

Arn Clemens Jörger

**Ein numerischer Ansatz zur
skalenübergreifenden Übertragung von
Parametern für die Beschreibung von
Reibungseigenschaften in Lager- und
Frikktionssystemen**

A numerical approach for the scale transfer of
parameters for the description of friction properties
in bearing and friction systems

Band 183

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen
(Hrsg.)

Ein numerischer Ansatz zur skalenübergreifenden Übertragung von Parametern für die Beschreibung von Reibungseigenschaften in Lager- und Friktionssystemen

Band 183

Herausgeber Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen

Copyright IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2025
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft
Alle Rechte vorbehalten

ISSN 1615-8113

Ein numerischer Ansatz zur skalenübergreifenden Übertragung von Parametern für die Beschreibung von Reibungseigenschaften in Lager- und Friktionssystemen

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)
von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

DISSERTATION

von

Arn Clemens Jörgen M. Sc.

| | |
|-----------------------------|--|
| Tag der mündlichen Prüfung: | 28.01.2025 |
| Hauptreferent: | Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers |
| Korreferent: | Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll |

Vorwort der Herausgeber

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient seit mehr als 20 Jahren als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe* am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar. Die Forschung des IPEK ist dabei strukturiert in die Kategorien Systeme, Methoden und Prozesse, um so der Komplexität heutiger Produktentwicklung ganzheitlich gerecht zu werden. Erst die Verknüpfung dieser drei Kategorien ermöglicht die Synthese innovativer Systeme durch Nutzung neuester Methoden und Prozesse. Gleichzeitig werden durch die Systemsynthese die erforschten neuen Methoden und Prozesse validiert und deren Mehrwert für die Praxis abgesichert. Dieses Forschungskonzept prägt nicht nur das IPEK-Leitbild, sondern auch den Charakter dieser Schriftenreihe, da immer alle drei Kategorien und deren Wechselwirkungen berücksichtigt werden. Jeder Band setzt hier individuelle Schwerpunkte und adressiert dabei folgende Forschungsgebiete des IPEK:

- das Entwicklungs- und Innovationsmanagement,
- die Entwicklungs- und Konstruktionsmethodik,
- der Leichtbau von der Ebene des ganzen Systems bis hinunter zur Optimierung des Bauteils,
- die Validierung technischer Systeme auch unter Berücksichtigung der NVH-Aspekte (Noise, Vibration, Harshness) mit dem Fokus auf Schwingungen und Akustik an Komponenten und in den Gesamtsystemen sowie deren subjektiver Beurteilung durch den Menschen,
- die Antriebssystemtechnik mit den Schwerpunkten komplette Antriebslösungen für Fahrzeuge und Maschinen,
- das Design, die Tribologie und Erprobung von Kupplungen und Bremsen sowie
- die Gerätetechnik mit dem Schwerpunkt auf Power-Tools.

Die Forschungsberichte stellen Ergebnisse unserer Forschung sowohl anderen Wissenschaftlern als auch den Unternehmen zu Verfügung, um damit die Produktentwicklung in allen ihren Facetten mit innovativen Impulsen zu optimieren.

Albert Albers und Sven Matthiesen

Vorwort zu Band 183

Im Maschinen- und Fahrzeugbau und auch in der Verfahrenstechnik werden die wichtigsten Funktionen in den Maschinen, Anlagen und Fahrzeugen realisiert durch eine Relativbewegung zwischen den dafür in geeigneter Weise gestalteten Wirkflächenpaaren von Maschinenelementen. Beispiele sind Zahnräder, Wälzlager, Bremsen und Kupplungen oder ganze Getriebesysteme. In all diesen Systemen findet eine Relativbewegung zwischen den Wirkflächen der Bauelemente statt. Diese Relativbewegung führt zu Reibung und Verschleiß. Die Wissenschaft, die diesen Zusammenhang seit vielen Jahrzehnten untersucht, ist die Tribologie. Sie beschäftigt sich mit den Wechselwirkungen zwischen Oberflächen, die in Relativbewegung zueinanderstehen. Dabei sind die Hauptkomponenten in der Tribologie die Reibung, also der Widerstand, der auftritt, wenn zwei Oberflächen aneinander gleiten oder rollen, der Verschleiß, der den Materialverlust oder die Materialveränderung an den Oberflächen, die in Kontakt stehen, beschreibt und als drittes wichtiges Element die Schmierung bzw. das Schmierungssystem. Bei der Schmierung werden geeignete Schmiermittel wie Öl, Fett, Feststoffe – z. B. Graphit – sowie Beschichtungen verwendet, um die Reibung zu reduzieren und auch den Verschleiß zu minimieren. Die Tribologie ist sehr interdisziplinär und umfasst Aspekte aus Physik, Chemie, Materialwissenschaften, Maschinenbau und anderen Ingenieurwissenschaften. Sie betrachtet die Wirkmechanismen in den Wirkflächenpaaren auf sehr unterschiedlichen Skalen und mit verschiedenen Herangehensweisen. Reibungsforschung auf der Ebene der atomaren Skala versucht, die Wechselwirkungen im Bereich der Nanometerabmessungen zu beschreiben. Hierzu werden Modelle, aber auch Experimente durchgeführt. Auf der Skala der Oberflächenrauigkeiten, also im Bereich von Mikrometern, untersucht die Tribologie die Wechselwirkung der Topologie der beiden Wirkflächen beziehungsweise bezüglich des zugefügten Schmiermittels. Als Letztes gibt es auch die makroskopische Betrachtung, bei der die Tribologie auf einer Skala in der Größenordnung von Millimetern betrachtet wird. Hier ist ein gutes Beispiel das Reibungsverhalten einer Scheibenbremse im PKW. Für alle diese Skalen sind entsprechende Modelle, aber auch experimentelle Untersuchungen durchgeführt worden. Die große Herausforderung besteht aber auch heute noch in der Übertragbarkeit der Ergebnisse über die verschiedenen Skalen hinweg und in der ganzheitlichen Beschreibung der Tribologie auf der Ebene der realen Wirkflächenpaare in Maschinen. An dieser Stelle setzt die wissenschaftliche Arbeit von Herrn Dr.-Ing. Arn Clemens Jörger an. Im Rahmen eines Schwerpunktprogramms der Deutschen Forschungsgemeinschaft - DFG hat er in einem Teilprojekt die Modellierung von Feststoff-Schmier-Systemen auf der Ebene der Oberflächenrauigkeiten und der makroskopischen Betrachtung untersucht und hier in Zusammenarbeit mit weiteren Wissenschaftlern neue Ansätze erarbeitet. Da die Reibung auch zur Realisierung von Funktionen genutzt wird, hat Herr Dr.-Ing. Jörger neben den sogenannten

Lagersystemen, bei denen es darum geht, die Reibung minimal zu halten, noch den Aspekt der Funktionsreibsysteme, wie Bremsen und Kupplungen, exemplarisch untersucht. Die Arbeit leistet einen wissenschaftlich interessanten Beitrag zum Forschungsfeld Tribologie und kann auch wertvolle Hinweise für die Praxis der Produktentwicklung geben.

Januar, 2025

Albert Albers

Kurzfassung

Produktentwicklungsprozesse werden heutzutage mithilfe von virtuellen Simulationen vorangetrieben, um Konzeptbewertungen bereits frühzeitig in Entwicklungsprozessen zu unterstützen, ohne aufwändige Prototypen fertigen zu müssen. Zur virtuellen Abbildung eines Systems werden jedoch ein Berechnungsansatz und ein Modell benötigt, die ein/-e Ingenieur/-in auswählen, entwickeln und/oder aufbauen muss. Da ein Simulationsmodell grundsätzlich zu validieren ist oder Versuche zur Bereitstellung von Materialdaten notwendig sind, kann auf Experimente aber nicht vollständig verzichtet werden.

Das Ziel der Arbeit ist die Entwicklung skalenübergreifender numerischer Simulationsmethoden für den Einsatz bei der Weiterentwicklung von Axialkugellagern und Kraftfahrzeug-Scheibenbremsen. Dafür werden gekoppelte Simulationsmethoden vorgestellt und darüberhinaus die Ergebnisse der zugehörigen Versuche auf physischen Prüfumgebungen präsentiert.

Die Simulationen werden mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) und der Mehrkörpersimulation (MKS) durchgeführt. Damit werden die beiden tribologischen Systeme Axialkugellager und Scheibenbremse skalenübergreifend abgebildet, d. h. sowohl Einflüsse der Mikroebene als auch der Makroebene berücksichtigt. Eine Einflussgröße der Mikroebene ist bspw. die Oberflächenrauheit, die mit der gezeigten Methode in Finite-Elemente-Modelle übertragen wird.

Im Bereich der Lagersysteme wird Graphit als Schmiermittel für Axialkugellager untersucht und ein initialer Berechnungsansatz vorgestellt, der sich zur Übertragung der Reibungseigenschaften eines Kugel-Ring-Kontakts auf das gesamte Lager eignet. Es finden Untersuchungen auf einer systematisch weiterentwickelten Prüfumgebung statt. Die Ergebnisse zeigen die in graphitgeschmierten Axialkugellagern zu erwartenden Reibungszahlen und lassen Rückschlüsse auf die Randbedingungen für den Einsatz graphitgeschmierter Axialkugellager zu.

Eine Methode zur Übertragung realer Oberflächen in FE-Simulationen wird genutzt, um die rauen Oberflächen eines Bremssystems computergestützt abzubilden und Parameter zu bestimmen, die ein Kraftfahrzeug-Scheibenbremssystem zum Schwingen anregen und schlussendlich zu Bremsenquietschen führen können. Abschließend werden die Ergebnisse des Abgleichs zwischen Simulation und physischen Prüfstandsuntersuchungen vorgestellt.

Das erste Ergebnis der Arbeit ist eine Methode zur Übertragung realer Oberflächen in FE-Simulationen. Ein weiteres Ergebnis sind die für graphitgeschmierte Axialkugellager zu erwartenden Reibungszahlen und ein initialer Berechnungsansatz für Graphitreibung in ebendiesen. Das Ergebnis der letzten Forschungsfrage ist ein computergestütztes Untersuchungsvorgehen zur skalenübergreifenden Analyse von Schwingungen in einem Scheibenbremssystem.

Abstract

In product engineering processes virtual simulations are used to support concept evaluations in early phases without needing expensive prototypes. However, the virtual representation of a system requires a computational approach and a model, which an engineer must select, develop and/or build. Since a simulation model need to be validated or tests are required to provide material data, experiments cannot be completely dispensed with.

The aim of the work is the development of cross-scale numerical simulation methods for use in developing axial ball bearings and automotive disk brakes. For this purpose, coupled simulation methods are presented and the results of the associated tests on physical test environments are presented.

The simulations are carried out using the finite element method (FEM) and multi-body simulation. This means that the two tribological systems axial ball bearings and disk brakes are depicted across scales, i.e. both micro-level and macro-level influences are taken into account. One influencing variable of the micro level is, for example, the surface roughness, which is transferred to finite element models using the presented method.

In bearing systems, graphite is investigated as a lubricant for axial ball bearings and an initial computation approach is presented, which is suitable for transferring the frictional properties of a ball-ring contact to the entire bearing. Investigations are carried out in a systematically developed test environment. The results show the coefficients of friction, which can be expected in graphite-lubricated axial ball bearings and allow conclusions to be drawn about the boundary conditions for the use of graphite as a lubricant in axial ball bearings.

A method for transferring real surfaces into FE simulations is used to depict the rough surfaces of a brake system and to determine parameters that can cause a vehicle disc brake system to vibrate and ultimately lead to brake squeal. Finally, the results of the comparison between simulation and physical test bench investigations are presented.

The first result of the work is a method for transferring real surfaces into FE simulations. A further result is the friction coefficients to be expected for graphite-lubricated axial ball bearings and an initial computation approach for graphite friction in these bearings. The result of the last research question is a computer-aided investigation procedure for the cross-scale analysis of vibrations in a disc brake system.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als akademischer Mitarbeiter am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers für die Betreuung dieser wissenschaftlichen Arbeit und das entgegengebrachte Vertrauen. Seine wegweisenden Anregungen und sein Engagement haben den Fortschritt meiner Forschung entscheidend geprägt. Ebenso möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll meinen Dank aussprechen, der das Korreferat übernommen hat und durch seine fachlichen Impulse wertvolle Beiträge leistete. Ein weiterer Dank gebührt dem Vorsitzenden der Prüfungskommission, Prof. Dr. rer. nat. Martin Dienwiebel vom IAM – Zuverlässigkeit und Mikrostruktur, für seine Unterstützung und seine Zeit.

Für die Zusammenarbeit in den Forschungsprojekten spreche ich meinen herzlichen Dank an Prof. Dr. Michael Moseler (Fraunhofer IWM, Freiburg), Dr. Andreas Klemenz (Fraunhofer IWM, Freiburg), Prof. Dr. rer. nat. Martin Dienwiebel (IAM – Zuverlässigkeit und Mikrostruktur), Dr.-Ing. Carina Morstein (IAM – Zuverlässigkeit und Mikrostruktur), Dr. Robert Dannecker (TECOSIM GmbH) und Ioannis Spiropoulos (TECOSIM GmbH) aus. Der fruchtbare und offene Austausch in diesen Projekten hat maßgeblich zur Entstehung dieser Arbeit beigetragen.

Mein aufrichtiger Dank gilt meinen Kolleginnen und Kollegen am IPEK – Institut für Produktentwicklung am KIT, die mich während dieser Zeit kontinuierlich motiviert und unterstützt haben. Ebenso danke ich dem Verwaltungsteam für die zuverlässige Übernahme organisatorischer Aufgaben sowie dem engagierten Team am Standort Fasanengarten für die tatkräftige Unterstützung bei den Prüfstandsuntersuchungen. Einen besonderen Dank richte ich an die zahlreichen Studierenden für ihre Unterstützung durch Abschlussarbeiten und Hiwi-Tätigkeiten. Hervorheben möchte ich zudem die Forschungsgruppe CAE/Optimierung sowie Patrick Haberkern, mit dem ich über mehrere Jahre die CAD-Lehre am Institut erfolgreich gestalten durfte.

Ein herzlicher Dank gilt meinen Freunden, die mir in dieser Zeit immer wieder geholfen haben, den Kopf frei zu bekommen. Mit ihnen konnte ich nicht nur abschalten, sondern auch wertvolle Momente des Ausgleichs genießen, die mich mit neuer Energie für die wissenschaftliche Arbeit erfüllten.

Ein ganz besonderer Dank gilt meiner Familie. Meine Eltern und meine Schwester haben mir stets den Rücken gestärkt und mich auf meinem akademischen Weg ermutigt. Abschließend möchte ich meiner Freundin Alena von Herzen danken, die mich in jeder Lebenslage vorbehaltlos unterstützt und mir immer zur Seite gestanden hat. Ihr Vertrauen und ihre Geduld waren für mich von unschätzbarem Wert.

