve auftritt. Während bei einer Erniedrigung der Drehzahl von 1000 *RPM* auf 500 *RPM* die Änderungen noch moderat sind, so ist der Unterschied zwischen 250 *RPM* und 125 *RPM* deutlich größer. Dieses Verhalten hängt im wesentlichen mit dem Übergang von von Fluid- nach Mischreibung zusammen und wird anschließend durch den Vergleich von Stribeckkurven näher betrachtet.

## 4.2.5 Stribeckkurven

Bei den Versuchen hat sich gezeigt, dass unterschiedlich bearbeitete Proben auf Drehzahländerungen mit ungleichmäßigen Änderungen der Reibwertkurven reagieren. Um diese Situation genauer zu untersuchen, wurde der Reibungskoeffizient in Abhängigkeit der Geschwindigkeit für die verschiedenen Oberflächenmodifikationen analysiert. Abbildung 4.15 zeigt die entsprechenden Stribeckkurven.

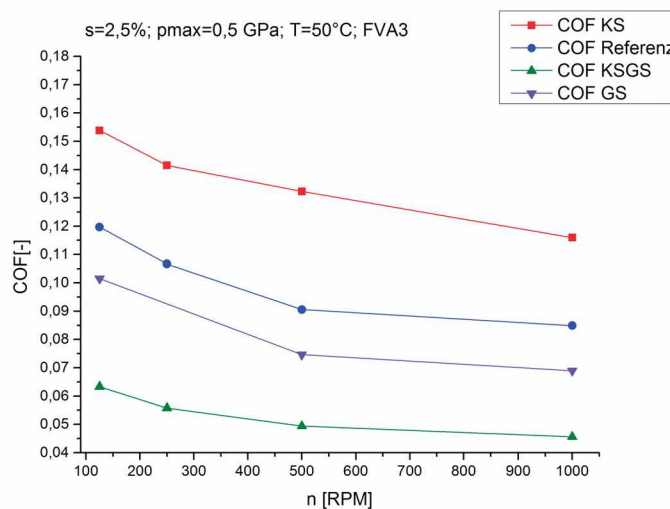


Abbildung 4.15: Stribeckkurven für die getesteten Probenpaare

Grundsätzlich ergibt sich für alle Probenpaare eine Zunahme der Reibwerte, sowie eine erhöhte Steigung der Kurve, mit sinkender Drehzahl. Es kann daher angenommen werden, dass alle Versuche im Mischreibungsgebiet durchgeführt wurden. Lediglich bei KSGS ist die Kurve bei 1000 *RPM* bereits sehr flach, wodurch hier wohl der Festkörperreibungsanteil bereits äußerst gering ist. Die KS Proben hingegen operieren schon sehr weit am linken Ast der Stribeckkrurve im Bereich der Grenzreibung.

## 4.2.6 Trockenversuche

Um zuverlässige Werte für den Reibungskoeffizienten der Asperitäten zu erhalten, wurden entsprechend des Eingangs vorgestellten Prüfprogramms Trockenversuche durchgeführt. Abbildung 4.16 zeigt die Ergebnisse für eine Referenzprobe (geschliffen).

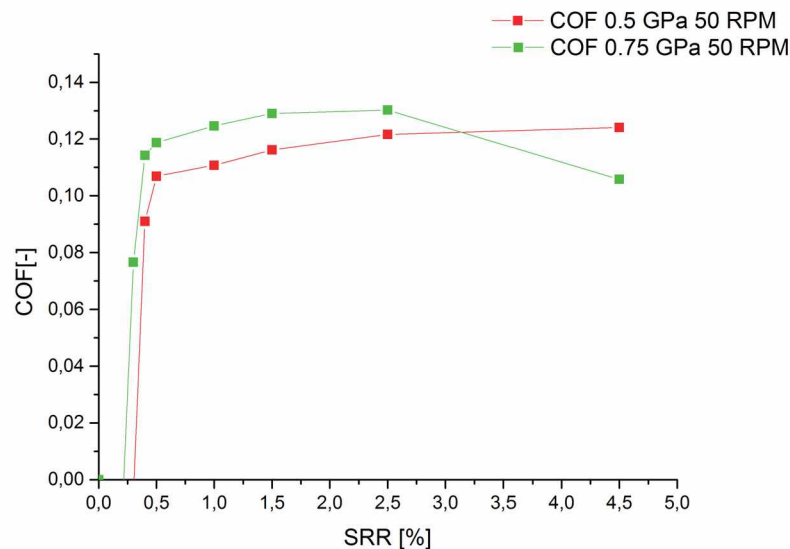


Abbildung 4.16: Trockenversuch für ein geschliffenes Probenpaar

Ein Schlupf von 0 entspricht einer Relativgeschwindigkeit von 0, dem entsprechend ergibt sich auch keine Reibung. Im Bereich von sehr niedrigen Schlüpfen tritt noch keine Reibkraft auf, da der geringe Drehzahlunterschied noch durch elastische Deformationen ausgeglichen werden kann. Bei kontinuierlicher Erhöhung des Schlupfs beginnt nun der Losreißvorgang, der Reibwert steigt sprunghaft an und bleibt dann annähernd konstant. Aufgrund der sehr niedrigen Drehzahl ergeben sich regelungstechnisch bereits Einschränkungen, welche sich durch leichte Schwankungen in den Reibwertverläufen bemerkbar machen. Ebenfalls zeigt sich, dass der Reibungskoeffizient annähernd unabhängig von der aufgetragenen Last ist.

Für die anderen Bearbeitungsverfahren stellten sich ähnliche Reibwertverläufe heraus, wobei eine leichte Geometrieabhängigkeit des Maximalwertes festgestellt werden konnte. KS Proben zeigten einen etwas höheren Reibwert, während GS Proben niedrigere Werte aufweisen.

## 4.2.7 Bewertung der Performance

Abbildung 4.17 zeigt nochmals einige der zuvor vorgestellten Ergebnisse in einem Diagramm um generelle Trends besser erkennbar zu machen.

Unter anderem konnten durch Versuche und optische Analysen folgende Erkenntnisse erzielt werden:

- Höhere Werte von  $R_a$  führen grundsätzlich zu einem höheren Reibungskoeffizienten. Daher zeigten die KS Proben das schlechteste Reibungsverhalten, im Vergleich zu den geschliffenen Proben ist der Reibwert im Plateaubereich um 25% bis 30% höher. Für KSGS und GS bearbeitete Proben ergeben sich Reibungsreduzierungen von 50% bzw.



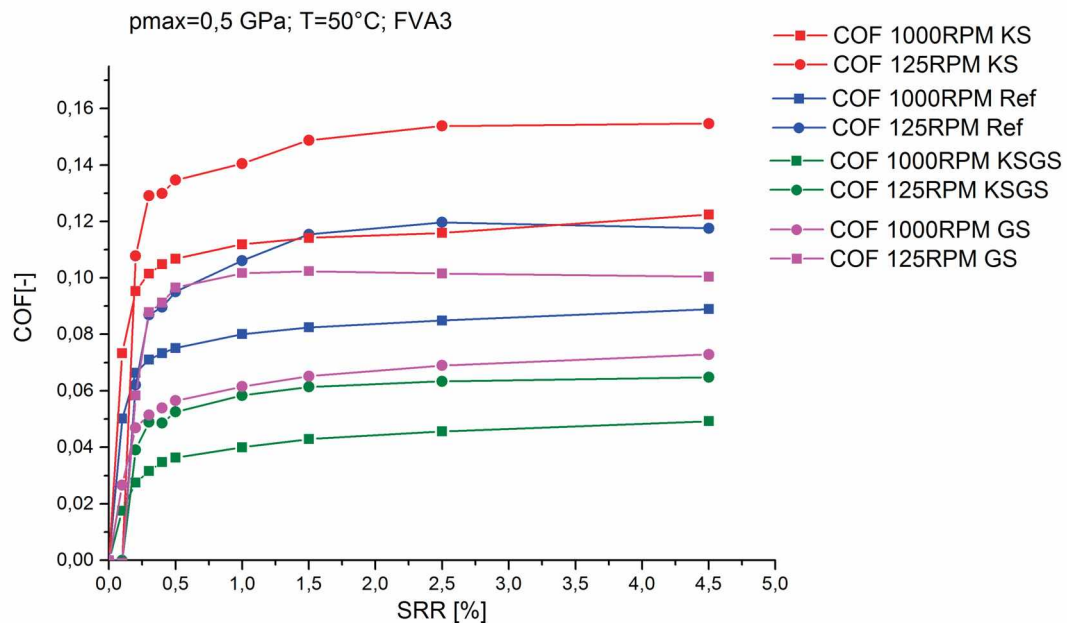


Abbildung 4.17: Vergleich aller Oberflächenbearbeitungen (jede Farbe entspricht einer Bearbeitung) bei zwei verschiedene Drehzahlen

20% im Plateaubereich. Der  $R_a$  Wert der KSGS Proben ist allerdings nur geringfügig kleiner als jener der GS Proben.

- Offensichtlich können also Oberflächen mit ähnlichem  $R_a$  deutliche Performanceunterschiede im Reibungsverhalten zeigen, was am Beispiel von GS und KSGS Scheibenproben verdeutlicht wurde. Es ist daher notwendig weitere Kenngrößen für die Beurteilung des tribologischen Systems heranzuziehen, eine Möglichkeit hierfür ist die Verwendung von Abbottkurven, wobei insbesondere der Parameter  $R_{pk}$  entscheidend ist.
- Die Schiefe der Oberflächen- bzw. der Asperitätenverteilung zeigt ebenfalls eine sehr gute Korrelation zum Abschneiden der verschiedenen bearbeiteten Proben in den Versuchen. So entspricht eine sehr niedrige Schiefe typischerweise sehr kleinen  $R_{pk}$  und moderaten  $R_{vk}$  Werten.
- KSGS Proben zeigen trotz ausgeprägten Festkörperkontakten bei niedrigen Drehzahlen ein ausgezeichnetes Reibungsverhalten. Grund hierfür sind die nicht kommunizierenden Mikroschmiertaschen, die bereits bei sehr niedrigen Drehzahlen einen Druckaufbau ermöglichen.
- Bei niedriger Drehzahl und geringem Schlupf ergibt sich durch GS kaum ein Vorteil gegenüber herkömmlichen Schleifen.
- Die Trockenversuche haben gezeigt, dass zwischen den Proben ein Losreißvorgang auftritt, wobei der Reibwert bei einem gewissen Schlupfwert sprunghaft ansteigt

und dann annähernd konstant bleibt. Für den maximalen Reibwert  $\mu_a$  konnte eine Geometricabhängigkeit festgestellt werden.

### 4.3 Einlaufverhalten

Wird ein neu hergestelltes tribologisches System in Betrieb genommen, so erfolgt in den ersten Betriebsstunden eine Anpassung der Oberflächen von Grund- und Gegenkörper aneinander. Dieser Vorgang wird als Einlaufverhalten bezeichnet und ist entscheidend um eine problemfreie Funktion des Maschinenelements über die gesamte Lebensdauer sicherzustellen. Im Zuge dieser Arbeit wurden kugelgestrahlte (KS) und kugelgestrahlte plus gleitgeschliffene (KSGS) Proben detailliert untersucht. Entsprechend der in Kapitel 3 vorgestellten Methodik wurden Stellen in Umfangsrichtung markiert und anschließend fünf Messungen in Axialrichtung durchgeführt. Um das Einlaufverhalten zu untersuchen ist dieser Vorgang in regelmäßigen Abständen, zwischen den Versuchen, durchgeführt worden.

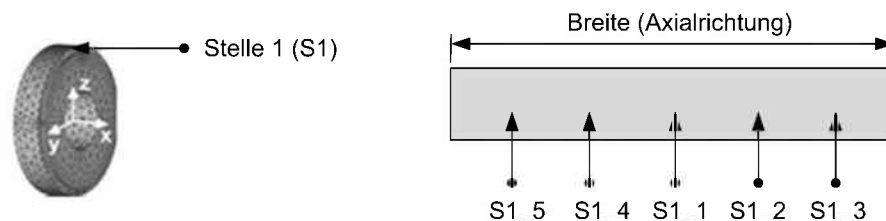


Abbildung 4.18: Darstellung der verwendeten Messpunkte

#### 4.3.1 Kugelgestrahlte Probe (KS)

Die optische Analyse der kugelgestrahlten Scheibenprobe im ungelauten Zustand (bei 0 Umdrehungen) ergab die in Tabelle 4.7 dargestellten Ergebnisse.

KS_S1	$R_a$ [ $\mu\text{m}$ ]	$R_q$ [ $\mu\text{m}$ ]	$R_{pk}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$N$ [ $1/\text{mm}^2$ ]	$\beta$ [ $\mu\text{m}$ ]
1	1,17	1,48	0,72	7066	20,03
2	0,89	1,14	0,35	5254	33,87
3	1,25	1,63	0,54	4643	40,8
4	1,24	1,58	1,05	5070	25,1
5	1,26	1,53	1,59	5355	34,9
MW	1,162	1,472	0,76	5477,6	30,94
SA	0,1561	0,1938	0,3341	928,8079	8,2858

Tabelle 4.7: Auswertung Oberflächenkenngrößen KS bei 0 U

Es zeigt sich eine recht hohe Streuung der Rauheitskenngrößen, die auf die Natur des Kugelstrahlverfahrens zurückzuführen ist. Dem entsprechend weist auch die Standardabweichung der Rauheitswerte einen hohen Wert auf.

Es wurde nun eine Abfolge von Versuchen mit einer Masterdrehzahl von 1000 *RPM* bzw. 500 *RPM* und  $p_{max} = 0,5$  *GPA* durchgeführt, die Auflistung ist in Tabelle 4.8 dargestellt.

Versuch	Überrollungen (U)	$\Sigma$ Überrollungen (U)	Messung
1000 <i>RPM</i> , RT	3333	3333	ja
1000 <i>RPM</i> , Aufheizen	6666	9999	nein
TEST_001	5000	14999	nein
TEST_002	2500	17499	ja
1000 <i>RPM</i> , Aufheizen	6666	24165	nein
TEST_001	5000	29165	nein
TEST_002	2500	31665	ja
1000 <i>RPM</i> , Aufheizen	6666	38331	nein
TEST_001	5000	43331	nein
TEST_002	2500	45831	ja

Tabelle 4.8: Abfolge von durchgeführten Versuchen für KS Proben

Die Proben wurden so lange getestet bis sich schließlich keine merkliche Veränderung der Rauheitskenngrößen mehr ergab. Die erste Messung, durchgeführt nach 3333 Überrollungen zeigte noch keine signifikante Änderung der Oberflächenstruktur. Die nächste Analyse, bei 17500 *U* lieferte allerdings bereits deutliche Unterschiede, wie Mikroskopaufnahmen in Abbildung 4.19 zeigen.

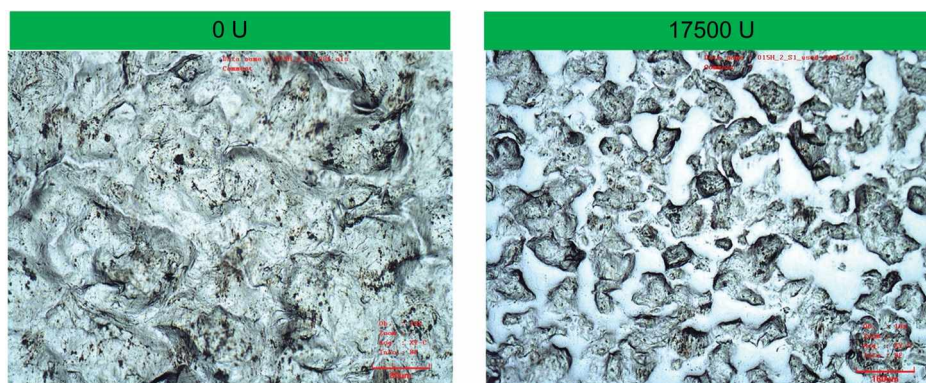
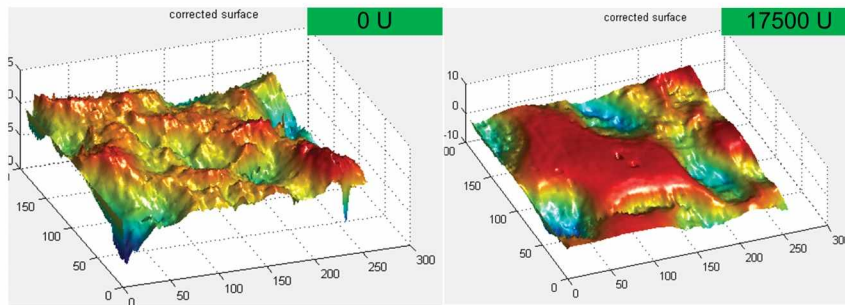


Abbildung 4.19: Vergleich KS Oberfläche bei 0 *U* und 17500 *U*

Die Entwicklung der Oberflächenstruktur, verglichen mit der ungelauften Probe, lässt sich hier bereits mit freiem Auge erkennen. Die KS Oberflächen können sich gut aneinander anpassen und es bilden sich sehr glatte Plateaus, wie die Auswertung mit dem Software Tool in Abbildung 4.20 verdeutlicht.

Wie Tabelle 4.9 zeigt erfahren auch die Rauheitsparameter Veränderungen, während sich beispielsweise  $R_a$  nicht sonderlich stark ändert, ist bei der Anzahl der Spitzen, sowie beim mittleren Krümmungsradius eine deutliche Änderung feststellbar.


 Abbildung 4.20: Vergleich KS 3D Oberfläche bei 0  $U$  und 17500  $U$ 

KS_S1	$R_a$ [ $\mu\text{m}$ ]	$R_q$ [ $\mu\text{m}$ ]	$R_{pk}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$N$ [ $1/\text{mm}^2$ ]	$\beta$ [ $\mu\text{m}$ ]
1	1,11	1,39	0,6	4724	43,7
2	1,18	1,43	0,25	3400	121
3	1,018	1,23	1,16	3421	35,89
4	1,089	1,31	0,06	5620	43
5	1,22	1,49	1,22	4398	38,52
MW	1,1234	1,37	0,658	4312,6	56,422
SA	0,0790	0,10198	0,5232	937,2335	36,2434

 Tabelle 4.9: Auswertung Oberflächenkenngrößen KS bei 17500  $U$ 

Im Vergleich zu den ungelaufenen Proben ist allerdings feststellbar, dass die Standardabweichung der klassischen Oberflächenparameter, wie beispielsweise  $R_a$ , deutlich geringer wird, durch den Einlaufvorgang wird die Oberfläche gleichmäßiger.

Um den Verlauf der Oberflächenparameter in Abhängigkeit der durchgeführten Umdrehungen der Scheibenproben in übersichtlicher Art und Weise darstellen zu können sind diese in Abbildung 4.21 zusammengefasst.

Es zeigt sich, dass sich lediglich die Anzahl der Spitzen,  $R_{pk}$  und der mittlere Asperitätenradius signifikant ändern. Mit zunehmender Anzahl der Überrollungen passen sich die Oberflächen immer besser aneinander an, die Krümmungsradien werden größer und die Anzahl der Spitzen wird reduziert. Das erneute Ansteigen der Parameter bei der letzten Messung kann nicht vollständig erklärt werden, allerdings kann gerade der mittlere Kugelradius je nach Messpunkt großen Schwankungen unterworfen sein, wodurch sich einmalige Ausreißer besonders stark auswirken.

Aufgrund der Versuchsergebnisse kann festgehalten werden, dass sich der Einlaufvorgang auch sehr günstig auf das Reibungsverhalten auswirkt. So stellt sich für den gleichen Versuch, jeweils durchgeführt nach 15000 bzw. 44000 Überrollungen, heraus, dass sich in letzterem Fall ein um etwa 10% niedrigerer Reibwert ergibt, wie Abbildung 4.22 zeigt. Zusätzlich sind Oberflächenaufnahmen, die vor den jeweiligen Versuchen durchgeführt wurden, dargestellt.

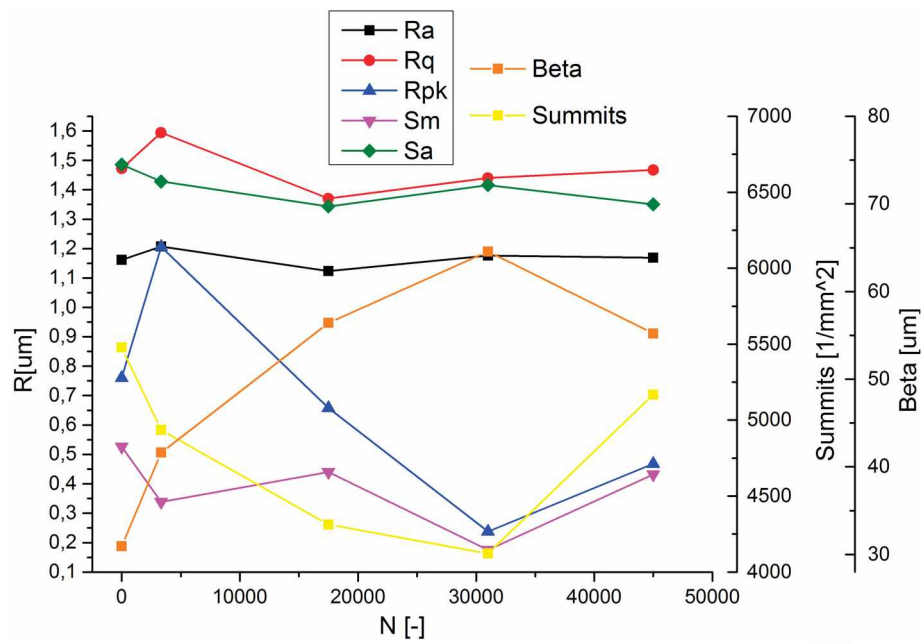


Abbildung 4.21: Änderung der Rauheitsparameter für eine KS Probe in Abhängigkeit der Überrollungen

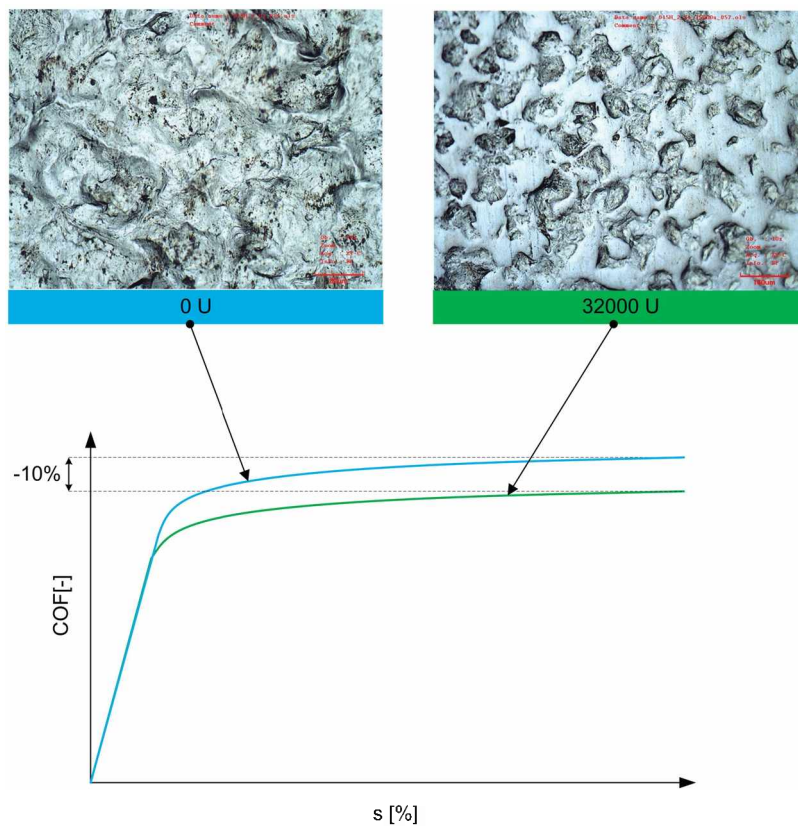


Abbildung 4.22: Vergleich des Reibungsverhaltens der KS Proben nach 15000 bzw. 44000 Überrollungen

Der Durchmesser der verwendeten Proben zeigte einen Unterschied von  $0,1 \text{ mm}$ , wodurch auch bei einem nominellen Schlupf von 0 bereits eine Relativgeschwindigkeit der Oberflächen

auftritt. Daher konnte der Absolutwert des Reibungskoeffizienten nicht ordnungsgemäß bestimmt werden. Relativ gesehen ergibt sich jedoch eine Reduktion der Reibung um 10 % zwischen nicht eingelaufenem und eingelaufenem Zustand. Die Plateaustruktur im eingelaufenen Zustand zeigt somit wesentlich bessere tribologische Eigenschaften.