„Ich kann freilich nicht sagen, ob es besser werden wird wenn es anders wird; aber so viel kann ich sagen, es muß anders werden, wenn es gut werden soll.“

Georg Christoph Lichtenberg
Sudelbücher K293

Inhaltsverzeichnis

| | |
|---|--------------|
| Kurzfassung..... | iii |
| Abstract..... | v |
| Abbildungsverzeichnis..... | xvii |
| Tabellenverzeichnis..... | xxv |
| Abkürzungsverzeichnis..... | xxvii |
| 1. Einleitung | 1 |
| 2. Grundlagen und Stand der Forschung..... | 5 |
| 2.1. Contact, Channel and Connector-Approach (C&C ² -Ansatz) | 6 |
| 2.2. Technische Systeme und Oberflächen | 9 |
| 2.2.1. Technische Systeme | 9 |
| 2.2.2. Technische Oberflächen..... | 10 |
| 2.2.3. Computergestützte Berechnung der Parameter..... | 15 |
| 2.3. Oberflächenmesstechnik | 16 |
| 2.3.1. Taktile Oberflächenmessung | 16 |
| 2.3.2. Optische Oberflächenmessung..... | 17 |
| 2.4. Kontaktmechanik | 21 |
| 2.4.1. Hertzsche Kontaktmechanik | 21 |
| 2.4.2. Greenwood und Williamson | 21 |
| 2.5. Reibung und Verschleiß | 22 |
| 2.5.1. Grundlagen und Übersicht..... | 22 |
| 2.5.2. Verschleiß | 29 |
| 2.5.3. Numerische Modelle und Ansätze zur Abbildung von Reibung und Verschleiß..... | 31 |
| 2.6. Tribologische Konstruktionselemente | 32 |
| 2.6.1. Wälzlager | 33 |
| 2.6.2. Scheibenbremsen..... | 37 |
| 2.7. Tribologische Prüfkette nach Czichos und Habig (2020) | 40 |
| 2.8. Computergestützte Entwicklung tribologischer Systeme | 41 |
| 2.9. Kopplung von CAE-Methoden | 43 |
| 2.10. Gegenwärtige Forschung im Bereich von Wälzlagern | 44 |
| 2.11. Gegenwärtige Forschung im Bereich numerische Methoden bei der Entwicklung von Scheibenbremssystemen..... | 46 |
| 2.12. Fazit aus dem Stand der Forschung..... | 48 |

| | |
|--|------------|
| 3. Forschungsziele | 49 |
| 3.1. Zielsetzung | 49 |
| 3.2. Forschungshypothesen..... | 51 |
| 3.3. Forschungsdesign | 52 |
| 4. Übertragung realer Oberflächen in FE-Simulationen | 55 |
| 4.1. Methodenablauf | 56 |
| 4.2. Erzeugung der FE-Oberflächen | 61 |
| 4.3. Ergebnisse des Vergleichs der Rauheitsparameter der gemessenen und der vernetzten Oberflächen..... | 78 |
| 4.3.1. Oberflächen der Welle 1, 2 und 3..... | 78 |
| 4.3.2. Oberfläche des mit Graphit beschichteten Versuchsträgers aus Reineisen | 81 |
| 4.3.3. Oberflächen der Brems Scheibe und des Bremsbelags..... | 82 |
| 4.3.4. Diskussion der Abweichungen der Rauheitswerte | 84 |
| 4.4. Zusammenfassung der Forschungsfrage und Ausblick..... | 86 |
| 5. Analyse von Graphitschmierungen in Axialkugellagern..... | 89 |
| 5.1. Untersuchungsvorgehen | 90 |
| 5.2. Physische Untersuchung | 92 |
| 5.2.1. Axialkugellager..... | 92 |
| 5.2.2. Prüfumgebung | 94 |
| 5.2.3. Nachschmiereinheit..... | 103 |
| 5.2.4. Prüflingsvorbereitung | 104 |
| 5.3. Ergebnisse der Untersuchungen..... | 106 |
| 5.3.1. Oberflächenanalyse der Wälzlagerbauteile | 111 |
| 5.3.2. Beschreibung von Graphitreibung mit dem C&C ² -Ansatz..... | 113 |
| 5.3.3. Fazit und Übertragung in Simulationen | 114 |
| 5.4. Parametrierbares Mehrkörpersimulationsmodell zur Analyse des Reibungsverhaltens der Axialwälzlager | 115 |
| 5.4.1. Aufbau des MKS-Modells und Reibkraftberechnung | 115 |
| 5.4.2. Berechnungsansatz für die Reibkraft | 116 |
| 5.4.3. Ergebnisse..... | 117 |
| 5.4.4. Diskussion | 117 |
| 5.5. Abschluss der Forschungsfrage..... | 118 |
| 6. Virtuelle und physische Analyse reibinduzierter Schwingungen in einem Scheibenbremssystem | 121 |
| 6.1. Darstellung der Untersuchungsmethode | 122 |
| 6.2. Vorgehensweise | 124 |
| 6.2.1. Spezifizierung von Brems Scheibe und Bremsbelag | 124 |
| 6.2.2. Berechnung der Reibungszahlen mit FE-Simulationen | 125 |

| | |
|--|------------|
| 6.2.3. Randbedingungen für FE-Reibmodell..... | 135 |
| 6.3. Mehrkörpersimulationsmodell..... | 138 |
| 6.4. Ergebnisse | 139 |
| 6.4.1. Reibungszahlberechnungen mit dem FE-Reibungsmodell auf Mikroebene..... | 139 |
| 6.4.2. Mehrkörpersimulation | 147 |
| 6.5. FE-Modalanalyse | 149 |
| 6.6. Dynamische experimentelle Modalanalyse..... | 150 |
| 6.7. Diskussion der Ergebnisse | 151 |
| 6.8. Beantwortung der Forschungsfrage..... | 155 |
| 7. Fazit und Ausblick | 157 |
| Literaturverzeichnis..... | I |

Abbildungsverzeichnis

| | | |
|-----------------|---|----|
| Abbildung 1.1: | Darstellung des skalenübergreifenden Charakters dieser Arbeit. Dabei werden Rauheiten der Mikroebene und die Bauteilgestalt auf Makroebene berücksichtigt, um jeweils die funktionsrelevanten Eigenschaften der tribologischen Systeme Axialkugellager und Scheibenbremse abzubilden. | 1 |
| Abbildung 2.2: | Der C&C ² -Ansatz – Modellelemente und Grundhypothesen (Matthiesen et al., 2019)..... | 7 |
| Abbildung 2.3: | Modellbildung und Analyse (Matthiesen et al., 2019) | 8 |
| Abbildung 2.4: | Technische Systeme auf der Makro-, Mikro- und Nanoebene (Czichos & Habig, 2020, S. 32) | 9 |
| Abbildung 2.5: | Darstellung einer idealen (nominellen) Oberfläche, einer realen Oberfläche und einer gemessenen Oberfläche (Vorlesungsunterlagen Maschinenkonstruktionslehre IPEK) ... | 11 |
| Abbildung 2.6: | Gestaltabweichungen (Jung, 2012 basierend auf DIN 4760).... | 12 |
| Abbildung 2.7: | Flächenprofil einer gefrästen Oberfläche (DIN EN ISO 16610-61)..... | 12 |
| Abbildung 2.8: | Links: Rundkämmige Oberfläche, Rechts: Spitzkämmige | 14 |
| Abbildung 2.9: | Ableitung der Parameter R_k , R_{pk} , R_{vk} , Mr_1 und Mr_2 (Jung, 2012, S. 9) | 15 |
| Abbildung 2.10: | Prinzip der taktilen Oberflächenmessung (Quinten, 2019, S. 43) | 17 |
| Abbildung 2.11: | (a) Optischer Pfad in der klassischen Mikroskopie: <i>fobj</i> und <i>foc</i> beschreiben die Verstellmöglichkeiten, um ein scharfes Bild in der Kamera zu erhalten (Quinten, 2019, S. 105) (b) Optischer Pfad bei der Konfokalmikroskopie: Der Freiheitsgrad (engl. DoF, Degree of Freedom) beschreibt den maximal messbaren Höhenunterschied in einem Profil (Quinten, 2019, S. 111)..... | 18 |
| Abbildung 2.12: | Messprinzip eines Weißlichtinterferometers (Quinten, 2019, S. 92) | 19 |
| Abbildung 2.13: | a) Mehrfache Reflexionen an einer v-förmigen Nut b) Resultierende Gestalt der Nut (Osten & Graf, 2012) | 20 |
| Abbildung 2.14: | Batwing-Effekt (Gao et al., 2008, S. 11) | 20 |

| | | |
|-----------------|--|----|
| Abbildung 2.15: | Darstellung einer rauen Oberfläche (aus Ke, Feng, Chen, Ou & Zhou, 2017) nach Greenwood und Williamson. Die raue Oberfläche setzt sich aus mehreren einzelnen Rauheitshügeln zusammen, die über deren Form (Radius R) beschrieben werden. Die reale Kontaktfläche berechnet sich über die Elastizitätstheorie. (nach Greenwood & Williamson, 1966) | 22 |
| Abbildung 2.16: | Reibungszustände in tribologischen Systemen (Czichos & Habig, 2020, S. 119)..... | 23 |
| Abbildung 2.17: | C&C ² -Modell von Festkörperreibung nach Joerger et al. (2022a), basierend auf Behrendt, 2009; Blust, 2017; Lorentz, 2013 | 25 |
| Abbildung 2.18: | C&C ² -Modell von Grenzreibung nach Joerger et al. (2022a), basierend auf Behrendt, 2009; Blust, 2017; Lorentz, 2013 | 26 |
| Abbildung 2.19: | C&C ² -Modell von Mischreibung nach Joerger et al. (2022a), basierend auf Behrendt, 2009; Blust, 2017; Lorentz, 2013 | 27 |
| Abbildung 2.20: | C&C ² -Modell von Flüssigkeits- oder Gasreibung nach Joerger et al. (2022a), basierend auf Behrendt, 2009; Blust, 2017; Lorentz, 2013..... | 28 |
| Abbildung 2.21: | Rissausbreitung (nach Stachowiak & Batchelor, 2005, S. 597) | 30 |
| Abbildung 2.22: | Vier Arten abrasiven Verschleißes (Czichos & Habig, 2020, S. 163)..... | 30 |
| Abbildung 2.23: | a) Radial-Rillenkugellager b) Axial-Rillenkugellager (Bilder IPEK Modellbibliothek)..... | 34 |
| Abbildung 2.24: | Druckverteilung bei ~3 kN Druckkraft zwischen einer Kugel und Ring in einem Axiallager der Baureihe 51208 | 35 |
| Abbildung 2.25: | Verschiedene Dichtungsprinzipien (Poll & Deters, 2018, S. 165) | 36 |
| Abbildung 2.26: | Festsattel: 1 Bremsscheibe, 2 Hydraulischer Anschluss, 3 Bremskolben, 4 Entlüftungsschrauben (Breuer & Bill, 2017, S. 136)..... | 38 |
| Abbildung 2.27: | Schwimmrahmensattel: 1 Bremsscheibe, 2 Bremskolben, 3 Hydraulischer Anschluss, 4 Entlüftungsschraube, 5 Halter, 6 Rahmen (Breuer & Bill, 2017, S. 136)..... | 39 |
| Abbildung 2.28: | Faustsattel Bauart Teves FN: 1 Bremsscheibe, 2 Bremskolben, 3 Hydraulischer Anschluss, 4 Dämpfungshülsen (Bushings), 5 Halter, 6 Rahmen (Breuer & Bill, 2017, S. 137) | 39 |

| | | |
|-----------------|---|----|
| Abbildung 2.29: | Kategorien der tribologischen Prüftechnik (Prüfkette) (Czichos & Habig, 2020, S. 241) | 41 |
| Abbildung 2.30: | Vernetztes Tragebauteil des Differentialgetriebes (entnommen aus IPEK-Lehrunterlagen zum CAE-Workshop) | 42 |
| Abbildung 2.31: | Lagerung eines Differentialgetriebes eines KaRacelng Rennfahrzeugs. (KaRacelng ist eine studentische Hochschulgruppe, die mit der Unterstützung von Instituten und Industriepartnern Rennfahrzeuge für eine studentische Rennserie entwickeln; entnommen aus IPEK-Lehrunterlagen zum CAE-Workshop) | 42 |
| Abbildung 2.32: | Ganzheitliche Methode zur numerischen Abbildung von Verschleiß auf realen Oberflächen aus Albers et al. (2017) ... | 44 |
| Abbildung 3.1: | Atomistische Simulationen des Aufeinandertreffens zweier Graphitschichten unter dem Einfluss von Wassermolekülen (aus Klemenz & Moseler, 2022) | 50 |
| Abbildung 3.2: | Mikrotribometeruntersuchungen zur Graphitreibung (Mikroebene) (aus Morstein & Dienwiebel, 2021) | 50 |
| Abbildung 3.3: | Makroskopische Untersuchung von graphitgeschmierten Wälzlagern (aus Joerger, Lagier, Bischofberger, Bause & Albers, 2022b) | 50 |
| Abbildung 3.4: | Forschungsdesign | 52 |
| Abbildung 4.1: | Flussdiagramm für die Übertragung realer Oberflächentopografien in FE-Simulationen (nach Joerger et al., 2021c) | 57 |
| Abbildung 4.2: | Reale Oberflächen (Teil 1): Graphitbeschichteter Versuchsträger, der in Mikrotribometerversuchen zur Analyse der Reibwerte genutzt wurde. Im oberen Bild ist der Versuchsträger abgebildet, im unteren ein Zoom auf die Spur des Gegenkörpers des Mikrotribometers. Die Mikrotribometeruntersuchungen wurden durchgeführt von Morstein und Dienwiebel (2021). | 59 |
| Abbildung 4.3: | Reale Oberflächen (Teil 2): Im oberen Bild ist die polierte Oberfläche des Versuchsträgers aus Abbildung 4.2 zu sehen. Dieser bildet das Substrat für die Airbrush-Graphitbeschichtung, die im unteren Bild sichtbar ist. | 60 |
| Abbildung 4.4: | Reale Oberflächen (Teil 3): Im oberen Bild ist die Oberfläche einer Bremsscheibe abgebildet, die deutliche Kornausbrüche und Bearbeitungsspuren aufweist, im unteren der zugehörige | |