### 4.3.2 Kugelgestrahlte und anschließend gleitgeschliffene Probe

Wiederum erfolgte eine detaillierte Analyse der Rauheitskennwerte, deren Auswertung in Tabelle 4.10 zu finden ist.

KS_S1	$R_a[\mu m]$	$R_q[\mu m]$	$R_{pk}[\mu m]$	$N[1/mm^2]$	$\beta[\mu m]$
1	0,39	0,576	0,08	13094	37,9
2	0,26	0,37	0,12	13949	31,2
3	0,28	0,42	0,04	14072	27,47
4	0,284	0,43	0,07	13787	29,6
5	0,31	0,46	0,11	14479	22,1
MW	0,3048	0,4512	0,084	13876,2	29,654
SA	0,05084	0,07692	0,03209	506,65540	5,749

Tabelle 4.10: Auswertung Oberflächenkenngrößen KSGS bei 0 U

Im Vergleich zu den kugelgestrahlten Scheiben zeigt sich, dass die Parameter an den verschiedenen Messstellen bei weitem nicht so schwanken, die Standardabweichung ist daher wesentlich kleiner. Durch das sehr kleine  $R_{pk}$  können die ausgezeichneten tribologischen Eigenschaften dieser Oberflächenmodifikation erklärt werden.

Die in Tabelle 4.11 aufgelisteten Versuche wurden mit dem KSGS Probenpaar durchgeführt.

Versuch	Überrollungen (U)	$\Sigma$ Überrollungen (U)	Messung
1000RPM, Aufheizen	6666	6666	nein
TEST_001	5000	11666	nein
TEST_002	2500	14166	ja
1000RPM, Aufheizen	8333	22499	nein
TEST_003	1250	23749	nein
TEST_004	625	24374	ja

Tabelle 4.11: Abfolge von durchgeführten Versuchen für KSGS Proben

In Abbildung 4.23 sind wiederum die Rauheitsparameter in Abhängigkeit der Überrollungen dargestellt. Nachdem sich bei der ersten Messung, durchgeführt bei circa 15000 U, keine Änderungen ergaben, kann angenommen werden, dass KSGS Oberflächen kaum Einlaufbedarf aufweisen, sofern sie vorrangig im Fluidreibungsbereich betrieben werden. Darauf folgend wurden Versuche mit wesentlich geringerer Drehzahl, 250 RPM und 125 RPM, durchgeführt.

Hier ergeben sich sehr wohl Veränderungen, die Anzahl der Asperitäten wird verringert und der mittlere Krümmungsradius wird kleiner.

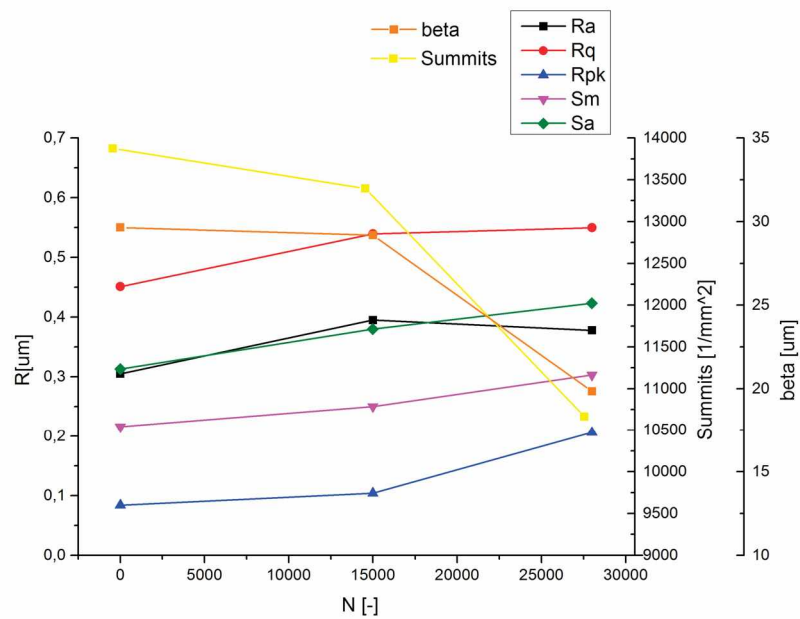


Abbildung 4.23: Änderung der Rauheitsparameter für eine KSGS Probe in Abhängigkeit der Überrollungen

### 4.3.3 Zusammenfassung Einlaufverhalten

Aufgrund der angewandten Methodik, in der eine Stelle in Umfangsrichtung markiert wird, ist es sehr schwierig die Messungen im Laserkonfokalmikroskop immer entlang der gleichen Linie durchzuführen, die erzielten Ergebnisse sind daher mit Sorgfalt zu interpretieren. Dennoch konnten aus den Untersuchungen einige Erkenntnisse abgeleitet werden.

- Das Einlaufverhalten kann durch klassische Rauheitsparameter wie  $R_a$  oder  $R_q$  kaum beschrieben werden.
- Die Anzahl der Spitzen, sowie der mittlere Krümmungsradius und auch  $R_{pk}$  zeigen hingegen sehr wohl signifikante Änderungen, ein weiterer Anhaltspunkt sind die Standardabweichungen von  $R_a$  bzw.  $R_q$ .
- KS Proben zeigen einen ausgeprägten Einlaufbedarf, die Mikrostruktur ändert sich sehr stark, es bildet sich eine Plateaustruktur mit Vertiefungen aus, die optisch KSGS Oberflächen sehr ähnlich sieht. Die Änderung der Oberfläche, hin zu einer Plateaustruktur, bewirkt auch eine Reduzierung des Reibungskoeffizienten um etwa 10%.
- Scheibenproben, die durch KSGS modifiziert werden, weisen kaum Einlaufbedarf auf, lediglich bei sehr niedriger Drehzahl, wo bereits massive Festkörperkontakte auftreten, konnten nennenswerte Änderungen der Oberflächenparameter festgestellt werden.



## 4.4 Simulation

Zur besseren Interpretation der Ergebnisse aus Versuchen und optischer Analyse, wurden Simulationen entsprechend der in Kapitel 3 vorgestellten Methodik durchgeführt. Um realistische Simulationen durchführen zu können, ist eine genaue Kenntnis der verwendeten Schmieröle, sowie der Oberflächenstruktur der Proben notwendig. Um das Losreißverhalten der Scheibenproben nachzubilden wurde, ausgehend von den zuvor durchgeführten Trockenversuchen, eine  $\tanh$  Funktion verwendet:

$$\mu_a(s) = \mu_0 \tanh(s/s_g \pi) \quad (4.1)$$

Für  $\mu_0$  konnten die in Tabelle 4.12 dargestellten Werte bestimmt werden.

Probenpaar	$\mu_0$
Geschliffen (Referenz)	0,13
Kugelgestrahlt (KS)	0,14
Gleitgeschliffen (GS)	0,12
Kugelgestrahlt + Gleitgeschliffen (KSGS)	0,11

Tabelle 4.12: Reibungskoeffizienten für unterschiedliche Probenpaare

Die Funktion  $\tanh$  konvergiert gegen 1 sofern das Argument größer gleich  $\pi$  ist, weshalb die Variable  $s_g$  eingeführt wird, um den Anstieg des Reibungskoeffizienten zu steuern. Abbildung 4.24 zeigt eine qualitative Darstellung der verwendeten Funktion.

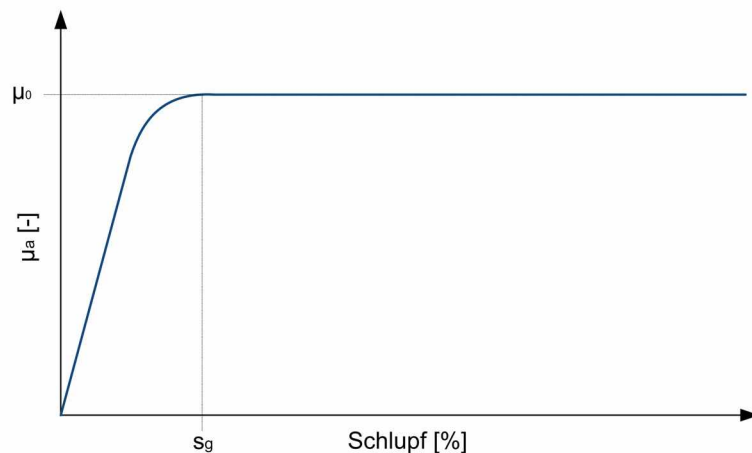


Abbildung 4.24: Funktion um die Abhängigkeit von  $\mu_a$  vom Schlupf zu erfassen

### 4.4.1 Grundlegende Betrachtungen

Da die entwickelte Methodik auf einer EHD Lösung für ideal glatte Oberflächen aufbaut, werden zu Beginn dieses Abschnitts einige grundlegende Berechnungsergebnisse vorgestellt, in denen der Einfluss der Oberflächenrauheit noch nicht in Betracht gezogen wird. Die minimale Schmierpaltdicke für hochbelastete Kontakte hängt im wesentlichen von der Viskosität des verwendeten Schmiermittels und der hydrodynamischen Geschwindigkeit ab. Ein weiterer, wenn auch deutlich geringerer Einfluss, ist der Elastizitätsmodul der Scheiben. Die aufgebrachte Last hingegen spielt nur eine untergeordnete Rolle.

Eine typische Druckverteilung mit zugehöriger Schmierpaltfunktion für ideal glatte Oberflächen bei moderater Geschwindigkeit hat typischerweise die in Abbildung 4.25 dargestellte Form. Für die Berechnung kam der Schmierstoff FVA3 mit den zuvor präsentierten Parametern, bei einer Geschwindigkeit von 250 RPM, zum Einsatz. Der Schlupf beträgt 0 und die maximale Hertz'sche Pressung 0,5 GPA. Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass es sich bei der angegebenen Drehzahl um die Motorgeschwindigkeit handelt, aufgrund der Verwendung eines Aufsteckgetriebes, muss dieser Wert mit dem Faktor  $1/3$  multipliziert werden, um die Geschwindigkeit der Probe zu erhalten.

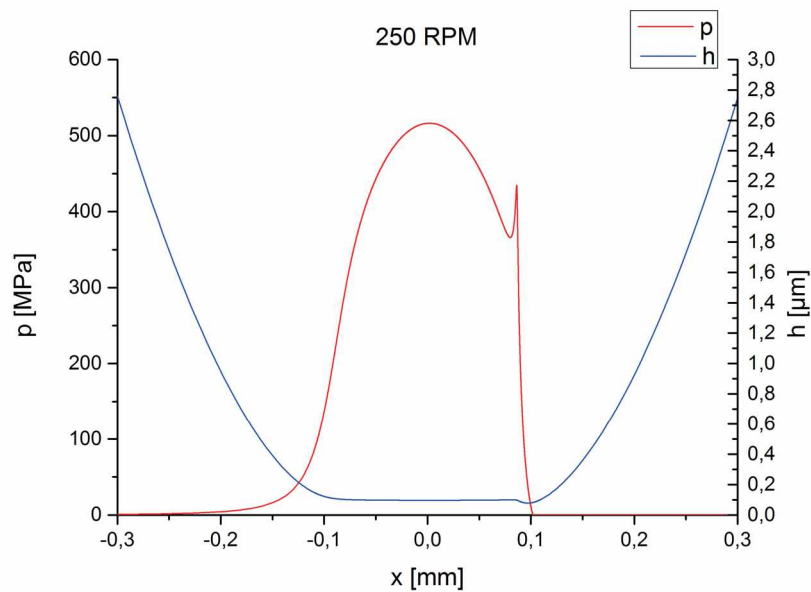


Abbildung 4.25: Druckverteilung und Schmierpalt für eine ideal glatte Oberfläche bei 250 RPM

Es ergibt sich eine mittlere Schmierfilmdicke von  $0,1 \mu\text{m}$ , aufgrund der Einschnürung des Schmierpalts tritt eine zweite Druckspitze auf, die erstmals von Petrusevich berechnet wurde und daher auch nach ihm benannt ist.