| | | |
|-----------------|--|----|
| | Bremsbelag, bei dem in Harz gebundene Partikel sichtbar sind. | 61 |
| Abbildung 4.5: | 3D-Darstellung der vermessenen realen Oberflächen. Sie ist notwendig, um die Validität der Messung zu bewerten. | 63 |
| Abbildung 4.6: | 3D-Darstellung der vermessenen realen Oberflächen. Sie ist notwendig, um die Validität der Messung zu bewerten. | 64 |
| Abbildung 4.7: | 3D-Darstellung der vermessenen realen Oberflächen. Sie ist notwendig, um die Validität der Messung zu bewerten. | 64 |
| Abbildung 4.8: | 3D-Darstellung der vermessenen realen Oberflächen. Sie ist notwendig, um die Validität der Messung zu bewerten. | 65 |
| Abbildung 4.9: | Draufsicht auf die ins CAD übertragenen Oberflächen | 67 |
| Abbildung 4.10: | Draufsicht auf die ins CAD übertragene Oberfläche der gedrehten Welle 3 | 68 |
| Abbildung 4.11: | Draufsicht auf die ins CAD übertragene Oberfläche der graphitbeschichteten Platte | 68 |
| Abbildung 4.12: | Draufsicht auf die ins CAD übertragenen Oberflächen | 69 |
| Abbildung 4.13: | Qualitativer optischer Vergleich der groben, mittleren und feinen Vernetzung der ersten Oberfläche (Teil 1) | 71 |
| Abbildung 4.14: | Qualitativer optischer Vergleich der groben, mittleren und feinen Vernetzung der ersten Oberfläche (Teil 2) | 72 |
| Abbildung 4.15: | Qualitativer optischer Vergleich der groben, mittleren und feinen Vernetzung der ersten Oberfläche (Teil 3) | 73 |
| Abbildung 4.16: | Fokusbetrachtungen der Oberflächen des graphitbeschichteten Versuchsträgers (Teil 1) | 74 |
| Abbildung 4.17: | Fokusbetrachtungen der Oberflächen der graphitbeschichteten Platte (Teil 2) | 75 |
| Abbildung 4.18: | Oberfläche 6 des Bremsbelags (Teil 1) | 76 |
| Abbildung 4.19: | Oberfläche 6 des Bremsbelags (Teil 2) | 77 |
| Abbildung 4.20: | Welle 1: relative Abweichung der Rauheitswerte | 79 |
| Abbildung 4.21: | Welle 2: relative Abweichung der Rauheitswerte | 80 |
| Abbildung 4.22: | Welle 3: relative Abweichung der Rauheitswerte | 81 |
| Abbildung 4.23: | Graphitbeschichteter Versuchsträger: Relative Abweichung der Rauheitswerte | 82 |
| Abbildung 4.24: | Bremsscheibe: relative Abweichung der Rauheitswerte | 83 |
| Abbildung 4.25: | Bremsbelag: relative Abweichung der Rauheitswerte | 84 |

| | | |
|-----------------|--|-----|
| Abbildung 4.26: | Durch Abweichungen zwischen den gemessenen Oberflächenpunkten und den Knoten der vernetzten Bauteile entstehen die abweichenden Rauheitswerte. | 85 |
| Abbildung 5.1: | Lagerring eines initial mit Graphit beschichteten Axialkugellagers: Auf den ringförmigen Bereichen um die Laufbahn ist Graphit als mattschwarze Schicht sichtbar. Auf der Laufbahn hat sich das Graphit bereits nach wenigen Umdrehungen von der Oberfläche gelöst. | 91 |
| Abbildung 5.2: | Lagerabmessungen Baureihe 51208 | 93 |
| Abbildung 5.3: | Axialkolbenpumpe (Matthies & Renius, 2011, S. 63)..... | 94 |
| Abbildung 5.4: | IPEK RPR – Prüfumgebung zur Untersuchung des Zylindertrommel-Steuerplatten-Kontakts (Blust, 2017) | 95 |
| Abbildung 5.5: | Generation 1 des RPR zum Testen der Zylindertrommel-Steuerplatte-Kontakte. Die Farben stellen die unterschiedlichen Teilsysteme des RPR dar (vgl. Tabelle 5.2 und Blust, 2017) ... | 96 |
| Abbildung 5.6: | Mit dem C&C ² -Ansatz modellierter Kraftfluss im Antriebsstrang des RPR. Der Kraftfluss verläuft über den Riemen, die vertikal angeordnete Welle, das Planetengetriebe in den Prüfling, von wo aus der Kraftfluss in das Gehäuse abgeleitet wird. (Joerger et al., 2019a) | 97 |
| Abbildung 5.7: | Vergleich RPR der Generationen 1 und 2 | 98 |
| Abbildung 5.8: | Generation 2 des RPR für graphitgeschmierte Axialkugellager. Die Farben geben die Teilsysteme des RPR an..... | 99 |
| Abbildung 5.9: | Die Aktuierung der Nachschmiereinheit erfolgt über den grauen Zylinder; die Graphitdispersion wird über den blauen Schlauch in die Pistole geleitet. | 100 |
| Abbildung 5.10: | Zweite Generation des RPR zum Testen von Axialkugellagern mit Graphitschmierung | 101 |
| Abbildung 5.11: | Nachschmiereinheit für das Einsprühen der Graphitdispersion. Nicht dargestellt ist der Behälter, der über den blauen Schlauch mit der Nachschmiereinheit verbunden ist..... | 103 |
| Abbildung 5.12: | Nachschmierung bei ruhender Prüfumgebung | 104 |
| Abbildung 5.13: | Beschichtete Lagerteile (v. l. n. r: Innenring, Käfig mit Kugeln, Außenring) | 104 |
| Abbildung 5.14: | Die Graphit-Beschichtung löst sich bereits bei geringen Belastungen ab. Oben dargestellt sind die ringförmigen Flächen | |

| | | |
|-----------------|--|-----|
| | außerhalb der Laufbahnen in einer isometrischen (links) und einer Draufsicht (rechts). | 105 |
| Abbildung 5.15: | Versuchsmatrix mit drei unterschiedlichen Drehzahlen und Pressungen | 106 |
| Abbildung 5.16: | Reibungszahl bei 375 1/min (nach Joerger et al., 2021a) | 107 |
| Abbildung 5.17: | Boxplot der Reibungszahl in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit (nach Joerger et al., 2022c) | 108 |
| Abbildung 5.18: | Boxplot der Reibungszahlen in Abhängigkeit der Flächenpressungen (nach Joerger et al., 2022c) | 109 |
| Abbildung 5.19: | Reibungszahlverläufe bei Veränderung des Nachschmierintervalls in 3 Stufen: 60 s, 180 s und 300 s..... | 110 |
| Abbildung 5.20: | Reibungszahl in Abhängigkeit von der eingesprühten Menge | 111 |
| Abbildung 5.21: | Reibungszahl in Abhängigkeit von der Länge des Nachschmierintervalls..... | 111 |
| Abbildung 5.22: | Oberfläche des Innenrings des Axialkugellagers nach Versuchsende. In der Mitte ist die Oberfläche der Laufbahn sichtbar, auf der das Graphit überwiegend abgelöst ist. An den Rändern ist Graphit als mattschwarze Beschichtung sichtbar. | 112 |
| Abbildung 5.23: | Vergößerte Aufnahme des Innenrings eines Axialkugellagers nach Versuchsende. Die hellen Bereiche sind die Oberfläche des Stahls, die dunklen zeigen in Tälern eingewalztes Graphit. | 113 |
| Abbildung 5.24: | C&C ² -Modell für Feststoffschmierung mit Graphit (Joerger et al., 2022a) | 114 |
| Abbildung 5.25: | Im MKS-Modell des Lagers der Baureihe 51208 wurden zur Reduzierung der Berechnungszeit nur drei Kugeln und ein vereinfachter Käfig abgebildet. | 115 |
| Abbildung 6.1: | Gekoppelte Methode für die Analyse von reibinduzierten Schwingungen in Bremssystemen (nach Joerger, Spiropoulos, Dannecker & Albers, 2022)..... | 123 |
| Abbildung 6.2: | a) Belag b) Bremscheibe c) Bremssattel..... | 125 |
| Abbildung 6.3: | Ganzzeitliche Methode zur numerischen Abbildung von Verschleiß auf realen Oberflächen (Albers, Reichert, Thorén, Bursac & Serf, 2017b) | 127 |

| | | |
|-----------------|--|-----|
| Abbildung 6.4: | Zweite Generation des FE-Modells zur Berechnung der Reibungszahlen in trockenlaufenden Systemen | 128 |
| Abbildung 6.5: | Mikroskopaufnahmen von Scheibe (links) und Belag (rechts) | 130 |
| Abbildung 6.6: | Vernetzte Oberflächen von Ausschnitten von Scheibe (links) und Belag (rechts) | 130 |
| Abbildung 6.7: | FE-Modell mit den realen Oberflächen | 131 |
| Abbildung 6.8: | FE-Modell für die Reibungssimulation | 132 |
| Abbildung 6.9: | Darstellung des zyklischen Ablaufs der FE-Reibungssimulation | 132 |
| Abbildung 6.10: | Berechnung der Reibungszahlen | 134 |
| Abbildung 6.11: | Verschleißbedingte Verschiebung der Oberflächenknoten | 135 |
| Abbildung 6.12: | Berechnung der Geschwindigkeitsrandbedingungen | 136 |
| Abbildung 6.13: | Prinzip der Pseudodiskretisierung | 138 |
| Abbildung 6.14: | Aufteilung der Pseudodiskretisierung der Brems Scheibe im MKS-modell..... | 139 |
| Abbildung 6.15: | (a) Die grünen Bereiche kennzeichnen die Kontaktstellen zwischen beiden Körpern nach der ersten Berechnung. (b) Zum Ende der Simulation haben sich mehr Kontaktflächen als zu Beginn herausgebildet..... | 140 |
| Abbildung 6.16: | Links: Lokale Kontakte auf der Mikroebene einer Reibpaarung zu Beginn. Rechts: Lokale Kontakte auf der Mikroebene einer Reibpaarung nach verschleißbedingter Abtragung der Oberflächenrauheiten | 141 |
| Abbildung 6.17: | Abbildung von Verschleiß in der FE-Simulation: Links: Zu Beginn der Simulation Rechts: Nach 200 Verschleißschritten | 142 |
| Abbildung 6.18: | Reale Kontaktfläche in Abhängigkeit vom Gleitweg (nach Joerger et al., 2021d) | 143 |
| Abbildung 6.19: | Verschleißtiefe in Abhängigkeit vom Gleitweg (nach Joerger et al., 2021d) | 144 |
| Abbildung 6.20: | Reibungszahl in Abhängigkeit vom Gleitweg (nach Joerger et al., 2021d) | 145 |
| Abbildung 6.21: | Reibungszahlkennfeld mit Interpolationskurven auf Basis der Ergebnisse der neun Simulationen (nach Joerger et al., 2021d) | 146 |

| | | |
|-----------------|---|-----|
| Abbildung 6.22: | Kontaktkräfte bei 1 MPa Flächenpressung | 147 |
| Abbildung 6.23: | Geschwindigkeiten der Beläge bei 1 MPa Kontaktpressung. | 147 |
| Abbildung 6.24: | Kontaktkräfte bei 3 MPa Flächenpressung | 148 |
| Abbildung 6.25: | Geschwindigkeiten der Beläge bei 3 MPa Kontaktpressung. | 148 |
| Abbildung 6.26: | Gemessene Oberflächengeschwindigkeit der Bremsscheibe beim Bremsen | 151 |

Tabellenverzeichnis

| | | |
|--------------|--|-----|
| Tabelle 2.1: | Definitionen für Linienprofile (DIN EN ISO 4287) und flächenhafte Profile (DIN EN ISO 25178-52) | 13 |
| Tabelle 2.2: | Definitionen der Rauheitsparameter für Linienprofile (DIN EN ISO 4287) und flächenhafte Profile (DIN EN ISO 25178-52) ... | 14 |
| Tabelle 2.3: | Kontaktformen und -flächen von tribologischen Systemen (nach Czichos & Habig, 2020, S. 71) | 21 |
| Tabelle 2.4: | Berechnungsparameter des lastunabhängigen Reibungsmomentanteils (Brändlein et al., 1998, S. 217)..... | 37 |
| Tabelle 2.5: | Berechnungsparameter des lastabhängigen Reibungsmomentanteils (Brändlein et al., 1998, S. 219)..... | 37 |
| Tabelle 4.1: | Gemessene Rauheitswerte der sechs Oberflächen | 66 |
| Tabelle 4.2: | Maximale und minimale Abweichungen. | 78 |
| Tabelle 5.1: | Lagereigenschaften (Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2021)..... | 93 |
| Tabelle 5.2: | Vergleich der Teilsysteme von RPR Generation 1 und Generation 2 in Bezug auf die Variationsarten | 102 |
| Tabelle 5.3: | Nachschmiermenge | 109 |
| Tabelle 5.4: | Ergebnisse zur Berechnung der Reibungszahlen in Axialkugellagern in einer MKS unter Berücksichtigung des SRR (Joerger et al., 2022c) | 117 |
| Tabelle 6.1: | Geschwindigkeiten der Simulation | 136 |
| Tabelle 6.2: | Rotationsgeschwindigkeiten der Scheibe in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeiten | 136 |
| Tabelle 6.3: | Moden der Bremsscheibe aus der Simulation | 149 |

Abkürzungsverzeichnis

| | |
|------|---------------------------------|
| IPEK | Institut für Produktentwicklung |
| FEM | Finite-Elemente-Methode |
| MKS | Mehrkörpersimulation |
| PEP | Produktentstehungsprozess |
| WFP | Wirkflächenpaar |
| LSS | Leitstützstruktur |
| C | Connectoren |
| WLI | Weißlichtinterferometer |
| REM | Rasterelektronenmikroskopie |

1. Einleitung

Die tribologischen Konstruktionselemente Wälzlager und Scheibenbremsen sind elementare Bestandteile technischer Systeme, die etwa in Baumaschinen oder in Kraftfahrzeugen eingesetzt werden. Beide Elemente unterscheiden sich grundsätzlich darin, dass in Wälzlagern Reibung vermieden werden soll; in Scheibenbremsen hingegen ist die Reibung für die Funktionserfüllung notwendig.

Eine Herausforderung bei der Weiterentwicklung dieser Elemente ist der skalenübergreifende Charakter tribologischer Systeme. Die Spanne reicht von der Makroebene bis zur atomaren Ebene, also letztendlich vom betrachteten Fahrzeug oder Anlage bis hin zur Struktur der Oberflächen, an denen die Reibung stattfindet, und dem molekularen Aufbau der Schmierstoffe. Das Systemverhalten hängt dabei grundsätzlich von den auf diesen Ebenen wirkenden Faktoren ab. Zur Mikroebene können dabei etwa die Rauheiten der Kontaktkörper gezählt werden, zur Makroebene bspw. Schwingungen aus dem Restsystem.

Berücksichtigung der Rauheiten von der Mikroebene und der Bauteilgestalt von der Makroebene

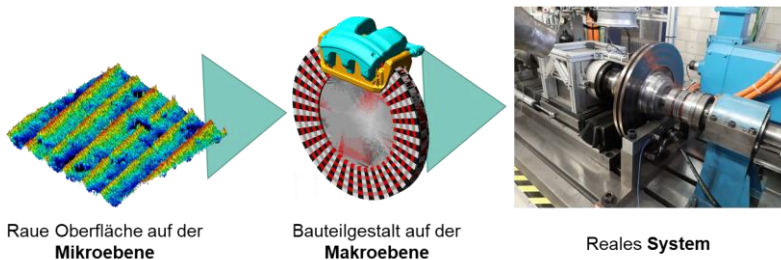


Abbildung 1.1: Darstellung des skalenübergreifenden Charakters dieser Arbeit. Dabei werden Rauheiten der Mikroebene und die Bauteilgestalt auf Makroebene berücksichtigt, um jeweils die funktionsrelevanten Eigenschaften der tribologischen Systeme Axialkugellager und Scheibenbremse abzubilden.

Die Untersuchungen der beiden Systeme werden u. a. mit Simulationen durchgeführt. Diese können dazu genutzt werden, um die Einflussfaktoren auf den verschiedenen Ebenen zu berücksichtigen. So unterstützen sie

Konzeptbewertungen und tragen zur Reduzierung der notwendigen Anzahl an Mustern in Entwicklungsprozessen bei. Allerdings erfordern die der Simulation zugrunde liegenden Modelle eine Überprüfung, die sicherstellt, dass das betrachtete System hinreichend genau abgebildet wird.

Bezogen auf ein Wälzlager wäre dies bspw. die computergestützte Berechnung der Schmierstalthöhe sowie der anschließende Abgleich des Ergebnisses mit physischen Prüfstandsuntersuchungen. Die Schmierung ist in Wälzlagern notwendig, um bspw. die Kontaktkörper voneinander zu trennen. Das Ziel ist, bessere Reibungs- und Verschleißeigenschaften zu erreichen – also in Lagersystemen die Reduzierung von Reibung und Verschleiß. Neben Lagersystemen gibt es noch Friktionssysteme, zu denen bspw. Scheibenbremsen zählen. Bei diesen Systemen ist nicht zwangsläufig die Minimierung der Reibung das Ziel, sondern vielmehr eine über der Gleitgeschwindigkeit konstante Reibung.

Neben den üblicherweise verwendeten ölbasierten Schmiermitteln gibt es auch Trockenschmiermittel. Dazu gehört Graphit, das überwiegend wegen seiner elektrischen Leitfähigkeit in Stromabnehmern von Zügen oder in Elektromotorbürsten eingesetzt wird. Auf seine reibungsmindernden Eigenschaften wird eher in Nischenbereichen (bspw. in Stauwehren) zurückgegriffen. Da Graphit aufgrund seiner chemischen Struktur – also seines atomaren Aufbaus – eine hohe Temperaturstabilität besitzt und diese auch bei höheren Temperaturen (hier 100°C – 300°C) beibehält, eignet es sich für den Einsatz in thermisch hochbelasteten Systemen, wie etwa Stranggussanlagen oder Walzwerken. Dort kommen heutzutage große Mengen an öl- oder fettbasierten Schmierstoffen zum Einsatz. Perspektivisch bietet Graphit das Potenzial, die Schmierstoffmengen zu reduzieren.

Graphit wird zwar auch als Schmiermittel in Wälzlagern eingesetzt, doch ist seine Wirkung auf atomarer oder auf Mikroebene tatsächlich größtenteils unerforscht, wie im Stand der Forschung (Kapitel 2.10) aufgezeigt wird. Das übergeordnete Ziel des Forschungsprojekts, in dessen Rahmen diese Arbeit entstanden ist, ist die Entwicklung eines über seine Lebensdauer mit Graphit geschmierten Axialkugellagers. Dazu wird das Reibungsverhalten von Graphit mit virtuellen und physischen Methoden untersucht. Zum einen wird ein Simulationsmodell mit einem initialen Ansatz zur Beschreibung der Graphitreibung erstellt. Zum anderen wird eine Prüfumgebung zur Analyse der Graphitreibung in Axialkugellagern systematisch entwickelt und aufgebaut. Anschließend folgen die Beschreibung und die Durchführung der Versuche, um das Verhalten des Schmierstoffs experimentell zu belegen. Auf dieser Basis wird abschließend die Eignung von Graphit als Schmiermittel in Axialkugellagern beurteilt.

Neben diesem Lagersystem wird auch ein Scheibenbremssystem untersucht. Mit einer FE-Simulation werden die mikroskopischen Reibungseigenschaften des

Kontakts zwischen Belag und Scheibe in die Makroebene übertragen. Dazu werden die Reibungszahlen des Scheibe-Belag-Kontakts auf der Mikroebene berechnet und anschließend in ein Mehrkörpersimulationsmodell (MKS-Modell) übertragen. Auf diese Weise lassen sich die Reibungseigenschaften vom Mikromodell in ein Makromodell übertragen. Mithilfe der Simulationsmethode können in Entwicklungsprozessen etwa die Einflüsse der Gestalt oder der Materialien des Bremssystems auf die Schwingungsanregung untersucht werden, um unerwünschte Phänomene wie störende Geräusche zu reduzieren.

In den computergestützten Untersuchungen erfolgt in beiden Teilen der Arbeit die Verbindung der Mikro- und der Makroebene. Zur Darstellung der Zusammenhänge zwischen beiden Ebenen werden die Simulationsmethoden und -modelle mit dem Kopplungsframework nach Albers, Reichert, Thorén, Bursac und Serf (2017) dargestellt.

An dieser Stelle sei noch ein Hinweis zur Perspektive der Arbeit und der Wortwahl eingefügt:

Die Unterscheidung in Makro-, Mikro- und Nano- oder atomare bzw. molekulare Skala kann anhand der notwendigen Hilfsmittel zur Betrachtung der Untersuchungsgegenstände gemacht werden. Auf der Makroebene werden Details bereits mit bloßem Auge sichtbar. Auf der Mikroebene ist der Einsatz einfacher Mikroskope oder eines Weißlichtinterferometers notwendig und auf Nanoebene sind darüber höher auflösende Techniken als bildgebende Verfahren zu nutzen, bspw. Verfahren der Elektronenmikroskopie. Eine Unterscheidung nach diesen Kriterien treffen jedoch nicht alle in dieser Arbeit zitierten Autoren.

Die Begriffe Wirkfläche und Kontaktfläche sind zu differenzieren. Unter Kontaktfläche wird allgemein der Bereich verstanden, an der Reibung zwischen zwei Körpern auftritt. Der Begriff Wirkfläche wird ausschließlich im Kontext der C&C²-Modelle verwendet.

2. Grundlagen und Stand der Forschung

In diesem Kapitel werden die für das Verständnis der Arbeit notwendigen Grundlagen und der aktuelle Stand der Forschung beleuchtet. Hier steht der Ansatz der Ingenieurdisziplinen im Fokus, dass Ingenieurinnen und Ingenieure Produkte entwickeln, um über technologische Neuerungen gesellschaftlichen Fortschritt zu erreichen. Die Produktentwicklung – auch im hier betrachteten Bereich Maschinenbau – folgt bestimmten Vorgehensweisen, um für vorhandene oder neue Anwendungen passende technische Lösungen zu entwerfen und zu realisieren. Welche Vorgehensweise dabei gewählt wird, ist abhängig von dem oder der Entwickelnden und dessen angewendeten Modellen.

Zunächst wird der C&C²-Ansatz (Kapitel 2.1) präsentiert, der es Ingenieurinnen und Ingenieuren erlaubt, in einer einheitlichen Sprache Gestalt-Funktion-Zusammenhänge in technischen Systemen zu beschreiben.

Neben adäquaten betrieblichen Randbedingungen ist technisches Knowhow (Kapitel 2.2 - 2.7) in Entwicklungsprozessen unverzichtbar. Im Bereich der Tribologie werden die Grundlagen der Oberflächenmesstechnik sowie zu Reibung und Verschleiß vorgestellt. Zuletzt folgen Beschreibungen der tribologischen Konstruktionselemente Wälzlager und Scheibenbremse, auf die sich die Arbeit fokussiert.

Die beiden genannten tribologischen Systeme werden fortlaufend weiterentwickelt, um aktuellen Trends hinsichtlich Nachhaltigkeit und Benutzerkomfort zu entsprechen. Bei der Weiterentwicklung werden physische Versuche durchgeführt, aber auch computergestützte Methoden (siehe Kapitel 2.8) eingesetzt. Beispiele hierfür sind die Finite-Elemente-Methode (FEM) und die Mehrkörpersimulation (MKS). Beide Verfahren werden im Rahmen dieser Arbeit genutzt und zuvor erläutert. Dabei wird aufgezeigt, wie die genannten tribologischen Systeme mit den computergestützten Methoden abgebildet werden können.

Abschließend folgt in Kapitel 2.10 ein Blick auf andere Arbeitsgruppen, die sich wissenschaftlich mit computergestützter Tribologie beschäftigen. Dabei handelt es sich nicht nur um Ingenieure/-innen, sondern auch um Produktentwickler/-innen oder Physiker/-innen, die sich auf unterschiedlichen Skalenebenen mit tribologischen Systemen auseinandersetzen. Von besonderem Interesse ist hier die Verbindung der unterschiedlichen Skalen bei tribologischen Systemen, da Faktoren sowohl auf Mikro- als auch auf Makroebene dessen Funktion beeinflussen.

2.1. Contact, Channel and Connector-Approach (C&C²-Ansatz)

Eine Methode zur Analyse technischer Systeme ist der C&C²-Ansatz, der von Albers und Matthiesen (2002) vorgestellt wurde. Diese Vorgehensweise erlaubt Ingenieuren/-innen, (technische) Systeme zu analysieren sowie Gestalt-Funktion-Zusammenhänge zu ermitteln und in Modellen zu beschreiben, um alle Faktoren letztlich auch im Sinne einer Synthese zusammenzuführen. Der C&C²-Ansatz kann damit als Sprache zur Beschreibung von Gestalt-Funktion-Zusammenhängen gesehen werden (Matthiesen, Grauberger, Sturm & Steck, 2018).

Die Erstellung eines C&C²-Modell eines technischen Systems gemäß C&C²-Ansatz erfolgt mithilfe von Kernelementen, Nebenelementen und Strukturelementen. Die Kernelemente sind diejenigen Elemente, die den Gestalt-Funktion-Zusammenhang bestimmen, dazu gehören das Wirkflächenpaar (WFP), die Leitstützstruktur (LSS) und die Connectoren (C). Die ursprünglichen Definitionen für die Leitstützstruktur und die Wirkflächenpaare wurden von Albers und Matthiesen (2002) publiziert. Erweitert wurde der Ansatz von Albers und Wintergerst (2014) und Alink (2010) um die Beschreibung von Verbindungselementen zur Umwelt, den Connectoren. Diese drei Kernelemente sind wie folgt definiert:

- Leitstützstrukturen (LSS) sind Volumenelemente. Sie beschreiben Volumina von festen Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzten Räumen, die genau zwei Wirkflächenpaare verbinden und eine Leitung von Stoff, Energie und/oder Information zwischen diesen ermöglichen. (Albers & Matthiesen, 2002)
- Wirkflächenpaare (WFP) werden gebildet, wenn zwei beliebig geformte Oberflächen fester Körper oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern in Kontakt treten und am Energie-, Stoff- und/oder Informationsaustausch beteiligt sind. (Albers & Matthiesen, 2002)
- Connectoren (C) stellen die Wirkung und die Zustandseigenschaften der für die Funktion eines Systems relevanten Umwelt dar. (Albers & Wintergerst, 2014)

Neben den Kernelementen sind drei Hypothesen für die Beschreibung von Gestalt-Funktion-Zusammenhängen definiert:

- Hypothese 1:** „Jedes Grundelement eines technischen Systems erfüllt seine Funktion aufgrund einer Wechselwirkung mit mindestens einem anderen Grundelement.“ (Albers & Matthiesen, 2002)
- Hypothese 2:** „Die Funktion eines technischen Systems oder eines technischen Teilsystems wird grundsätzlich über mindestens zwei Wirkflächenpaare und eine sie verbindende Leitstützstruktur verwirklicht.“ (Albers & Matthiesen, 2002)
- Hypothese 3:** „Jedes System, das Funktionen erfüllt, besteht aus den Grundelementen Wirkflächenpaar und Leitstützstruktur, die in beliebiger Anzahl, Anordnung und Form auftreten können. Ein Wirkflächenpaar setzt sich aus genau zwei Wirkflächen zusammen.“ (Albers & Matthiesen, 2002)

Neben den Kernelementen und Grundhypothesen umfasst der C&C²-Ansatz Nebenelemente und Strukturelemente, die in Abbildung 2.1 dargestellt werden. Die Beschreibung dieser Elemente ist in Matthiesen et al. (2019) zu finden.

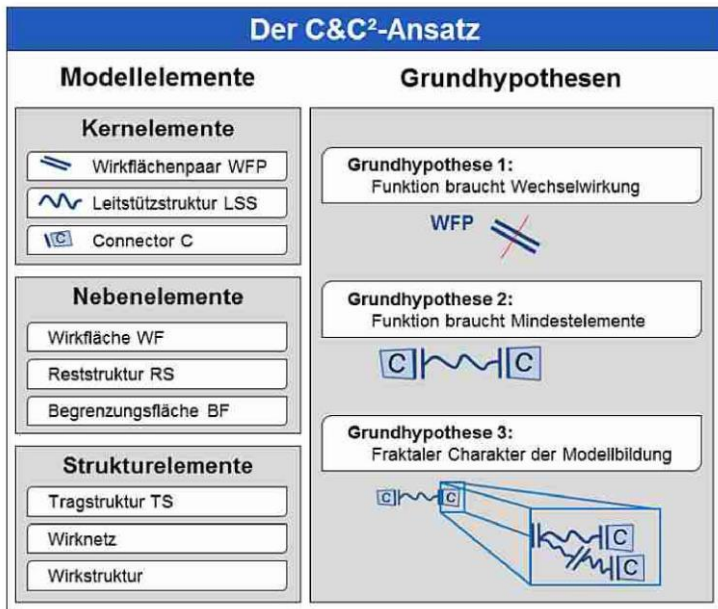


Abbildung 2.1: Der C&C²-Ansatz – Modellelemente und Grundhypothesen (Matthiesen et al., 2019)

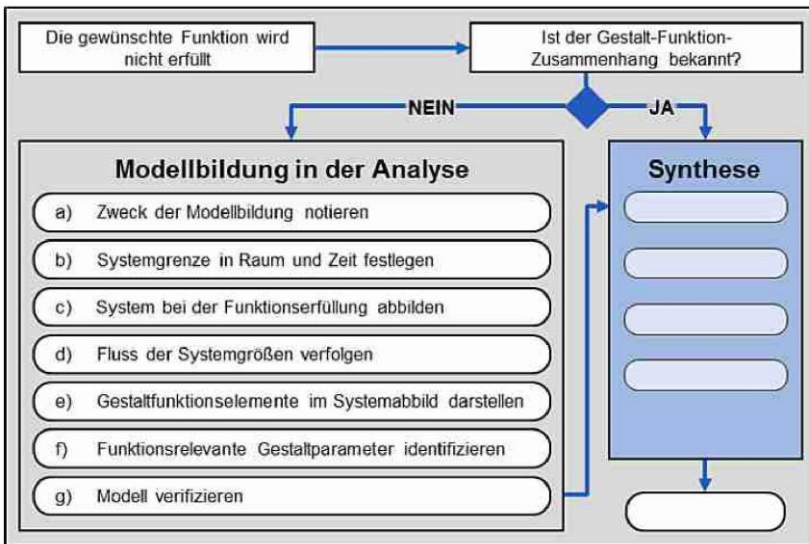


Abbildung 2.2: Modellbildung und Analyse (Matthiesen et al., 2019)

Die Modellbildung beim C&C²-Ansatz wird in Abbildung 2.2 dargestellt. Der erste Schritt ist die Festlegung des Modellzwecks, um das Ziel der Modellbildung zu klären. In einem zweiten Schritt werden die Modellgrenzen festgelegt, die später mit den Connectoren abgebildet werden müssen.