Für die Drehzahl 1000 *RPM* ergibt sich bei sonst gleichen Parametern wie zuvor die in Abbildung 4.26 dargestellte Verteilung. Die mittlere Schmierpaltlänge steigt aufgrund der höheren hydrodynamischen Geschwindigkeit auf einen Wert von  $0,4 \mu\text{m}$ .

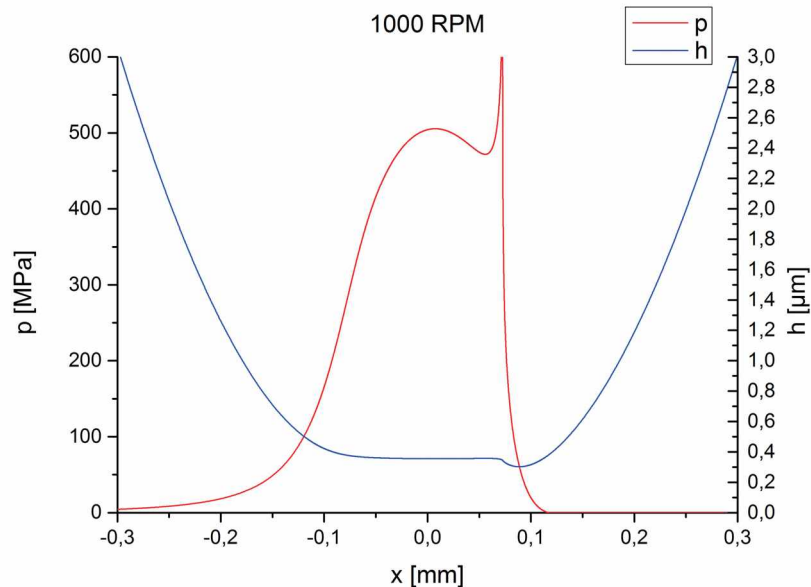


Abbildung 4.26: Druckverteilung und Schmierpalt für eine ideal glatte Oberfläche bei 1000 *RPM*

Neben den unterschiedlichen Schmierfilmgrößen fällt auf, dass die Druckspitze (Petrusevich Spitze) bei der höheren Geschwindigkeit von 1000 *RPM* deutlich stärker ausgeprägt ist, was auch zwangsläufig zu einer stärkeren Einschnürung des Schmierpalt führt. Die Vergleichsspannungsverteilung einer EHD Berechnung weist nicht, wie nach Hertz, ein symmetrisches Profil auf, sondern ist aufgrund der Petrusevichspitze nach rechts verschoben. Abbildung zeigt beide Spannungsverteilungen.

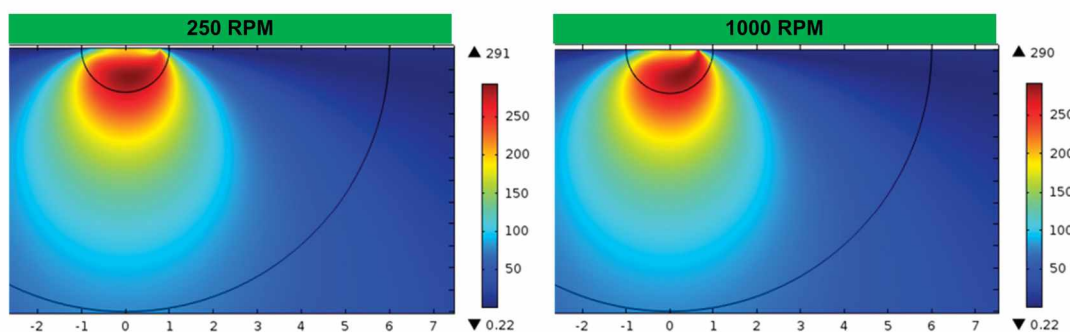


Abbildung 4.27: Vergleichsspannung nach Mises in MPa für 250 *RPM* und 1000 *RPM*

Es kann gut erkannt werden, dass sich bei der höheren Geschwindigkeit die größte auftretende Vergleichsspannung in Richtung Petrusevich Spitze und auch näher zur Oberfläche hin verlagert.

Es wird nun, ausgehend von der Lösung für eine ideal glatte Oberfläche, die Rauheit iterativ erhöht. Die Asperitätentragskraft steigt somit schrittweise an, wodurch eine bessere Konvergenz

des numerischen Prozedur gewährleistet wird. In Abbildung 4.28 ist das entsprechende Flussdiagramm dargestellt.

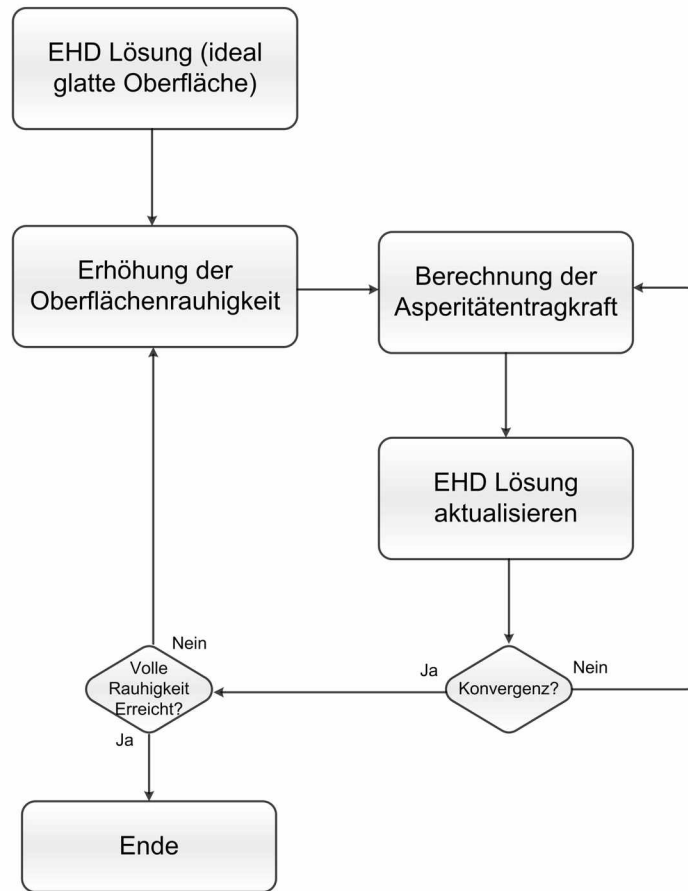


Abbildung 4.28: Flussdiagramm zur Asperitätenkraftberechnung

Aufgrund der sehr geringen Schmierfilmdicken ist klar, dass auch sehr glatte Proben, die beispielsweise mit KSGS bearbeitet wurden und einen  $R_q$  Wert von etwa  $0,3 \mu\text{m}$  aufweisen, sich durchaus im Mischreibungsbereich befinden können. Die Verteilungsfunktion der Asperitäten unterscheidet sich gerade bei dieser Bearbeitungsart massiv von einer Normalverteilung, wie Abbildung 4.29 zeigt. Der sehr geringe Wert für die Schiefe bestätigt die Abweichung ebenfalls.

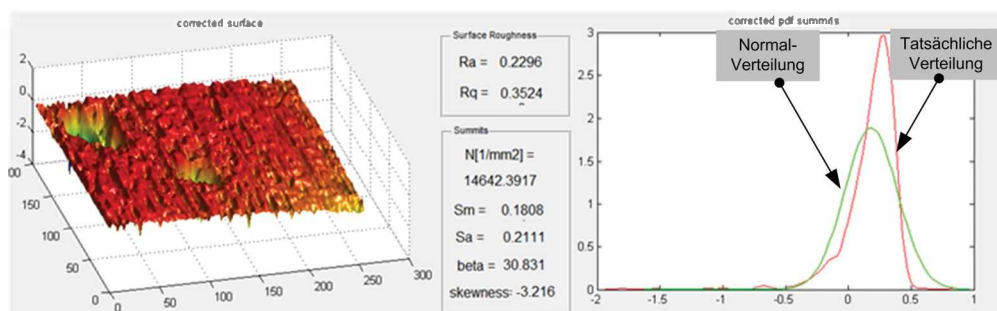


Abbildung 4.29: Auswertung einer KSGS Probe, Unterschied zwischen Normalverteilung und tatsächlicher Verteilung

Bei Annahme einer Normalverteilung kommt es somit zu einer Überschätzung der tatsächlich in Kontakt stehenden Asperitäten. Dadurch, dass das rechte Ende der Normalverteilung wesentlich dicker als jenes der empirischen Verteilung ist, kommt es deutlich früher zu einem Asperitätenkontakt und die Kraft ist entsprechend höher. Um dem entgegenzuwirken wurde die tatsächliche Verteilung aus dem entwickelten Software Tool, in COMSOL Multiphysics importiert. Die Beschreibung erfolgt dabei diskret durch 100 gleichmäßig verteilte Punkte, wobei eine lineare Interpolation und eine Extrapolation auf 0 durchgeführt wird. Als Gegenfläche wurde eine ideal starre Ebene angenommen. Abbildung 4.30 zeigt für die zuvor dargestellten Verteilungsfunktionen Fluiddruck- und Festkörperdruckverteilung. Es zeigt sich, dass die Annahme einer Normalverteilung zu deutlich höheren Asperitätenlasten führt. In den folgenden Berechnungen wurden daher, sofern nicht anders angegeben, stets empirische Verteilungen verwendet.

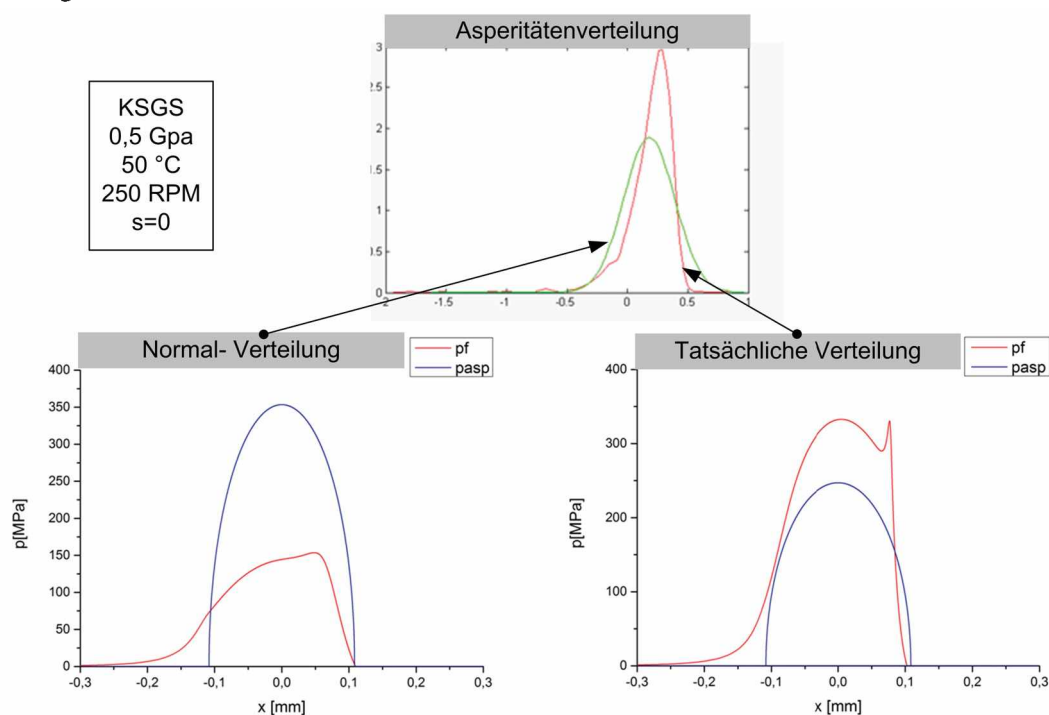


Abbildung 4.30: Druckverteilung im Kontakt, für Normalverteilung und tatsächliche Verteilung

Wie bereits zuvor erwähnt, wird die Lösung für den rauen Kontakt ausgehend von einer EHD Lösung für ideal glatte Oberflächen durch schrittweise Erhöhung der Rauheit berechnet. In Abbildung 4.31 ist die Auswirkung der Rauheit auf die resultierenden Kräfte von Schmierfilm und Asperitätenkontakten für eine KSGS Oberfläche dargestellt. Ist die Oberfläche 100% rau, so ist die Fluidkraft deutlich geringer, da ein großer Teil der Last durch Festkörperkontakte getragen wird.