Der nächste Schritt ist die Visualisierung des Systems. Sie ist eine Momentaufnahme des Systems in einem definierten Zustand. Ein Zustand kann dabei die reguläre Funktionserfüllung sein, aber auch ein Schadensmoment, falls dieser analysiert werden soll. Da einzelne Momentaufnahmen betrachtet werden, bedeutet dies für die Wirkflächenpaare, dass diese vorhanden bzw. nicht vorhanden sind, denn während eines bestimmten Zustands können sie nicht entstehen. Sollen unterschiedliche Systemzustände betrachtet werden, ist für jeden Zustand ein Modell zu erstellen. Werden mehrere zeitlich aufeinander folgende Modelle erstellt, resultiert daraus ein sogenanntes Sequenzmodell. Als Beispiel dafür geben Chen, Erdmann, Bause und Albers (2021) ein Synchronisierungssystem an.

In die Visualisierung eines Systemzustands werden die Flüsse der Systemgrößen und die Gestaltfunktionselemente eingetragen. Damit lassen sich die für die Funktionserfüllung relevanten Parameter identifizieren. Zum Abschluss ist das Modell zu verifizieren, etwa mithilfe von (realen) Prüfstandsversuchen oder (virtuellen) Simulationen. (Matthiesen et al., 2018)

Weitere Anwendungsbeispiele des C&C²-Ansatzes finden sich in Joerger, Lin, Wohlgut und Ott (2019a), Grauberger et al. (2020) sowie Hölz, Grauberger und Matthiesen (2020).

2.2. Technische Systeme und Oberflächen

2.2.1. Technische Systeme

Technische Produkte wurden und werden erdacht, konstruiert und gebaut, um Funktionen zu erfüllen. Diese werden für uns in der Regel auf Makroebene, also mit bloßem Auge, sichtbar, können aber nur durch das Zusammenspiel technischer Systeme auf gleichen und niedrigeren Skalen (Mikroebene, Nanoebene) erfüllt werden. Abbildung 2.3 zeigt Beispiele für technische Systeme. (Czichos & Habig, 2020)

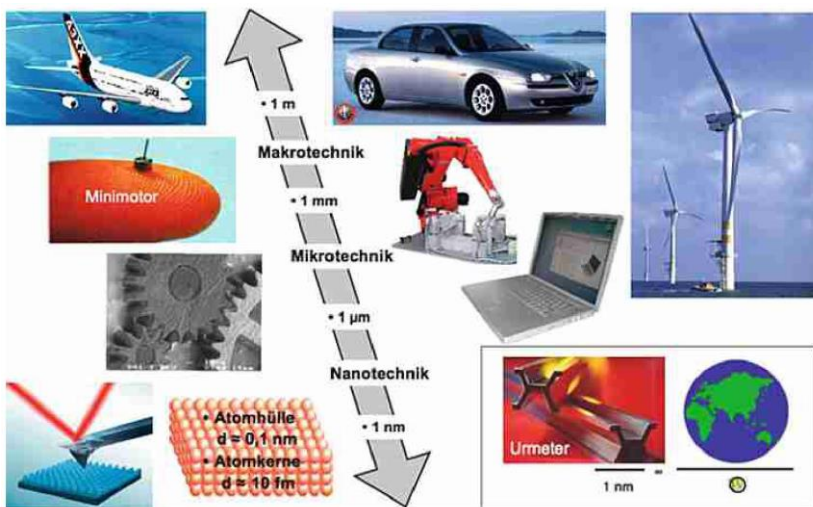


Abbildung 2.3: Technische Systeme auf der Makro-, Mikro- und Nanoebene (Czichos & Habig, 2020, S. 32)

2.2.2. Technische Oberflächen

In technischen Systemen, wie etwa Hydraulikpumpen hängt bspw. der Druckaufbau (Funktion auf Makroebene) von den Kontakten (realen Oberflächen) zwischen Zylinder und Steuerplatte ab. In Getrieben ist die Wandlung der Drehzahl (Funktion auf Makroebene) von den Kontakten zwischen den Zahnrädern abhängig. Auf diesen niedrigen Skalen (etwa im Milli-, Mikro- oder Nanometerbereich) sind in technischen Systemen (siehe Abb. 2.7) unter anderem die Oberflächen relevant. (Czichos & Habig, 2020)

Oberflächen werden im Alltag oftmals als „glatt“ oder „rau“ beschrieben: So gelten Smartphone-Displays als glatt, Straßenoberflächen als rau. Bei genauerer Betrachtung einer „glatten“ Oberfläche zeigt sich aber, dass diese nicht ideal glatt ist, sondern, etwa bei Ansicht durch ein Mikroskop, Unebenheiten – „Rauheiten“ – aufweist. Die umgangssprachliche Klassifikation in „rau“ und „glatt“ ist somit kein geeignetes Unterscheidungsmerkmal für technische Oberflächen.

Eine Oberfläche ist der Übergang zwischen einem Material und seiner Umgebung. Daher hat mindestens die oberste Materialebene als Grenzfläche andere Eigenschaften als die sich darunter befindende Materie. Dieser Zusammenhang muss einem/einer Ingenieur/-in bei der Auslegung von Oberflächen bewusst sein, da sie/er die ideale (nominelle) Oberfläche (Abbildung 2.4 links) gestaltet. Sie wird in der Realität in einer Fertigung nicht erreicht, weshalb der Begriff „reale Oberfläche“ (Abbildung 2.4 Mitte) notwendig ist. Zur Beurteilung der Abweichungen von idealer und realer Oberfläche muss eine Oberfläche eingelesen (gemessen) werden. Bei der Messung entsteht die „gemessene Oberfläche“ (Abbildung 2.4 rechts), die sich aufgrund von Einflüssen des Messmittels von der realen Oberfläche unterscheidet. Beim Messen und Bewerten der Ergebnisse müssen die prinzipiellen Abweichungen bekannt sein und bei der Interpretation der Oberflächen berücksichtigt werden. (Quinten, 2019)

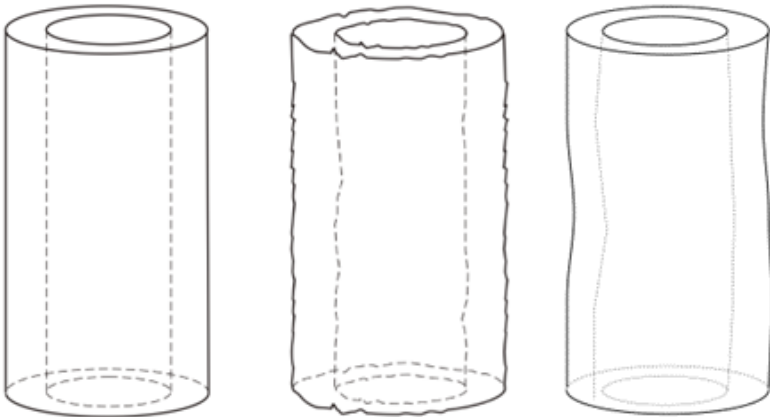






Abbildung 2.4: Darstellung einer idealen (nominellen) Oberfläche, einer realen Oberfläche und einer gemessenen Oberfläche (Vorlesungsunterlagen Maschinenkonstruktionslehre IPEK)

Oberflächentopografie und Gestaltabweichungen

Bei der Analyse einer Oberfläche sind zwei Abweichungen zu berücksichtigen. Zum einen entsteht durch die Messung eine Divergenz zwischen der gemessenen und der realen Oberfläche. Diese kann etwa durch eine Messmittelfähigkeitsanalyse oder durch eine grafische Analyse der Oberflächendaten bewertet werden. Das Ziel der Messmittelauswahl ist die Reduzierung dieser Divergenz, damit die gemessene Oberfläche optimalerweise mit der realen übereinstimmt. Zum anderen gibt es die Abweichung einer Oberfläche von der idealen Gestalt, die für die Quantifizierung der Oberflächenqualität relevant ist. Für diese Quantifizierung gibt es verschiedene etablierte Berechnungsvorschriften, die bei der Qualitätsmessung angewendet werden und auf Basis der gemessenen Oberfläche Auskunft über deren Form und Gestalt geben. (Czichos & Habig, 2020)

Zur Berechnung der Oberflächenkennwerte ist eine Filterung der Messdaten notwendig, um störendes Rauschen aus dem Signal zu entfernen (siehe Abbildung 2.6). Dazu teilt z. B. ein Gauß-Filter (vgl. DIN EN ISO 16610-1) die gemessene Oberfläche in mehrere Oberflächen auf (siehe Abbildung 2.5). Abweichungen erster Ordnung entstehen beispielsweise durch eine Schiefstellung des Messtischs oder durch Welligkeiten aufgrund eines falsch eingespannten Bauteils. Die Rauheiten dritter und vierter Ordnung sind üblicherweise für die Qualitätsmessung relevant, da diese, unabhängig von der Bearbeitungsmaschine und vom Messverfahren, Auskunft über die Qualität eines Bauteils geben. Sie werden insbesondere durch

das verwendete Werkzeug oder durch Prozessparameter festgelegt, die bei der Fertigung eingesetzt werden. (Quinten, 2019, S. 7)

| Gestaltabweichung | Art der Abweichung | Beispiele für die Entstehungsursache |
|---|--|--|
| 1. Ordnung: Formabweichung  | Geradheits-, Ebenheits-, Rundheits- Abweichungen | - Fehler in der Führung der Werkzeugmaschine - Durchbiegung der Maschine oder des Werkstücks - falsche Einspannung des Werkstückes |
| 2. Ordnung: Welligkeit  | Wellen | - außermittige Einspannungen - Form der Laufabweichungen eines Fräasers - Schwingungen der Werkzeugmaschine oder des Werkzeuges |
| 3. Ordnung: Rauheit  | Rillen | - Form der Werkzeugschneide - Vorschub oder Zustellung des Werkzeuges |
| 4. Ordnung: Rauheit  | Riefen Schuppen Kuppen | - Vorgang der Spanbildung (Reißspan, Scherspan, Aufbauschneide) |

Gestaltabweichungen 1. bis 4. Ordnung überlagern sich zu der Istoberfläche

Abbildung 2.5: Gestaltabweichungen (Jung, 2012 basierend auf DIN 4760)

Die einschlägigen Normen unterscheiden bei der Rauheitsmessung auch, ob die Daten der Messoberfläche als Linie oder als Fläche vorliegen. Klassische taktile Messmittel liefern üblicherweise Linienprofile, optische Messmittel oftmals Flächenprofile. Die Filter und die Unterscheidung der Oberflächen sind dabei sowohl für Linien- als auch Flächenprofile gültig. (DIN EN ISO 16610-61)

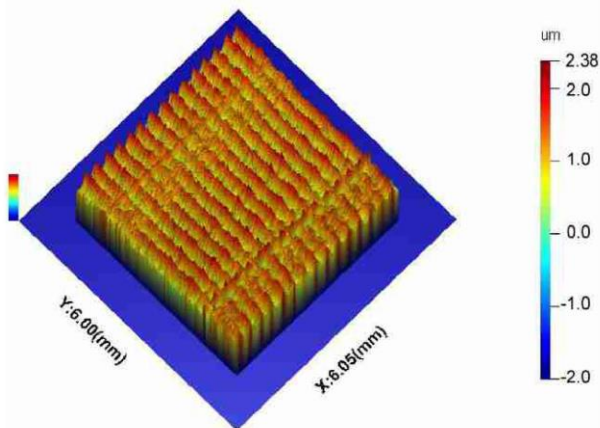


Abbildung 2.6: Flächenprofil einer gefrästen Oberfläche (DIN EN ISO 16610-61)

Der technische Fortschritt im Bereich der Messtechnik führt dazu, dass zunehmend die flächenhaften Rauheitswerte verwendet werden. Der Vorteil gegenüber den Linienmessgrößen liegt dabei auch in der größeren Datenmenge einer Messung (siehe Abbildung 2.6), die mehr Informationen der Oberfläche in der Berechnung des Messwerts berücksichtigt. (Quinten, 2019)

Die Oberflächenprofile liegen nach einer Messung als Punktwolken vor und können daher nicht ohne Weiteres mit anderen Oberflächen verglichen werden. Der optische Vergleich mit etwa dem menschlichen Auge oder einem Finger ist dabei kein geeigneter Weg, um die quantitativen Unterschiede zwischen Oberflächen auszudrücken. Daher müssen die Daten in einen skalaren Wert übertragen werden, der sich für den Vergleich unterschiedlicher Oberflächen eignet.

Die skalaren Werte zur Beschreibung von Oberflächen werden auch Rauheitsparameter oder Oberflächenkenngrößen (Definitionen siehe Tabelle 2.2 und 2.2) genannt. Bei linearen Profilen werden die Größen als R-Wert bezeichnet, bei flächenhaften als S-Wert (selten auch als sR_a für den flächenhaften arithmetischen Mittelwert einer Oberfläche).