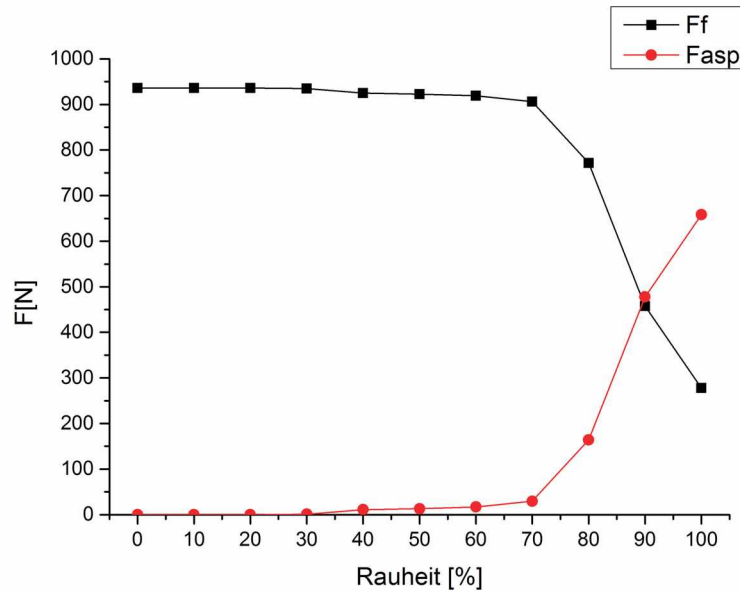


Abbildung 4.31: Auswirkung der stufenweisen Erhöhung der Oberflächenrauigkeit auf die Kräfte

Um nochmals die Wichtigkeit der Verwendung einer akkuraten Verteilungsfunktion zu unterstreichen, ist in Abbildung 4.32 die selbe Berechnung unter Annahme einer Normalverteilung durchgeführt worden.

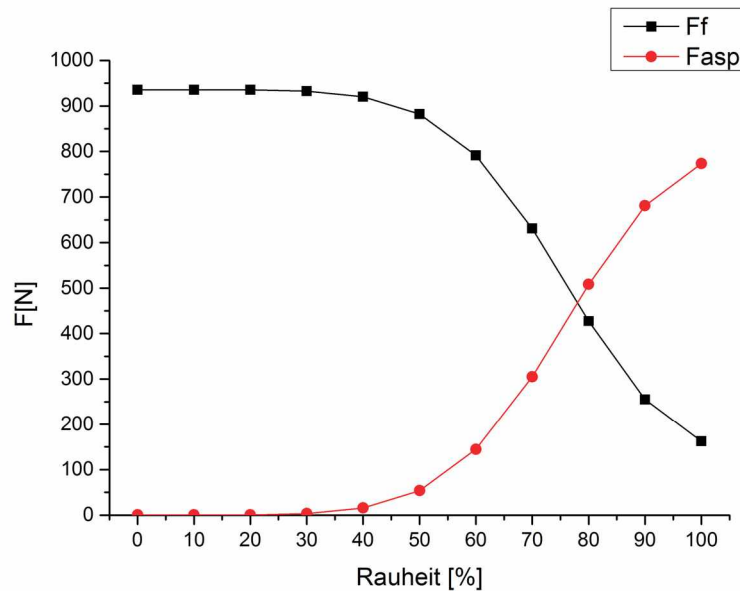


Abbildung 4.32: Auswirkung der stufenweisen Erhöhung der Oberflächenrauigkeit auf die Kräfte bei einer Normalverteilung

Betrachtet man die beiden Diagramme, so ist ersichtlich, dass bei der normalverteilten Berechnung die Asperitätenkraft bereits ab etwa 40% zu steigen beginnt. Bei der Berechnung mit der tatsächlichen Verteilung tritt hingegen erst bei circa 70% eine deutliche Steigerung auf. Die charakteristika der Verteilungsfunktion von KSGS Oberflächen bewirkt allerdings einen recht steilen Anstieg der Asperitätentragkraft, sobald ein Kontakt auftritt. Trotzdem ist

die aufgenommene Kraft bei 100% Rauigkeit mit etwa 650 N noch deutlich kleiner als bei Annahme einer Normalverteilung, hier liegt der Wert bei ungefähr 800 N.

Abbildung 4.33 zeigt die durch das Fluid verursachte Reibung für zwei unterschiedliche Berechnungsansätze. Einmal wurde eine klassische EHD Lösung berechnet, die entsprechende Druckverteilung ist in Abbildung 4.25 ersichtlich. Ebenfalls wurde die Berechnung mit dem zuvor erläuterten Mischreibungsmodell durchgeführt, die Druckverteilungen hierfür sind in Abbildung 4.30 dargestellt. Es handelt sich um eine KSGS Oberfläche bei einer Geschwindigkeit von 250 RPM, die maximale Herz't'sche Pressung ist 0,5 GPA und die Öltemperatur 50 °C.

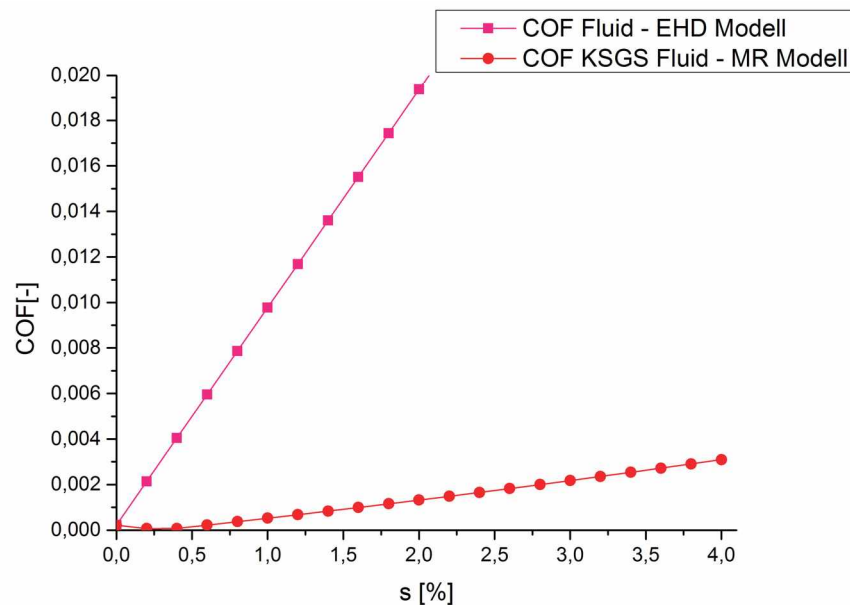


Abbildung 4.33: Fluidreibung bei Verwendung des EHD bzw EHD Mischreibungs Modells

Es zeigt sich ein sehr großer Unterschied der berechneten Flüssigkeitsreibwerte, was vor allem auf die deutlich niedrigere Viskosität im Mischreibungsmodell zurückzuführen ist. In diesem Modell übernehmen die Asperitäten bereits einen hohen Teil der Gesamtlast, wie Abbildung 4.30 zeigt, deswegen ist der Fluiddruck deutlich geringer. Dieser geht wiederum exponentiell in die Viskosität ein, wodurch bereits geringe Änderungen des Drucks sehr hohe Änderungen der Viskosität hervorrufen können. Da der Reibwert direkt von der Viskosität abhängt, ergibt sich also ein besonders starker Unterschied zwischen diesen beiden Berechnungsmethoden. Um die Viskositätsverhältnisse zu verdeutlichen, sind die entsprechenden Viskositätsverläufe in Abbildung 4.34 dargestellt.

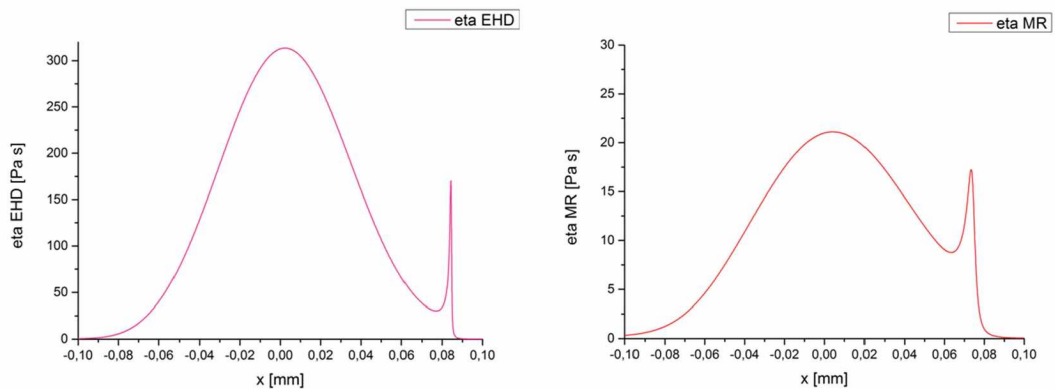


Abbildung 4.34: Viskositätsverteilung für EHD und Mischreibungmodell

Es zeigt sich, dass im Mischreibungmodell die maximale Viskosität um einen Faktor von etwa 15 kleiner ist, wodurch die hohen Unterschiede im Reibungskoeffizienten in Abbildung 4.33 erklärt werden können.

#### 4.4.2 Ergebnisse aus Simulationen und Versuchen

Im folgenden werden nun die Simulationsergebnisse vorgestellt, berechnete Kenngrößen analysiert und mit entsprechenden Versuchen verglichen.

In Abbildung 4.35 ist das Berechnungsergebnis des Mischreibungmodells und das entsprechende Versuchsergebnis für die KSGS Proben bei 250 RPM (Testtyp: TEST\_003) dargestellt.

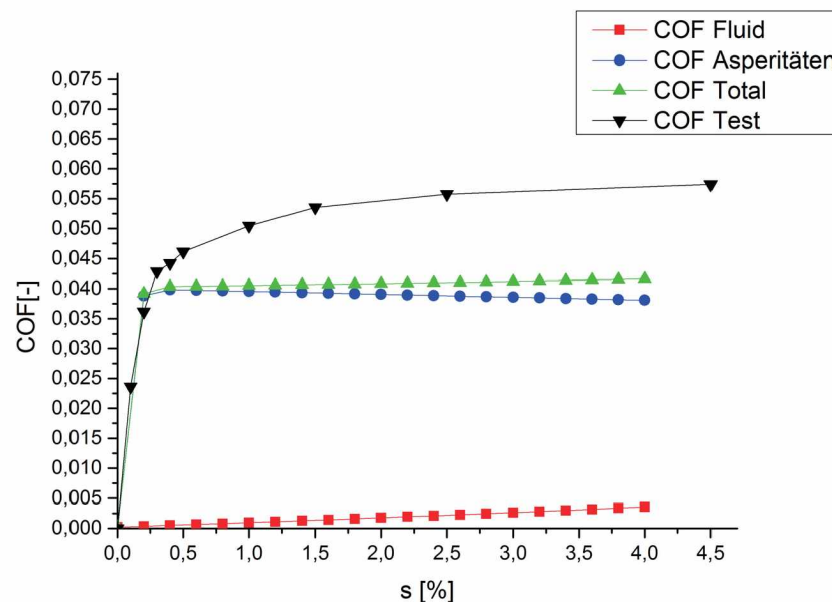


Abbildung 4.35: Ergebnis des Mischreibungmodells und Vergleich mit dem entsprechenden Versuch

Im Bereich bis etwa 0,3 % Schlupf ergibt sich eine ausgezeichnete Übereinstimmung mit dem Versuch. Das Reibverhalten wird durch die Festkörperreibung dominiert, da sich eine sehr geringe Schmierfilmdicke von  $0,1 \mu\text{m}$  einstellt. Es werden zwar 60 % der Gesamtlast



vom Fluid getragen, dies führt allerdings zu einer sehr hohen Viskositätsverringerng, wodurch der Fluidreibungswert sehr klein wird. Da eine Erhöhung des Schlupfs zu einer größeren hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit führt, wird der Fluiddruck und somit auch der Fluidreibungswert größer. Daher wird der Asperitätendruck wiederum kleiner wodurch auch der Asperitätenreibungswert leicht abfällt. In Summe ergibt sich für den Reibungskoeffizienten ein annähernd konstanter Wert, dieses Verhalten wurde auch in Versuchen festgestellt. Die Abweichung von Berechnung und Versuch könnte einerseits durch die Vernachlässigung des Druckaufbaus durch Mikroschmierkeile erklärt werden. Diese lokale Druckerhöhung sorgt auch für eine Viskositätserhöhung, die wiederum einen größeren Fluidreibungskoeffizienten bewirkt. Gerade bei KSGS Oberflächen, die sich durch viele kleine halbkugelförmige Mikroschmiertaschen auszeichnen, ist dieser Effekt stark ausgeprägt. Andererseits ist es auch denkbar, dass aufgrund der isothermen Betrachtungsweise die Schmierfilmdicke überschätzt wird und dadurch die Festkörperkontakte unterschätzt werden.

Durch die Gegenüberstellung von Modell und Versuch wird klar, dass eine realistische Reibwertberechnung, bei niedrigen Drehzahlen, Festkörperkontakte berücksichtigen muss. In diesem Fall wurde kein Fließmodell verwendet, das Verhalten des Fluids wurde unter reinem Newton'schen Verhalten berechnet.

Weiters wurde der Versuch für die KSGS Proben bei einer höheren Drehzahl von 1000 *RPM* durchgeführt, wiederum wird das Berechnungsergebnis mit dem entsprechenden Versuch (Testtyp: TEST\_001) in Abbildung 4.36 dargestellt.

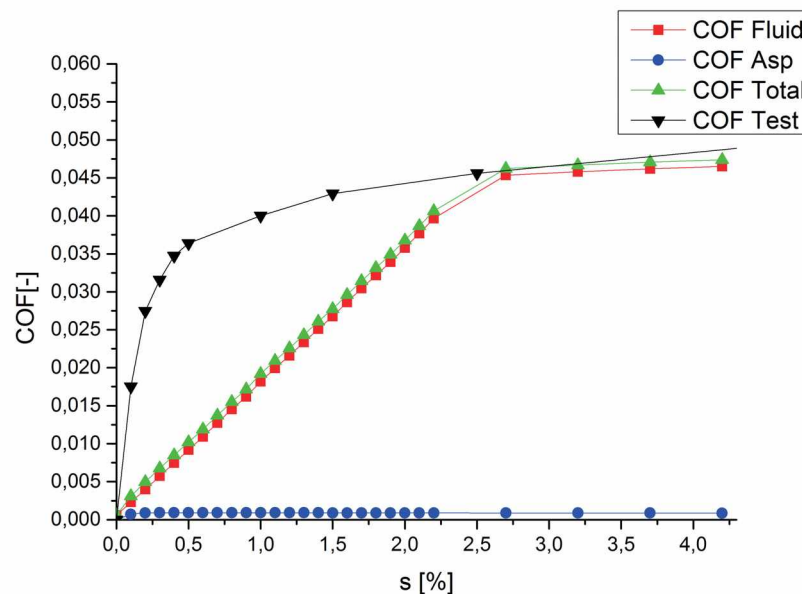


Abbildung 4.36: Ergebnis des Mischreibungmodells und Vergleich mit dem entsprechenden Versuch für KSGS bei 1000 *RPM*

Im Vergleich zum in Abbildung 4.35 dargestellten Versuch ergeben sich vollkommen andere Reibungsverhältnisse. Aufgrund der erhöhten Drehzahl dominiert nun die Flüssigkeitsreibung den Reibungskoeffizienten, die Festkörperkontakte spielen nur eine untergeordnete Rolle. Für das Fluid wurde eine maximale Schubspannung von 30 *MPa* verwendet, dieser Wert tritt bei etwa 2,3 % Schlupf erstmals auf, danach folgt ein Übergang in ein nicht Newton'sches Fluidverhalten. Die Abweichung von Versuch und Simulation kann ebenfalls durch die

Vernachlässigung eines zusätzlichen Druckaufbaus, der wiederum zu einer Unterschätzung der Viskosität führt und aufgrund der isothermen Berechnung erklärt werden.

Auch wenn das Fluid den überwiegenden Teil der Last trägt, wird ein sehr kleiner Teil von etwa 10 N von Asperitätenkontakten übernommen, wie Abbildung 4.37 zeigt.

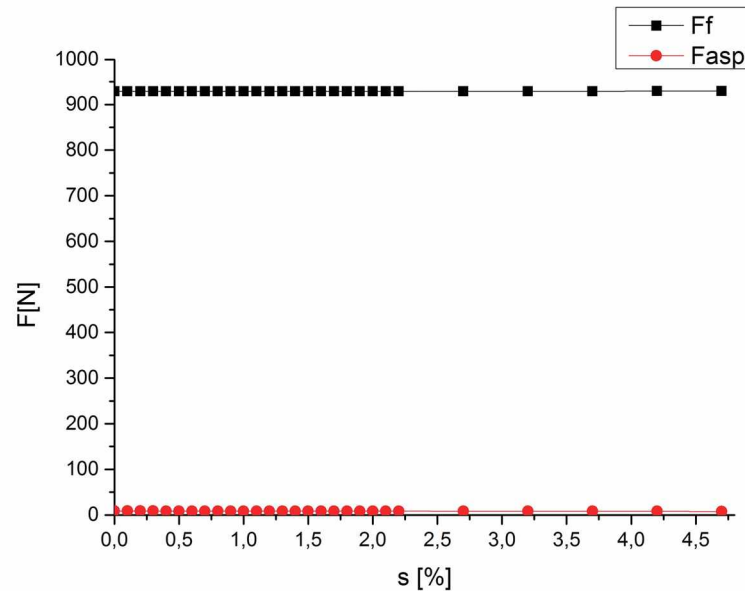


Abbildung 4.37: Fluidtragkraft und Asperitätentragkraft für KSGS bei 1000 RPM

Aufgrund der steigenden hydrodynamischen Geschwindigkeit kann mit zunehmendem Schlupf eine kleine Erhöhung der Fluidtragkraft und somit ein leichter Rückgang der Asperitätentragkraft festgestellt werden.

Die Simulation des gleichen Versuchs (Testtyp: TEST\_001) für KS Proben liefert aufgrund der hohen Oberflächenrauigkeit ein völlig anderes Resultat wie Abbildung 4.38 zeigt.

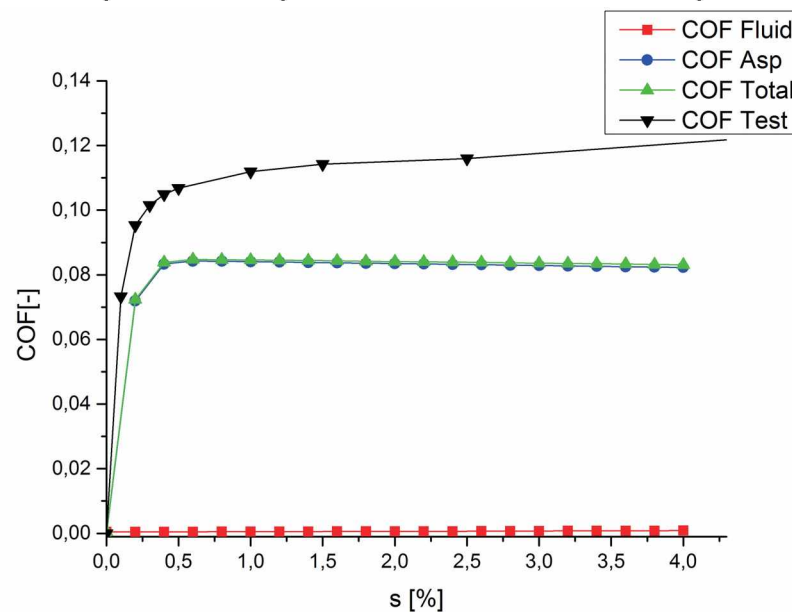


Abbildung 4.38: Ergebnis des Mischreibungmodells und Vergleich mit dem entsprechenden Versuch für KS bei 1000 RPM

Das Schmieröl liefert zwar nur einen sehr geringen Anteil an der Reibung, dennoch wird noch beinahe die Hälfte der Last vom Fluid getragen, wie das Diagramm in Abbildung 4.39 zeigt.

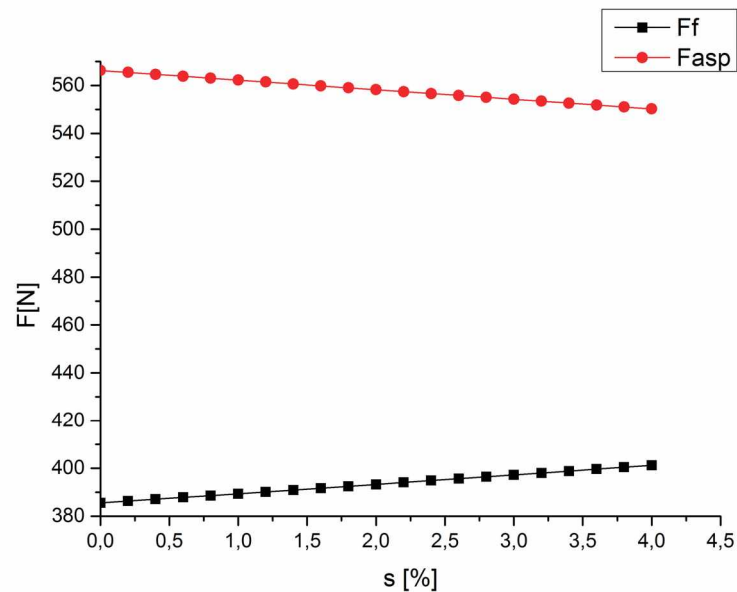


Abbildung 4.39: Fluidtragkraft und Asperitätentragkraft für KS bei 1000 *RPM*

Ein Extremfall, in dem praktisch die ganze Last von Asperitäten getragen wird, tritt bei KS Oberflächen bei einer Drehzahl von 250 *RPM* auf. Aufgrund der sehr hohen Rauigkeit kann das Fluid keinen Druck mehr aufbauen und das Reibungsverhalten entspricht prinzipiell einem Losreiversuch. In Abbildung 4.40 sind die Ergebnisse dargestellt. Da *COF Fluid* keinen Anteil liefert wurde auf die Darstellung im Diagramm verzichtet.

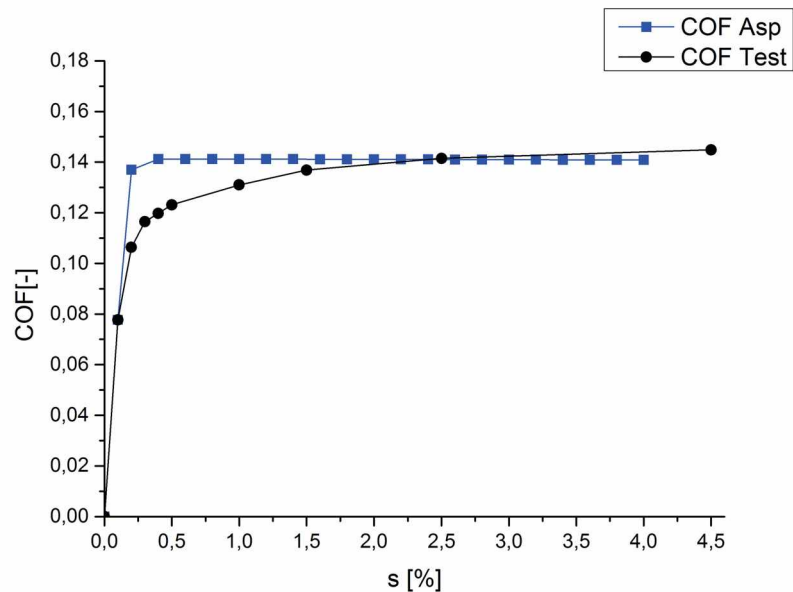


Abbildung 4.40: Ergebnis des Mischreibungmodells und Vergleich mit dem entsprechenden Versuch für KS bei 250 *RPM*

Im niedrigen Drehzahlbereich ergibt sich somit eine wesentlich bessere Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen.