Tabelle 2.1: Definitionen für Linienprofile (DIN EN ISO 4287) und flächenhafte Profile (DIN EN ISO 25178-52)

| Definitionen für Linienprofile (DIN EN ISO 4287) | |
|---|--|
| $Z(x)$ | Höhe des gemessenen Profils an beliebiger Position x |
| m | Anzahl Datenpunkte eines Profils |
| l_r | Abstand zweier Messpunkte |
| l | Gesamtlänge der Messung (oft $m \cdot l_r = l$) |
| Definitionen für flächenhaften Profile (DIN EN ISO 25178-2) | |
| $z(x, y)$ | Flächenhafte Oberflächendaten |
| A | Messfläche |

Tabelle 2.2: Definitionen der Rauheitsparameter für Linienprofile (DIN EN ISO 4287) und flächenhafte Profile (DIN EN ISO 25178-52)

| | Linienprofile | Flächenhafte Profile |
|---|--|---|
| Höhe der größten Profilspitze | $R_p = \max(Z(x))$ | $S_p = \max(z(x, y))$ |
| Tiefe des größten Profiltals | $R_v = \min(Z(x))$ | $S_v = \min(z(x, y))$ |
| Größte Höhe des Profils | $R_z = R_p + R_v$ | $S_z = S_p + S_v$ |
| Mittlere Höhe der Profilelemente | $R_c = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m Z_{ti}$ | - |
| Arithmetischer Mittelwert der Profilordinaten | $R_a = \frac{1}{l} \int_0^l Z(x) dx$ | $S_a = \frac{1}{A} \iint_A z(x, y) dx dy$ |
| Quadratischer Mittelwert der Profilordinaten | $R_q = \frac{1}{l} \sqrt{\int_0^l Z^2(x) dx}$ | $S_q = \sqrt{\frac{1}{A} \iint_A z^2(x, y) dx dy}$ |
| Schiefe des Profils | $R_{sk} = \frac{1}{R_q^3} \left[\frac{1}{l} \int_0^l Z^3(x) dx \right]$ | $S_{sk} = \frac{1}{S_q^3} \left(\frac{1}{A} \iint_A z^3(x, y) dx dy \right)$ |
| Steilheit des Profils | $R_{ku} = \frac{1}{R_q^4} \left[\frac{1}{l} \int_0^l Z^4(x) dx \right]$ | $S_{ku} = \frac{1}{S_q^4} \left(\frac{1}{A} \iint_A z^4(x, y) dx dy \right)$ |
| | DIN EN ISO 4287 | DIN EN ISO 25178-2 |

Die Rauheitsparameter sind die Grundlage für die Charakterisierung von Oberflächen, beschreiben aber deren Eigenschaften nicht vollständig. So besitzen die Oberflächen in Abbildung 2.7 nahezu identische R-Werte, obwohl sie offensichtlich unterschiedlich sind. Daher werden neben den o. g. auch die funktionalen Werte nach DIN EN ISO 13565-2 und DIN EN ISO 25178-2 genutzt.



Abbildung 2.7: Links: Rundkämmige Oberfläche, Rechts: Spitzkämmige

Die funktionalen Werte (DIN EN ISO 4287 und DIN EN ISO 25178-2) basieren auf der vertikalen Materialverteilung einer Oberfläche, der Abbott-Kurve. Diese Kurve wird ermittelt, indem die Datenpunkte einer Oberfläche nach deren Höhe sortiert und über der Auftretenshäufigkeit platziert werden. Die Abbott-Kurve des in Abbildung 2.8 links abgebildeten Profils zeigt, dass ca. 30 % des Profils oberhalb des eingezeichneten Werts liegen. Mithilfe der funktionsbezogenen Parameter können daher Unterscheidungen zwischen spitz- und rundkämmigen Profilen einfach vorgenommen werden. Im Kontext einer Verschleißberechnung kann der Anteil angegeben werden, der aufgrund seiner hohen Lage exponiert ist und zu Verschleiß neigt. (Quinten, 2019, S. 24)

Konkret werden auf Basis der Abbott-Kurve die Kernrautiefe R_k (S_k), der Materialanteil M_{r1} , der Materialanteil M_{r2} , die reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} (S_{pk}) und die reduzierte Riefentiefe R_{vk} (S_{vk}) berechnet. Die Berechnungsvorschriften für Linienprofile sind in der DIN EN ISO 13565-2 und für flächenhafte Profile in der DIN EN ISO 25178-2 aufgeführt.

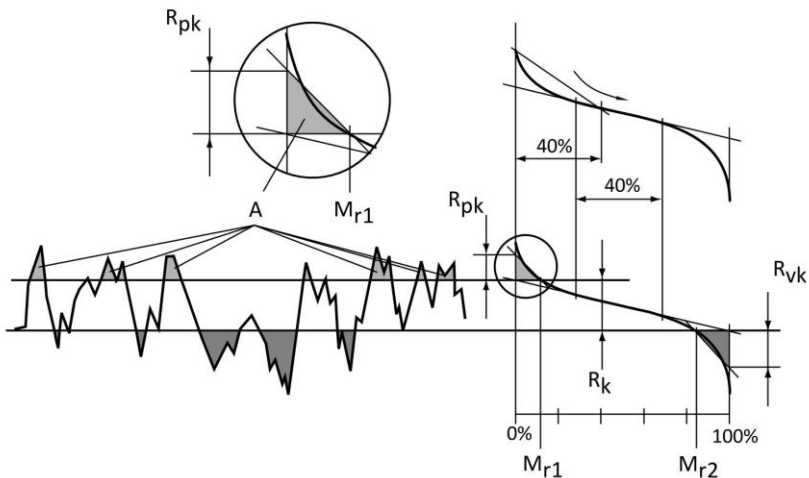


Abbildung 2.8: Ableitung der Parameter R_k , R_{pk} , R_{vk} , M_{r1} und M_{r2} (Jung, 2012, S. 9)

2.2.3. Computergestützte Berechnung der Parameter

Die Berechnung der Rauheitskenngrößen kann mit kommerzieller Software oder selbsterstelltem Code durchgeführt werden. Beispiele für kommerzielle Software

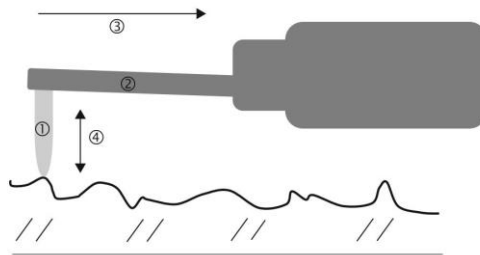
sind FRT (<https://frtmetrology.com/>), Digital Surf (<https://www.digitalsurf.com/>), Gwyddion (<http://gwyddion.net/>) oder TrueGage (<https://truegage.com/>). Die Vorteile von selbsterstellten Codes gegenüber käuflichen Programmen liegt darin, dass die Berechnung in unterschiedliche Abläufe integriert werden kann und ein Export in beliebigen Ausgabeformaten möglich ist. Die frei zugängliche Skriptsprache Python (www.python.org) ist für die Integration in bestehende Simulationsabläufe gut geeignet, da sie in unterschiedliche Software/Codes eingebunden werden kann.

2.3. Oberflächenmesstechnik

Die Bestimmung von Oberflächenkennwerten erfordert die Erfassung der Höhenkoordinaten in Bezug zu den seitlichen Koordinaten. Die Messung von realen Oberflächen erfolgt mit bspw. taktilen und optischen Verfahren. Die taktilen oder Kontaktverfahren werden seit Jahrzehnten eingesetzt und sind daher „sehr gut verstanden“ (sinngemäß übersetzt, original „best understood“, Quinten, 2019, S. 43). Optische Verfahren haben den Vorteil, dass sie kontaktlos sind, das zu vermessende Werkstück also nicht berühren, und daher keine mechanischen Auswirkungen auf die Oberfläche haben. (Quinten, 2019)

2.3.1. Taktile Oberflächenmessung

Das Prinzip der taktilen Oberflächenmesstechnik ist in Abbildung 2.9 dargestellt. Es basiert auf dem mechanischen Kontakt einer Tastspitze mit der Oberfläche des zu messenden Körpers. Die an einem Träger („Arm“) befestigte Spitze wird seitlich über die Oberfläche bewegt. Die unterschiedlichen Höhen des Materials führen zu einer entsprechenden Auslenkung des Arms. Dieser ist mit einem Sensor verbunden, der die Auslenkung in Höhenkoordinaten umsetzt und aufzeichnet. Üblicherweise sind die Tastspitzen kugelförmig; da sie mit der Oberfläche interagieren, muss vor jedem Messvorgang eine auf die Oberfläche angepasste Spitze ausgewählt werden. (Quinten, 2019, S. 43)



(1) Tastspitze

(2) Träger

(3) Horizontale Bewegung

(4) Vertikale Bewegung

Abbildung 2.9: Prinzip der taktilen Oberflächenmessung (Quinten, 2019, S. 43)

Die taktilen Verfahren werden seit Jahrzehnten angewandt. Sie sind zwar ausgereift und oft die Grundlage für die industrielle Fertigung von Bauteilen, weisen jedoch auch Nachteile auf. So ist die geringe Geschwindigkeit dieser Methode Ursache für den hohen Zeitbedarf bei Qualitätsmessungen. Weiterhin besteht die Gefahr, dass mit einer falsch ausgewählten Spitze die Abweichungen zwischen gemessener und realer Oberfläche groß sind. Auch werden bei dieser Linienmessung Poren und Ausbrüche als Täler dargestellt und vereinfachen somit die komplexe Struktur einer Oberfläche. Eine flächige Messung einer Oberfläche ist mit diesem Verfahren aufwändig und wird daher nur selten durchgeführt. Die Vorteile dieses Messverfahrens liegen in der genauen Auflösung. (Quinten, 2019, S. 45–46)

Neben der klassischen taktilen Messung wird auch auf Atomkraftmikroskopie (Atomic Force Microscopy, AFM) zurückgegriffen. Dabei wird eine Tastspitze genutzt, um die atomaren Kräfte zwischen dem Taster und der Oberfläche zu messen und in Beziehung zur Oberfläche zu setzen. Da die Tastkraft gering ist, entstehen keine Deformationen in der Oberfläche. (Quinten, 2019, S. 47)

2.3.2. Optische Oberflächenmessung

Die optische Oberflächenmesstechnik erlaubt die berührungslose Messung. Deren Methoden nutzen die abschnittsweise Beleuchtung von Oberflächen oder chromatische Aberrationen, um die Distanz der Oberfläche zu einem Sensor zu ermitteln. Die zwei häufigsten Verfahren sind die Konfokalmikroskopie und chromatische Interferenzmessungen.

Klassische und konfokale Mikroskopie

Bei der klassischen Mikroskopie wird die Probe mit dem Umgebungs- oder Durchlicht beleuchtet. Aufgrund der physikalischen Gesetze der Optik kann dabei aber nur auf einer Ebene (der Brennebene) ein scharfes Bild erzeugt werden. Oberhalb und unterhalb dieser Ebene ist das Bild unscharf. Durch das Verstellen der Linse kann auf unterschiedlichen Ebenen ein scharfes Bild erzeugt werden. Die Aufzeichnung der Linsenbewegung ergibt damit ein Bild, das den Höhenverlauf eines Profils abbildet. (Keferstein, Marxer & Bach, 2018)

Zum Umgehen dieses Effekts nutzt die Konfokalmikroskopie einen fokussierten Lichtstrahl zur Ausleuchtung der Oberfläche und zur Aufnahme der Höhen. Außerdem wird bei diesem Verfahren üblicherweise die Oberfläche rasterförmig aufgeteilt, damit für je ein Raster (entspricht einem Punkt) eine Höhenangabe ermittelt werden kann. In Abbildung 2.10 sind die optischen Pfade beider Verfahren dargestellt. Bei der klassischen Mikroskopie muss zur Fokussierung des Lichts die Linse verfahren werden. Bei der Konfokalmikroskopie wird die Intensität des reflektierten Lichts gemessen. (Keferstein et al., 2018)

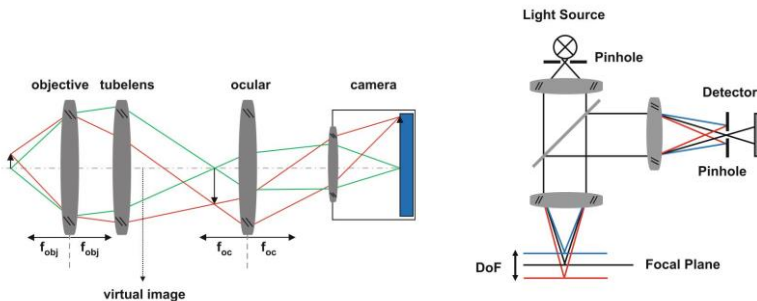


Abbildung 2.10: (a) Optischer Pfad in der klassischen Mikroskopie: f_{obj} und f_{oc} beschreiben die Verstellmöglichkeiten, um ein scharfes Bild in der Kamera zu erhalten (Quinten, 2019, S. 105)
 (b) Optischer Pfad bei der Konfokalmikroskopie: Der Freiheitsgrad (engl. DoF, Degree of Freedom) beschreibt den maximal messbaren Höhenunterschied in einem Profil (Quinten, 2019, S. 111)

Chromatische konfokale Oberflächenmessung

In der klassischen Fotografie sind chromatische Aberrationen üblicherweise unerwünscht, da die Farbränder ein Bild verunstalten. Das optische Phänomen ist aber die Grundlage der Messung einer Oberfläche mit Weißlicht (siehe Abbildung 2.11). Dabei wird ein Lichtstrahl aus weißem Licht vom Messgerät auf die Oberfläche des Messobjekts gesendet. An der Oberfläche wird der Lichtstrahl absorbiert, transmittiert und reflektiert. Da jede Wellenlänge des gebündelten Strahls sich unterschiedlich verhält, unterscheidet sich je nach Oberfläche und Höhe die Wellenlänge des reflektierten Lichts. Dieses wird von einem Sensor erfasst. Auf Basis der jeweiligen aufgefangenen Wellenlänge wird der Abstand zur Oberfläche berechnet. (Quinten, 2019, 95ff.)

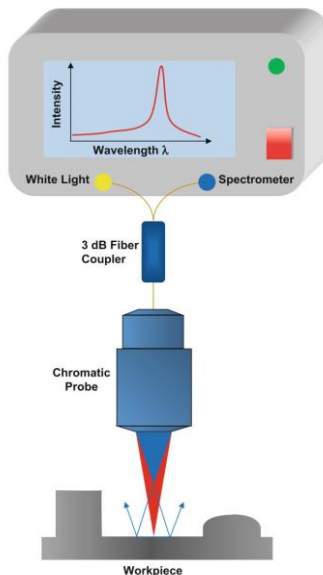


Abbildung 2.11: Messprinzip eines Weißlichtinterferometers (Quinten, 2019, S. 92)

Nach diesem Prinzip können sowohl lineare als auch flächige Profile aufgenommen werden. Der Abstand der Messpunkte ist üblicherweise kleiner als $5\ \mu\text{m}$ für Messdistanzen unterhalb von $1\ \text{mm}$ (Quinten, 2019, S. 93). Die laterale Distanz der Punkte muss daher mit der Punktgröße in Bezug gesetzt werden, um alle Oberflächenstrukturen unverfälscht aufnehmen zu können. Ein zu groß gewählter Abstand zwischen zwei Messpunkten kann etwa Rauheitsspitzen übersehen und

somit in einer Abweichung von realer und gemessener Oberfläche resultieren. (Quinten, 2019)

Ein Beispiel für eine Fehlmessung ist in Abbildung 2.12 abgebildet. Durch das mehrfache Reflektieren des Lichts entsteht Streulicht, das in den Sensor gelangt. Dadurch unterscheidet sich das reale Profil (Soll) im linken Teil der Abbildung vom gemessenen Profil (Ist). (Osten & Graf, 2012)

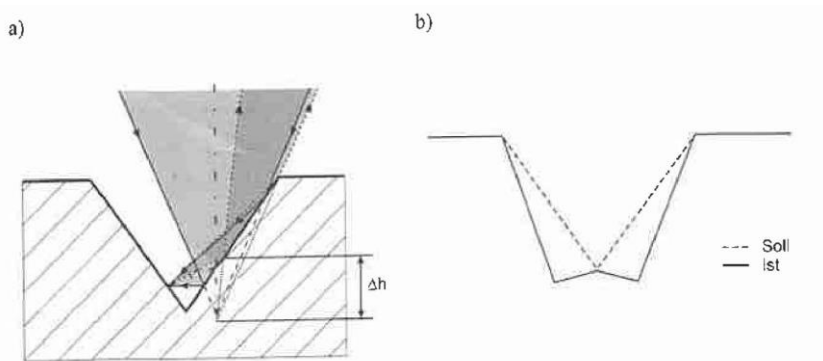


Abbildung 2.12: a) Mehrfache Reflexionen an einer v-förmigen Nut
b) Resultierende Gestalt der Nut (Osten & Graf, 2012)

Neben der Mehrfachreflexion ist der Batwing-Effekt ein gängiges Phänomen bei Weißlichtmessungen. An Profilstufen, die innerhalb eines Messpunkts liegen, wird das Licht am oberen und unteren Bereich reflektiert. So entstehen Über- bzw. Unterschätzungen des Profils (siehe Abbildung 2.13), die ähnlich den Flügeln einer Fledermaus (engl. Batwing) geformt sind. (Gao, Leach, Petzing & Coupland, 2008)

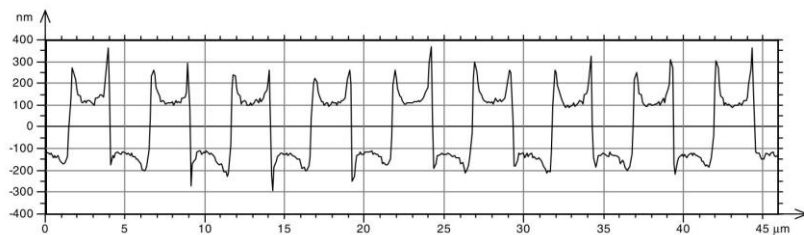


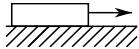
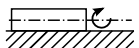
Abbildung 2.13: Batwing-Effekt (Gao et al., 2008, S. 11)

2.4. Kontaktmechanik

2.4.1. Hertzsche Kontaktmechanik

Eine der ersten physikalischen Beschreibungen vom Kontakt fester Körper veröffentlichte Hertz 1882. Er nimmt die Oberflächen zweier elastischer Körper als ideal an und präsentiert Formeln zur Bestimmung des Drucks und der Kontaktzeit. Die Arbeit von Hertz ist die Grundlage der heutigen Kontaktmechanik für die Bestimmung der Beanspruchung beim Kontakt unterschiedlich geformter Körper. In Tabelle 2.3 sind unterschiedliche Kontaktformen aufgeführt, wobei grundsätzlich zwischen konformen und kontraformen Kontakten unterschieden wird. (Hertz, 1882)

Tabelle 2.3: Kontaktformen und -flächen von tribologischen Systemen (nach Czichos & Habig, 2020, S. 71)

| Kontaktform | | Kontaktfläche Grundkörper | Kontaktfläche Gegenkörper | Skizze | Anwendungen |
|-------------|-----------------------|------------------------------|------------------------------|---|-----------------|
| Konform | Flächen- berührung | Ebene | Ebene |  | Geradführungen |
| Kontraform | Linien- berührung | Ebene | Zylinder |  | Rollenführungen |

2.4.2. Greenwood und Williamson

Nach Hertz formulierten Greenwood und Williamson weitere Methoden zur Berechnung von Kontakten. Deren Ansätze gehen dabei nicht von einzelnen Kontakten aus (vgl. Abbildung 2.14), sondern von rauen Oberflächen, die sich aus einer unbestimmten Anzahl von idealen Kontakten zusammensetzen. Demnach kann eine Oberfläche mit sphärischen Rauheitshügeln, die in der Höhe stochastisch normalverteilt sind, mit einer Gauß'schen Normalverteilung beschrieben werden. Dazu werden der Kugelradius, die Kugelverteilung und die Standardabweichung benötigt. Dieser Ansatz ermöglicht zudem die Berechnung der Anzahl realer Kontakte, der Leitfähigkeit eines Kontakts und der realen Kontaktfläche. (Greenwood & Williamson, 1966)

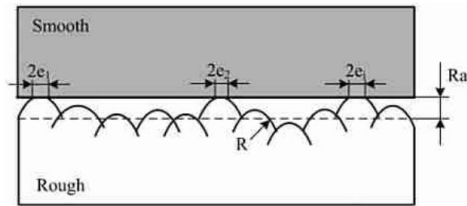


Abbildung 2.14: Darstellung einer rauen Oberfläche (aus Ke, Feng, Chen, Ou & Zhou, 2017) nach Greenwood und Williamson. Die raue Oberfläche setzt sich aus mehreren einzelnen Rauheitshügeln zusammen, die über deren Form (Radius R) beschrieben werden. Die reale Kontaktfläche berechnet sich über die Elastizitätstheorie. (nach Greenwood & Williamson, 1966)

Greenwood und Williamson schlussfolgern, dass die Anzahl an Kontaktflächen und die reale Kontaktfläche überwiegend von der Normalkraft, aber nicht von der Kontaktspannung abhängig sind. Ingenieurtechnisch angewendet werden ihre Modelle in der Entwicklung metallischer Dichtungen. (Greenwood & Williamson, 1966)

2.5. Reibung und Verschleiß

2.5.1. Grundlagen und Übersicht

Der Widerstand, der bei Relativbewegung zweier sich berührender Körper auftritt, wird auch als Reibung bezeichnet. Dabei wird unterschieden, ob eine Relativbewegung vorliegt oder nicht. Liegt keine Relativbewegung vor, herrscht Haftreibung. Nach dem Überschreiten dieser kritischen Haftreibungskraft, entsteht die Relativbewegung und Gleitreibung entsteht. Neben der Reibung zwischen Festkörpern kann auch interne Reibung auftreten, die in der Strömungstechnik als Viskosität bezeichnet wird. (Czichos & Habig, 2020, S. 122)

Die Reibung zwischen zwei Körpern kann mit Bezug auf ein vorliegendes Schmiermittel beschrieben werden. Sofern sich zwei Körper ohne ein Schmiermittel direkt berühren, entsteht Festkörperreibung. Falls eine Oberfläche mit einer Grenzschicht (etwa durch Oxidation oder Alterung) bedeckt ist, entsteht Grenzreibung. Sofern ein Schmiermittel eingesetzt wird und die Geschwindigkeit gering ist, tritt Mischreibung auf. Sobald die beiden Körper vollständig voneinander

durch ein Schmiermittel getrennt werden, liegt Flüssigkeitsreibung vor. (Czichos & Habig, 2020, S. 151)

Stribeck präsentierte im Jahr 1898 ein Diagramm, das die Relativgeschwindigkeit mit dem Reibungswiderstand korreliert. Die Stribeck-Kurve ist die Grundlage für die Beschreibung der Reibung von Czichos und Habig, die die Filmdicke des Schmiermittels auf die horizontale und die Reibungszahl auf die vertikale Achse aufgebracht haben (siehe Abbildung 2.15). Die Schmierfilmdicke korreliert mit der Geschwindigkeit. Bei niedriger Geschwindigkeit liegt Festkörperreibung vor, die zunächst in Grenzreibung übergeht (I). Bei weiterer Erhöhung der Geschwindigkeit wird der Punkt mit der kleinsten Reibungszahl erreicht, der sich im Bereich der Mischreibung (II) befindet. Anschließend steigt die Reibungszahl langsam an, wobei der Betriebspunkt hydrodynamischer Systeme üblicherweise in diesem Bereich der Flüssigkeitsreibung (III) liegt. (Czichos & Habig, 2020, S. 119)

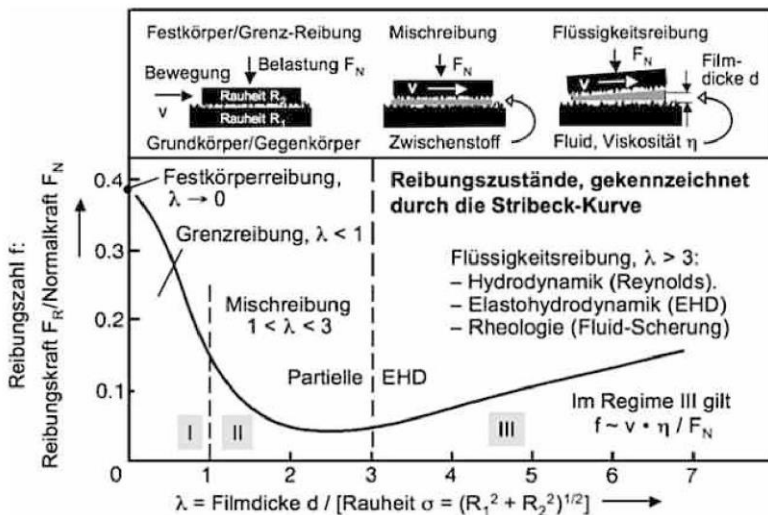


Abbildung 2.15: Reibungszustände in tribologischen Systemen (Czichos & Habig, 2020, S. 119)

Die in der Stribeck-Kurve dargestellte Reibung kann auf unterschiedlichen Systemebenen bewertet werden. Zur Unterscheidung wurden am IPEK in den Arbeiten von Bernhardt (2017), Kniel (2017), Behrendt (2009), Basiewicz (2020) und Stuffer (2007) die Begriffe Reibwert, Reibungszahl und Systemreibungszahl im IPEK-Glossar definiert.

Reibwert: Der Begriff Reibwert beschreibt für Tribosysteme den Proportionalitätsfaktor, der bei Relativbewegung der in Kontakt befindlichen Oberflächen das Verhältnis von Normal- und Tangentialkraft beschreibt. Das System beeinflusst dabei nicht den resultierenden Reibwert, weshalb dieser in der Regel für eine Kontaktpaarung konstant ist und sich nach dem Coulombschen Gesetz berechnet.

Reibungszahl: Der Begriff Reibungszahl beschreibt für Tribosysteme, in denen das System die Reibungseigenschaften beeinflusst, den Proportionalitätsfaktor, der bei Relativbewegung der in Kontakt befindlichen Oberflächen das Verhältnis von Normal- und Tangentialkraft beschreibt. Aufgrund dieser Abhängigkeit der Reibungseigenschaften vom System ist die Reibungszahl in der Regel als ein Funktional in Abhängigkeit von bspw. Ort, Zeit, Geschwindigkeit, Flächenpressung, Temperatur und/oder weitere zu sehen und berücksichtigt daher Einflüsse aus dem System.

Systemreibungszahl: Die Systemreibungszahl beschreibt Reibungsverluste als integrale Größe. Sie berücksichtigt Reibungsverluste in mehreren Kontakten wie bspw. in einem nasslaufenden Lamellenpaket. In diesem Beispielsystem ist für das Gesamtsystem die Belastung bekannt, nicht jedoch für die Einzellamellen. Die Reibungszahlen der Einzellamellen können daher im Systemverbund nicht bestimmt werden, werden aber trotzdem im System Lamellenpaket zur Bestimmung der Reibungsverluste mitberücksichtigt.

Die vier in der Stribeck-Kurve dargestellten Reibungsmechanismen lassen sich mit dem C&C²-Ansatz veranschaulichen. In den vier Darstellungen (Abbildung 2.16 - 2.19) wirkt eine Normalkraft auf den Gegenkörper, wodurch Kontakt mit dem Grundkörper entsteht. Die Darstellungen sind Momentaufnahmen zum Zeitpunkt des ersten Kontakts, bei dem noch keine Verformungen entstanden sind. (Joerger, Bause, Ott & Albers, 2022a)

Festkörperreibung

Bei Festkörperreibung berühren sich Grund- und Gegenkörper überwiegend an den Rauheitsspitzen. Die Normalkraft (F_N) wird über die Leitstützstrukturen (LSS) an die Wirkflächenpaare (WFPs) übertragen. Einflüsse auf die Kraftleitung haben somit die LSS (etwa das Material) und die WFP. Die Eigenschaften der WFP ergeben sich unter anderem aus den Oberflächenrauheiten. Nach Czichos und Habig (2020) entsteht bei Festkörperreibung der größte Reibungswiderstand (F_R). Daraus lässt sich schlussfolgern, dass die Reibung in den Wirkflächenpaaren zwischen Festkörpern im Vergleich zu anderen WFP groß ist. (Joerger et al., 2022a)

Festkörperreibung entsteht etwa in Friktionssystemen wie Kupplungen oder Bremsen. In Lagersystemen, die auf die Reduzierung von Reibung abzielen, sollten daher Festkörperwirkflächenpaare vermieden werden. (Joerger et al., 2022a)

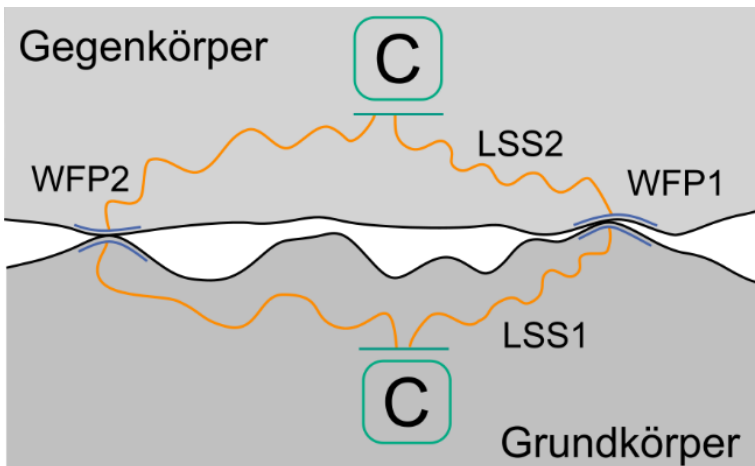


Abbildung 2.16: C&C²-Modell von Festkörperreibung nach Joerger et al. (2022a), basierend auf Behrendt, 2009; Blust, 2017; Lorentz, 2013

Grenzreibung

Grenzreibung tritt auf, wenn die Oberflächen von Grund- und Gegenkörper ganz oder teilweise von einer Schicht (bspw. einer Oxidationsschicht) bedeckt sind. Die Kontaktbelastungen werden durch die Kraftleitung in den LSS bestimmt. Die Eigenschaften der WFPs, die sich zwischen von der Grenzschicht bedeckten (WFP1) als auch nicht bedeckten Wirkflächen (WFP2) ausbilden, haben sich im Gegensatz zur Festkörperreibung verändert. Die Gestalt der Oberflächen ist ähnlich, aber die weiteren Eigenschaften wie etwa kohäsive Kräfte, die aus der Grenzschicht hervorgehen, verändern die Eigenschaften der WFP. (Joerger et al., 2022a)