### 4.4.3 Zusammenfassung Simulation

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Mischreibungsmodell liefert wertvolle Anhaltspunkte um einen tieferen Einblick in Mischreibungsvorgänge erhalten zu können. Ausgehend von einer EHD Lösung für ideal glatte Oberflächen wurden Mischreibungszustände durch ein statistisches Modell erfasst, wobei folgende Erkenntnisse erzielt werden konnten:

- Das kontaktmechanische Verhalten vieler Oberflächenstrukturen kann unter Annahme einer Normalverteilung der Asperitäten nicht in ausreichender Genauigkeit beschrieben werden, es wurde daher eine Erweiterung vorgenommen, wodurch die tatsächliche Asperitätenverteilung berücksichtigt werden kann.
- Bei niedrigen Geschwindigkeiten bestimmen Asperitätenkontakte das Reibungsverhalten. Verglichen mit EHD Lösungen für glatte Oberflächen ergeben sich aufgrund von geringeren Werten für Viskosität und Druck kleinere Schubspannungen, die wiederum zu deutlich geringeren Reibwerten führen. Entscheidend für eine zuverlässige Berechnung ist die Kenntnis des Reibungskoeffizienten der Asperitäten,  $\mu_a$ . Für unterschiedliche Oberflächenstrukturen können sich dabei durchaus unterschiedliche Werte ergeben, wobei insbesondere der Wert von  $\mu_a$  in Abhängigkeit des Schlupfs bekannt sein muss (Losreißverhalten).
- Bei höheren Geschwindigkeiten überwiegt in erster Linie die Fluidreibung, die Asperitätenkontakte verursachen nur sehr geringe Kräfte. Hier ist nach wie vor eine akkurate mathematische Beschreibung der verwendeten Schmierstoffes wichtig und die Verwendung von Fließmodellen notwendig um realistische Ergebnisse zu erhalten.
- Vergleiche mit Experimenten haben gezeigt, dass sich meist eine Unterschätzung des Reibungskoeffizienten ergibt. Dies kann einerseits daran liegen, dass die erfassten statistischen Messwerte für die Oberflächen nicht repräsentativ für die Grundgesamtheit sind und das Kontaktverhalten somit nicht genau genug abgebildet werden kann. Der Anteil des Fluids an der Reibung ist gerade bei niedrigen Drehzahlen sehr gering, da die Viskosität aufgrund der Abnahme des Fluiddrucks deutlich kleiner ist. Die Berücksichtigung von Temperaturänderungen und Mikroschmierkeilen, welche einen hydrodynamischen Druckaufbau fördern, könnte eine realitätsnähere Berechnung ermöglichen.

## Kapitel 5

# Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit erfolgte eine umfassende Analyse von kontraformen, geschmierten Kontakten, wobei insbesondere verschiedene Oberflächenmodifikationsverfahren untersucht wurden. Die mit Hilfe eines Zweiseibenprüfstandes durchgeführten Versuche haben gezeigt, dass durch eine intelligente Anwendung von Kugelstrahlen und Gleitschleifen (KSGS) eine große Reibungsreduktion im Vergleich zu herkömmlich geschliffenen Oberflächen erreicht werden kann. Es wurden detaillierte optische Analysen der Oberflächen durchgeführt und die Daten in einer eigens entwickelten MATLAB Software ausgewertet. Als Grund für das ausgezeichnete Abschneiden der KSGS bearbeiteten Proben konnte die extrem glatte Oberflächenstruktur in Kombination mit kleinen Schmiertaschen, die durch das Kugelstrahlen entstehen, ausgemacht werden. Durch diese Schmiertaschen wird der Aufbau eines hydrodynamischen Drucks begünstigt, wodurch sich auch ein verbessertes Reibverhalten ergibt. Weiters wurde festgestellt, dass die Schiefe der Asperitätenverteilung der jeweiligen Oberfläche eine hohe Korrelation zur tribologischen Performance aufweist. Eine Analyse des Einlaufverhaltens hat gezeigt, dass sich auch die sehr rauen kugelgestrahlten (KS) Proben aneinander anpassen konnten. Das Verhalten kann durch bestimmte Parameter und die Ausbildung extrem glatter Plateaus charakterisiert werden. Die Plateaustruktur im eingelaufenen Zustand weist ein deutlich günstigeres Reibverhalten auf. Proben, die kugelgestrahlt und anschließend gleitgeschliffen wurden (KSGS), zeigen hingegen kaum Einlaufbedarf. Ein Nachteil des Gleitschleifverfahrens ist der ungleichmäßige Materialabtrag, gerade bei komplexen Bauteilen mit engen Toleranzfeldern, wie beispielsweise Zahnrädern, stellt dies eine große Herausforderung dar. Aufgrund der im Rahmen dieser Arbeit erzielten Ergebnisse kann angenommen werden, dass auch KS Oberflächen durch intelligentes Einlaufen ähnliche Eigenschaften wie KSGS Oberflächen erreichen können. Somit könnte auf den Gleitschleifprozess verzichtet werden und zusätzlich ein sehr enges Toleranzfenster eingehalten werden. Abschließend wurden Berechnungen in einem eigens entwickelten Mischreibungmodell durchgeführt. Um eine realistische Berechnung von Reibwertkurven durchführen zu können, ist die genaue Kenntnis von Schmierstoffeigenschaften und Oberflächenstruktur äußerst wichtig. Während bei niedrigen Drehzahlen die Festkörperkontakte überwiegen und auch unter Annahme von Newton'schen Fluidverhalten gute Resultate erzielt werden können, ist bei größeren Geschwindigkeiten die Fluidreibung vorherrschend. Aufgrund der Vernachlässigung von Temperaturänderungen und Mikroschmierkeilen ergeben sich Abweichungen zu den experimentellen Untersuchungen. Trotzdem konnten in den Versuchen festgestellte Tendenzen genauer betrachtet werden. Die durchgeführte Arbeit liefert Grundlagen



für umfangreiche Weiterentwicklungen, insbesondere sollten folgende Themen weiter verfolgt werden:

- Detaillierte Analysen des Gleitschleifens und Kugelstrahlens und deren Einflüsse auf die Eigenschaften des tribologischen Systems. Insbesondere interessant wäre eine Parameterstudie bezüglich der Auswirkung verschiedener Bearbeitungseinstellungen des Kugelstrahl- und Gleitschleifprozesses auf das tribologische Verhalten der Proben.
- Optimierung des Einlaufverhaltens von KS bearbeiteten Oberflächen. Durch die Ausbildung von Plateaus ergibt sich zwar bereits eine deutliche Verbesserung des Reibungskoeffizienten, allerdings ist dieser, verglichen mit anderen Bearbeitungsverfahren, noch immer sehr hoch. Es besteht also großes Potential in der Anpassung der Parameter für den Kugelstrahlprozess. Diese sollten so eingestellt werden, dass eine noch ausgeprägtere Bildung von Plateaus möglich wird. Eine weitere Möglichkeit wäre, eine kugelgestrahlte Probe durch eine sehr harte und glatte Gegenprobe kontrolliert einlaufen zu lassen. Eventuell könnte der Einlaufvorgang dadurch beschleunigt und das Reibungsverhalten noch weiter verbessert werden.
- Erweiterung der Simulation zur Berücksichtigung von Mikroschmierkeilen und Temperaturänderungen. Um realistische Drücke und Viskositäten bei niedrigen Schmierfilmdicken berechnen zu können, ist die Berücksichtigung von kleinen Schmieraschen sehr wichtig, da diese maßgeblich für den Druckaufbau sind.
- Übertragung von Erkenntnissen und Simulationsmodellen auf Zahnräder. Zwar ergeben sich für die idealisierte Scheibengeometrie deutliche Vorteile bezüglich der Reibkraft, um konkrete Aussagen zum Optimierungspotenzial von Zahnrädern treffen zu können, müssen allerdings die kinematischen Verhältnisse von echten Zahnflankenkontakten berücksichtigt werden. Durch ein solches Modell könnte je nach Verzahnungsgeometrie, Schmierstoff, Geschwindigkeit und anderer Parameter, eine Abschätzung bezüglich des Potentials verschiedener Oberflächenmodifikationsverfahren getroffen werden.

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Analyse von Zahnrädern am Beispiel eines manuellen 6-Gang-Getriebes von ZF [ZF14] [Alb11] [Kra12] [Eck93] . . . . .	3
2.2	Abbildung einer Nockenwelle und Detailansicht des Kontaktbereiches im Zylinderkopf [Wik14] . . . . .	4
2.3	Tribologisches System [Kra12] . . . . .	5
2.4	Oberflächenprofil und Rauheitsparameter . . . . .	6
2.5	Abbottkurve, Dichtefunktion und Rauheitsparameter . . . . .	7
2.6	Auswirkung verschiedener Schiefen auf Verteilungsfunktionen. . . . .	8
2.7	Beschuss einer Platte durch eine Kugel und Eindruck . . . . .	9
2.8	Vergleich einer geschliffenen und einer kugelgestrahlten Oberfläche . . . . .	9
2.9	Gleitschleifroboter [Det12] und Detailansicht des Gleitschleifverfahrens . . .	10
2.10	Optische Auswirkung des Gleitschleifens [Win11] . . . . .	10
2.11	Physikalische Vorgänge in einem hochbelasteten Kontakt [Kra12] . . . . .	11
2.12	Viskosität in Abhängigkeit des Schergradienten [Kra12] . . . . .	12
2.13	Reibwertkurve mit typischen Bereichen . . . . .	12
2.14	Verschiedene Einflüsse auf Reibwertkurven [Kra12] . . . . .	13
2.15	Reibungszahl in Abhängigkeit der Oberflächenrauheit [Dol03] . . . . .	14
2.16	Reibungswert in Abhängigkeit von Geschwindigkeit bzw. Schmierfilmdicke (Stribeckkurve) . . . . .	14
2.17	Zahneingriff mit Geschwindigkeiten . . . . .	16
2.18	Geschwindigkeiten, Normalkraft und Krümmungsradien entlang der Eingriffsstrecke [Dol03] . . . . .	16
2.19	Geschichtliche Entwicklung Schmierfilmberechnung [Kra12] . . . . .	17
2.20	Vereinfachung des Kontaktproblems durch Reduktionsgrößen [Kra12] . . . . .	18
2.21	Numerische Berechnung eines Scheibenkontaktes und Vergleich des Kontaktdrucks mit der analytischen Lösung . . . . .	19
2.22	Numerische Berechnung eines Kontaktes . . . . .	20
2.23	Grundprinzip Kontaktmechanik Modell nach Greenwood und Williamson . .	20
2.24	Kontakt einer Ebene mit einer rauen Oberfläche nach Greenwood und Williamson . . . . .	21
2.25	EHD Kontakt und Geschwindigkeitsverteilung [Kra12] . . . . .	23
2.26	Abhängigkeit der Viskosität vom Schergradienten [Kra12] . . . . .	26
2.27	Auswirkung von verschiedenen Berechnungsvarianten auf den Reibwert [Kra12]	26
2.28	Vernetzung mit Dreieckselementen und zugehörige Darstellung der linearen Ansatzfunktionen [Mat14] . . . . .	27
2.29	Newton Verfahren und dessen Abhängigkeit von der Startlösung [CA14] . . .	28
3.1	Versuchsaufbau des Zweischeibenprüfstandes [Kra12] . . . . .	29

3.2	Einfluss der Normalkraft (bzw. Pressung) auf das Kontaktpotential [Kra12] . . .	31
3.3	Messschrieb eines Referenzversuchs . . . . .	31
3.4	Methodik der optischen Analyse [Oly14] [Kra12] . . . . .	32
3.5	Spitzenzählung einer Oberfläche . . . . .	33
3.6	Berechnung einer Least-Square Kugel . . . . .	33
3.7	Software zur Auswertung von Oberflächen . . . . .	34
3.8	Auswertung originale und korrigierte Messwerte . . . . .	34
3.9	Grundaufbau des Modells in COMSOL . . . . .	35
3.10	Lastaufbringung in COMSOL . . . . .	36
3.11	Asperitätenverschiebung in COMSOL . . . . .	36
4.1	Ablauf eines Versuchsprogramms . . . . .	39
4.2	Gleichungen zur Berechnung der Viskosität [Kra12] . . . . .	40
4.3	Optische Auswertung einer geschliffenen Probe . . . . .	41
4.4	Messschrieb für das geschliffene Probenpaar bei 1000 <i>RPM</i> . . . . .	42
4.5	Traction Curves für das geschliffene Probenpaar . . . . .	43
4.6	Optische Auswertung einer kugelgestrahlten Probe . . . . .	43
4.7	Messschrieb für das kugelgestrahlte Probenpaar bei 125 <i>RPM</i> . . . . .	44
4.8	Traction Curves für das kugelgestrahlte Probenpaar . . . . .	44
4.9	Auswertung gleitgeschliffene Probe . . . . .	45
4.10	Messschrieb für das gleitgeschliffene Probenpaar bei 125 <i>RPM</i> . . . . .	46
4.11	Traction Curves für das gleitgeschliffene Probenpaar . . . . .	46
4.12	Auswertung kugelgestrahlte und anschließend gleitgeschliffene Probe (KSGS)	47
4.13	Messschrieb für das kugelgestrahlte und gleitgeschliffene Probenpaar bei 125 <i>RPM</i> . . . . .	48
4.14	Traction Curves für das kugelgestrahlte und anschließend gleitgeschliffene Probenpaar . . . . .	48
4.15	Stribeckkurven für die getesteten Probenpaare . . . . .	49
4.16	Trockenversuch für ein geschliffenes Probenpaar . . . . .	50
4.17	Vergleich aller Oberflächenbearbeitungen (jede Farbe entspricht einer Bearbeitung) bei zwei verschiedene Drehzahlen . . . . .	51
4.18	Darstellung der verwendeten Messpunkte . . . . .	52
4.19	Vergleich KS Oberfläche bei 0 <i>U</i> und 17500 <i>U</i> . . . . .	53
4.20	Vergleich KS 3D Oberfläche bei 0 <i>U</i> und 17500 <i>U</i> . . . . .	54
4.21	Änderung der Rauheitsparameter für eine KS Probe in Abhängigkeit der Überrollungen . . . . .	55
4.22	Vergleich des Reibungsverhaltens der KS Proben nach 15000 bzw. 44000 Überrollungen . . . . .	55
4.23	Änderung der Rauheitsparameter für eine KSGS Probe in Abhängigkeit der Überrollungen . . . . .	57
4.24	Funktion um die Abhängigkeit von $\mu_a$ vom Schlupf zu erfassen . . . . .	59
4.25	Druckverteilung und Schmierspalt für eine ideal glatte Oberfläche bei 250 <i>RPM</i>	60
4.26	Druckverteilung und Schmierspalt für eine ideal glatte Oberfläche bei 1000 <i>RPM</i>	61
4.27	Vergleichsspannung nach Mises in MPa für 250 <i>RPM</i> und 1000 <i>RPM</i> . . . . .	61
4.28	Flussdiagramm zur Asperitätenkraftberechnung . . . . .	62
4.29	Auswertung einer KSGS Probe, Unterschied zwischen Normalverteilung und tatsächlicher Verteilung . . . . .	62





4.30	Druckverteilung im Kontakt, für Normalverteilung und tatsächliche Verteilung	63
4.31	Auswirkung der stufenweisen Erhöhung der Oberflächenrauigkeit auf die Kräfte . . . . .	64
4.32	Auswirkung der stufenweisen Erhöhung der Oberflächenrauigkeit auf die Kräfte bei einer Normalverteilung . . . . .	64
4.33	Fluidreibung bei Verwendung des EHD bzw EHD Mischreibungs Modells . .	65
4.34	Viskositätsverteilung für EHD und Mischreibungsmodell . . . . .	66
4.35	Ergebnis des Mischreibungmodells und Vergleich mit dem entsprechenden Versuch . . . . .	66
4.36	Ergebnis des Mischreibungmodells und Vergleich mit dem entsprechenden Versuch für KSGS bei 1000 <i>RPM</i> . . . . .	67
4.37	Fluidtragkraft und Asperitätentragkraft für KSGS bei 1000 <i>RPM</i> . . . . .	68
4.38	Ergebnis des Mischreibungmodells und Vergleich mit dem entsprechenden Versuch für KS bei 1000 <i>RPM</i> . . . . .	68
4.39	Fluidtragkraft und Asperitätentragkraft für KS bei 1000 <i>RPM</i> . . . . .	69
4.40	Ergebnis des Mischreibungmodells und Vergleich mit dem entsprechenden Versuch für KS bei 250 <i>RPM</i> . . . . .	69

# Tabellenverzeichnis

2.1	Werkstoffe für hochbelastete Kontakte . . . . .	4
2.2	Variablenbeschreibung RG . . . . .	23
3.1	Steuergrößen . . . . .	30
3.2	Ausgangsgrößen . . . . .	30
4.1	Verwendete Probenpaare . . . . .	38
4.2	Grundtypen von Versuchen . . . . .	39
4.3	Trockenversuche . . . . .	40
4.4	Eigenschaften FVA3@50°C und 0 bar . . . . .	40
4.5	Parameter FVA3 Teil 1 . . . . .	40
4.6	Parameter FVA3 Teil 2 . . . . .	40
4.7	Auswertung Oberflächenkenngrößen KS bei 0 <i>U</i> . . . . .	52
4.8	Abfolge von durchgeführten Versuchen für KS Proben . . . . .	53
4.9	Auswertung Oberflächenkenngrößen KS bei 17500 <i>U</i> . . . . .	54
4.10	Auswertung Oberflächenkenngrößen KSGS bei 0 <i>U</i> . . . . .	56
4.11	Abfolge von durchgeführten Versuchen für KSGS Proben . . . . .	56
4.12	Reibungskoeffizienten für unterschiedliche Probenpaare . . . . .	59

# Literaturverzeichnis

- [AF01] ABEL, P. B. ; FERRANTE, J.: *Modern Tribology*. CRC Press, 2001
- [Alb11] ALBERS, Albert: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus*. Springer, 2011
- [Are10] ARENDT: *Partielle Differentialgleichungen*. Springer, 2010
- [Bai07] BAIR, S.: *High Pressure Rheology for Quantitative Elastohydrodynamics*. Elsevier Science & Technology Books, 2007
- [Bal07] BALI, N. P.: *Differential equations*. Firewall Media, 2007
- [Bar00] BARNES, H. A.: *A handbook of elementary rheology*. Institute of non-Newtonian fluid mechanics, 2000
- [Bar10] BARTEL, D.: *Simulation von Tribosystemen*. Vieweg + Teubner, 2010
- [Bol09] BOLZA, O.: *Vorlesungen ueber Variationsrechnung*. Teubner, 1909
- [Bos00] BOSCH, S.: *Bosch Lineare Algebra*. Springer, 2000
- [Bro03] BRONSHTEIN, I. N.: *Handbook of mathematics*. Springer, 2003
- [Buc95] BUCHANAN, G. R.: *Finite Element Analysis*. McGraw-Hill, 1995
- [Bur06] BURG, K.: *Vektoranalysis*. Teubner, 2006
- [CA14] COMSOL-AB: *Documentation for Comsol Multiphysics 4.4*, Oct 2014
- [Cam66] CAMERON, A.: *Principles of Lubrication*. Longmans, 1966
- [CH10] CZICHOS, H. ; HABIG, K. H.: *Tribologie-Handbuch*. Vieweg + Teubner, 2010
- [CR08] CHHABRA, R. P. ; RICHARDSON, J.F.: *Non-Newtonian flow and applied rheology*. BH, 2008
- [Dau01] DAUBER, O.: Elastohydrodynamische Rollreibung in Stahl Keramik Kontakten / Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau Universität Karlsruhe (TH). 2001. – Forschungsbericht
- [Det12] DETHLEF, Arne: Genau und effizient - Robotergeführtes Tauchgleitschleifen. In: *FUTUR* (2012)

- [DH59] DOWSON, D. ; HIGGINSON, G. R.: A numerical solution to the elasto-hydrodynamic problem. In: *Journal Mechanical Engineering Science* 1 (1959), S. 6–15
- [DH66] DOWSON, D. ; HIGGINSON, G. R.: *Elastohydrodynamic Lubrication The fundamentals of roller and gear lubrication*. Pergamon, 1966
- [Dol03] DOLESCHEL, Andreas: *Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff*, Technische Universität München, Diss., 2003
- [Don03] DONEA, J.: *Finite element methods for flow problems*. John Wiley & Sons Ltd., 2003
- [Dow86] DOWSON, D.: *Fluid film lubrication Osborne Reynolds centenary*. Elsevier, 1986
- [Dur06] DURST, F.: *Grundlagen der Stroemungsmechanik*. Springer, 2006
- [Eck93] ECKHARDT, F.: *Stationäre Zahnradgetriebe. Schmierung und Wartung*. Mobil, 1993
- [FC00] FISCHER-CRIPPS, A. C.: *Introduction to Contact Mechanics*. Springer, 2000
- [Fen96] FENNER, R. T.: *Finite Element Methods for Engineers*. Imperial College Press, 1996
- [Gal08] GALIN, L. A. ; GLADWELL, G. M. L. (Hrsg.): *Contact problems*. Springer, 2008
- [GAML04] GALEAO, A. C. ; ALMEIDA, R. C. ; MALTA, S. M. C. ; LOULA, A. F. D.: Finite element analysis of convection dominated reaction- diffusion problems. In: *Applied Numerical Mathematics* 48 (2004), S. 205–222
- [Goc06] GOCKENBACH, M. S.: *Understanding and implementing the finite element method*. SIAM, 2006
- [Goh01] GOHAR, R.: *Elastohydrodynamics*. Imperial College Press, 2001
- [Gro08] GROSS, D.: *Formeln und Aufgaben zur technischen Mechanik 4*. Springer, 2008
- [GSLA01] GOLD, P.W. ; SCHMIDT, A. ; LOOS, J. ; ASSMANN, C.: Viskosität-Druck-Koeffizienten von mineralischen und synthetischen Schmierölen. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 1 (2001)
- [Gun89] GUNZBURGER, M. D.: *Finite element methods for viscous incompressible flows*. Academic Press, 1989
- [GW66] GREENWOOD, J. ; WILLIAMSON, J.: Contact of Nominally Flat Surfaces. In: *Proceedings of the Royal Society* (1966)
- [Hab08] HABCHI, W.: *A full system finite element approach to elastohydrodynamic lubrication problems*, Diss., 2008
- [Ham62] HAMMING, R. W.: *Numerical methods for scientists and engineers*. McGraw-Hill, 1962

- [Ham94] HAMROCK, B. J.: *Fundamentals of fluid film lubrication*. McGraw-Hill, 1994
- [Jen13] JENNINGS, Alan: *Sphere Fit (least squared)*. 2013
- [JG04] JACKSON, R. L. ; GREEN, I.: On the Modeling of Elastic Contact between Rough Surfaces. In: *Society of Tribologists and Lubrication Engineers* (2004)
- [Kü00] KÜHLMAYER, Manfred: *Statistische Auswertungsmethoden für Ingenieure*. Springer, 2000
- [Kra08] KRAMPL, Herbert: Untersuchung der Oberflächentopographie im tribologischen System Kolbenring/Zylinderlaufbahn: Projektarbeit. (2008)
- [Kra12] KRAMPL, Herbert: *Numerische und versuchstechnische Beurteilung geschmierter Kontakte inhomogener Werkstoffe*, Montanuniversität Leoben, Diss., 2012
- [LIU02] LIU, Qiang: *Friction in Mixed and Elastohydrodynamic Lubricated Contacts Including Thermal Effects*, University Twente, Diss., 2002
- [Mat14] MATHWORKS: *Finite Element Method (FEM) Basics*. <http://www.mathworks.de/>. Version: Oktober 2014
- [Oly14] OLYMPUS: *LEXT OLS4000 Industrial Laser Confocal Microscopes*. <http://www.olympus-ims.com/en/metrology/ols4000>. Version: Oktober 2014
- [Per06] PERSSON, B.N.J.: Contact mechanics for randomly rough surfaces. In: *Surface Science Reports* (2006)
- [Pou13] POULIOS, K.: Implementation and applications of a finite-element model for the contact between rough surfaces. In: *Wear* (2013)
- [Sch11] SCHLECHT, Berthold: *Maschinenelemente, Tabellen und Formelsammlung*. Pearson, 2011
- [Vol05] VOLK, R.: *Rauheitsmessung Theorie und Praxis*. Beuth Verlag, 2005
- [Wik14] WIKIPEDIA: *OHC Ventilsteuerung*. <http://de.wikipedia.org/wiki/OHC-Ventil>. Version: Oktober 2014
- [Win11] WINKELMANN, Lane: Surface Roughness and Micropitting. In: *National Renewable Energy Laboratory Wind Turbine Tribology Seminar*, 2011
- [ZF14] ZF, GmbH: *Manuelles 6-Gang-Getriebe, Selber schalten – komfortabel und effizient*. <http://www.zf.com>. Version: Oktober 2014