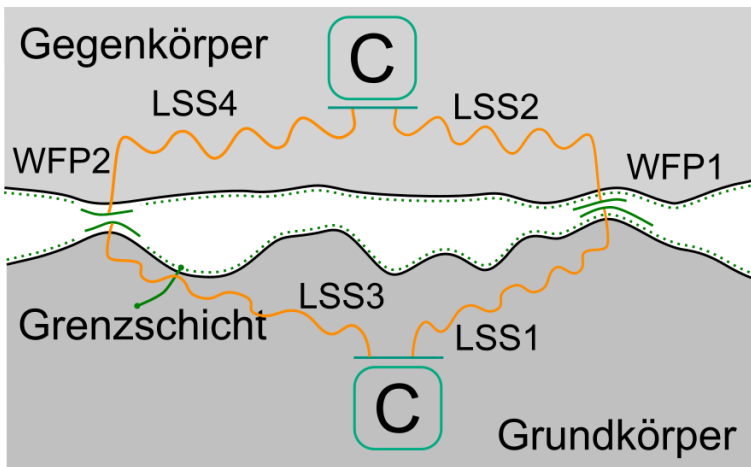


Abbildung 2.17: C&C²-Modell von Grenzreibung nach Joerger et al. (2022a), basierend auf Behrendt, 2009; Blust, 2017; Lorentz, 2013

Flüssigkeits- oder Gasreibung

Bei der Flüssigkeits- oder der Gasreibung sind Grund- und Gegenkörper vollständig durch einen Schmierfilm voneinander getrennt. Die Kraftübertragung erfolgt über das Schmiermittel als LSS dessen Eigenschaften auch durch die Umgebungsbedingungen, etwa die Temperatur, beeinflusst werden. Die Reibung bei einer Tangentialbewegung ergibt sich aus der inneren Reibung des Schmierstoffs und nicht aus Kontakten zwischen Festkörpern. Aufgrund des Fehlens von Festkörper- bzw. Grenzreibungswirkflächenpaaren entsteht gegenüber den anderen Reibungsmechanismen ein geringerer Reibungswiderstand. Deshalb werden etwa hydrostatische Lagerungen in diesem Bereich betrieben. (Joerger et al., 2022a)

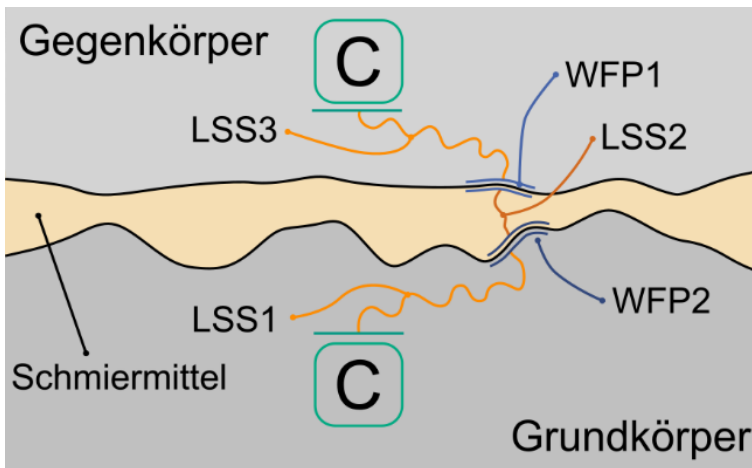


Abbildung 2.19: C&C²-Modell von Flüssigkeits- oder Gasreibung nach Joerger et al. (2022a), basierend auf Behrendt, 2009; Blust, 2017; Lorentz, 2013

2.5.2. Verschleiß

In einem tribologischen System entsteht durch die Belastung und die Bewegung Verschleiß. Verschleiß ist der fortschreitende Materialverlust aus den Oberflächen beider Körper. (Czichos & Habig, 2020; Stachowiak & Batchelor, 2005)

Archard postulierte, dass das Verschleißvolumen proportional zur realen Kontaktfläche eines tribologischen Systems ist (Stachowiak & Batchelor, 2005, S. 493). Er schlug den Verschleißkoeffizienten K zur Beschreibung vor, der die reale Kontaktfläche, die Gleitdistanz und das Verschleißvolumen zueinander ins Verhältnis setzt. (Stachowiak & Batchelor, 2005, S. 493)

$$V = KA_r I$$

Dieser Ansatz ist die Grundlage für die Beschreibung von Materialverlust in tribologischen Systemen. Aus dem Ansatz von Archard ergibt sich die spezifische Verschleißrate k , die sich aus dem Verschleißvolumen V , der Normalkraft W und der Gleitdistanz L berechnen lässt. (Stachowiak & Batchelor, 2005, 493f)

$$k = \frac{V}{WL}$$

Verschleiß tritt in technischen Systemen üblicherweise in vier Ausprägungen auf: als Ermüdungverschleiß, abrasiver und adhäsiver sowie als tribochemischer Verschleiß.

Ermüdungverschleiß entsteht insbesondere durch Festkörperkontakt. Bei diesem entstehen hohe Druckspannungen auf den Rauheitsspitzen, die zu Rissen oder plastischen Deformationen (Pitting) führen. Durch wiederholte Be- und Entlastung, wie etwa beim Überrollen in Wälzlagern, wird dieser Effekt verstärkt. Oftmals entstehen daher Risse auf den Laufflächen von Wälzlagern, die sich durch die vielen Wiederholungen vertiefen. (Stachowiak & Batchelor, 2005, S. 595)

Ermüdungverschleiß entsteht auch in Gleit- und Lagersystemen. Abbildung 2.20 zeigt den beispielhaften Prozess der Entstehung von Verschleißpartikeln auf der Mikroebene: Durch das Gleiten entstehen plastische Verformungen in der Oberfläche (Schritt 1) und Risse (Schritte 2 und 3) darunter. Das Ergebnis sind Verschleißpartikel (Schritt 4), die in das tribologische System gelangen können. (Stachowiak & Batchelor, 2005, S. 597)

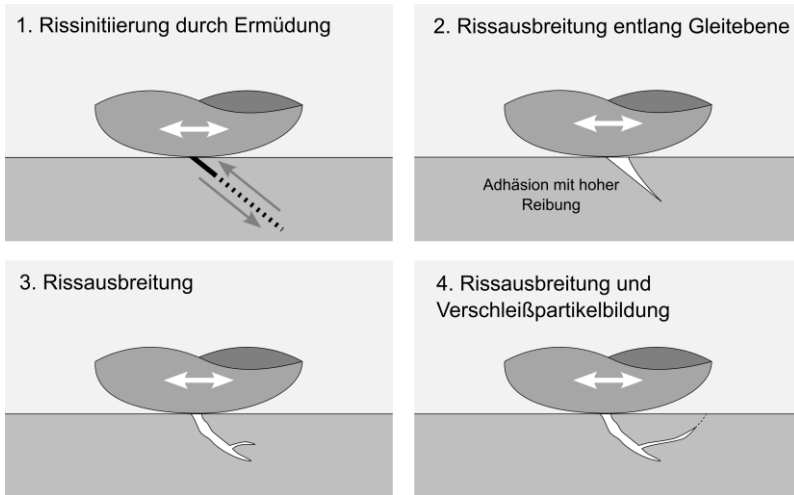


Abbildung 2.20: Rissausbreitung (nach Stachowiak & Batchelor, 2005, S. 597)

Abrasiver Verschleiß (siehe Abbildung 2.21) entsteht in Systemen mit Körpern unterschiedlicher Härte. Der unterschiedliche Härtegrad ermöglicht es dem härteren Körper, in den weicheren einzudringen und dessen Oberfläche plastisch zu verformen. Dadurch können Mikrospäne oder Mikrofurchen entstehen, die den weicheren Körper zerstören. (Czichos & Habig, 2020, 165ff)

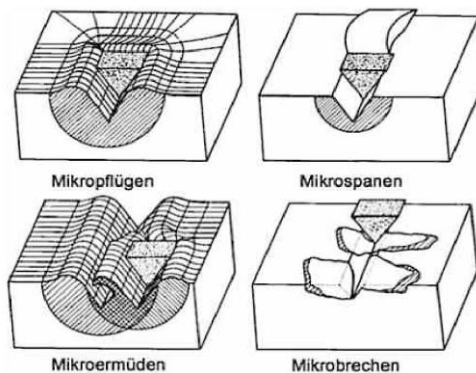


Abbildung 2.21: Vier Arten abrasiven Verschleißes (Czichos & Habig, 2020, S. 163)

Die beiden bis hierhin vorgestellten Verschleißmechanismen werden durch strukturmechanische Kräfte und Spannungen hervorgerufen. Adhäsiver Verschleiß entsteht dagegen durch die Verbindung von Materialien. Äußere Pressungen und Kräfte führen zu lokalen Mikroverschweißungen und somit zum Haften beider Körper. Eine weitere Relativbewegung bewirkt Materialtransfer zwischen den Oberflächen oder führt zu Verschleißpartikeln. (Czichos & Habig, 2020, 168f)

Der tribochemische Verschleiß beruht auf chemischen Wechselwirkungen zwischen den Körpern (und dem Schmiermittel), die die Partner im tribologischen System schädigen. Die chemischen Reaktionen und ihre Produkte beeinflussen die Oberflächen und führen etwa zur Beschädigung von funktionalen Oberflächen und schlussendlich zum Versagen des tribologischen Systems. (Czichos & Habig, 2020, 170f)

2.5.3. Numerische Modelle und Ansätze zur Abbildung von Reibung und Verschleiß

Nach der Vorstellung der technischen Grundlagen aus dem Bereich der Oberflächenmesstechnik und der Kontaktmechanik sowie zu Reibung und Verschleiß, werden im folgenden Kapitel Berechnungsansätze zur Analyse tribologischer Systeme aufgeführt.

Die Berechnung der Hertzschen Pressungen in Wälzlagern hat das Ziel, die auftretenden Beanspruchungen bei gegebenen Randbedingungen zu ermitteln. Die analytische Berechnung der Pressungen „ist ziemlich kompliziert und aufwendig“ (Nguyen-Schäfer, 2017, S. 50). Abhilfe können hier numerische Methoden schaffen, mithilfe derer es möglich ist, die Systeme mit weniger Aufwand zu berechnen. (Nguyen-Schäfer, 2017)

Putignano, Afferrante, Carbone und Demelio (2012) haben einen numerischen Ansatz vorgestellt, mit dem die wahre Kontaktfläche, die Spannungsverteilung und die elastische Deformation bestimmt werden können. Dazu wird eine Oberfläche als Fraktal mit der Randelementmethode (kurz: BEM für Boundary Element Method) abgebildet. Die Ergebnisse werden für ein einfaches Modell mit der Berechnung nach Hertz verglichen und validiert.

Koumi, Nelias, Chaise und Duval (2014) kehren dagegen die Untersuchungsrichtung um. Sie präsentieren ein analytisches Modell, um den Kontakt zwischen einem Starrkörper und einem viskoelastischen Halbraum als Grundkörper zu analysieren. Das Modell basiert auf der Annahme der Viskoelastizität des Grundkörpers, die die Kontaktspannungen beeinflusst.

Im technischen Bereich werden die Berechnungen zur Kontaktspannung unter anderem im Bereich metallischer Dichtungen eingesetzt. Bereits Greenwood und Williamson (1966) haben metallische Dichtungen analysiert. Fischer, Murrenhoff und Schmitz (2021) verfolgen diesen Ansatz weiter und untersuchen metallische Dichtungen mit der FE-Methode. Das von ihnen eingesetzte FE-Modell kann auf verschiedene Größen angewendet werden und eignet sich zur Bestimmung der Leckage in metallischen Dichtungen. In diesem Fall erfolgte ein Abgleich des Modells mit physischen Prüfstandsuntersuchungen.

Auch am IPEK – Institut für Produktentwicklung werden Kontaktflächen seit Langem numerisch untersucht. Bezogen auf die hier vorliegende Arbeit macht Nowicki (2008) mit der Vorstellung von Algorithmen zur Generierung von rauen Oberflächen den Anfang. Diese wurden in FE-Modelle umgesetzt und auf Abflachungen untersucht. Lorentz (2013) führte die Arbeiten fort und überträgt real raue Oberflächen in ein FE-Modell. Dabei sind zwei Körper einander gegenüber angeordnet und reiben während der Simulation aneinander. Unter Einführung einer Reibungsbedingung nach Bowden und Tabor (2001) erfolgt die Berechnung der Tangentialspannung dann nicht über das Coulombsche-Gesetz; damit kann dieser Ansatz für die Berechnung der Reibung genutzt werden. Reichert (2019) erweiterte die Ansätze von Nowicki (2008) und Lorentz (2013) um die Verschleißbetrachtung nach Archard (1953), da neben der Reibung der Verschleiß ein wichtiges Element in tribologischen Systemen ist. Die Modellberechnungen wurden in A. Albers, Reichert und Joerger (2018) mit den experimentellen Ergebnissen von Scherge, Shakhvorostov und Pöhlmann (2003) abgeglichen und zeigen die Abbildungsfähigkeit der Verschleißentwicklung in Mischreibungssystemen.

2.6. Tribologische Konstruktionselemente

Als tribologische Konstruktionselemente werden hier mechanische Baugruppen bezeichnet, deren Funktion von einem oder mehreren tribologischen Systemen im Inneren (Teilsystem) abhängt. Tribologische Systeme können in Lager- (Gleit-) und Friktionssysteme unterteilt werden. Am IPEK – Institut für Produktentwicklung ist das Lagersystem nach Basiewicz (2020) und Bernhardt (2017) definiert als „ein tribologisches System, bei dem die Übertragung von Reibkräften unerwünscht ist“. Die Vermeidung von Reibung ist etwa bei Gleit- oder Wälzlagern notwendig, um eine effiziente Funktionserfüllung zu gewährleisten. Ein Friktionssystem ist im Glossar des IPEK definiert als ein „tribologisches System, bei dem zur Funktionserfüllung die Übertragung von Reibungskräften erforderlich ist.“ (nach Basiewicz, 2020, Bernhardt, 2017 und Albers, Bischofberger & Ott, 2020). In

Bremsen oder Kupplungen ist die Übertragung von Reibungskräften notwendig, wobei dies nicht zwangsläufig eine hohe Reibung erfordert.

Im Folgenden werden die beiden für diese Arbeit relevanten tribologischen Konstruktionselemente Wälzlager und Scheibenbremse beschrieben.

2.6.1. Wälzlager

Wälzlager sind Maschinenelemente, die translatorische, rotatorische oder Kippbewegungen unter möglichst geringer Reibung ermöglichen. Wälzlager mit den Untergruppen Kugel- und Rollenlager haben die beiden Hauptfunktionen Tragen und Führen. Die Funktion Tragen ist für das Übertragen von Kräften zwischen relativ zueinander bewegten Maschinenteilen erforderlich. Abhängig von der Kraftübertragungsrichtung werden Axial-, Radial- oder Schrägkugellager eingesetzt. Die Funktion Führen legt die Position der relativ zueinander bewegten Bauteile fest. Festlager verhindern dabei radiale und axiale Bewegungen einer Welle, Loslager erlauben einen axialen Freiheitsgrad, um etwa thermische Ausdehnung ausgleichen zu können. (Poll & Deters, 2018, S. 71)

In Wälzlagern sind Wälzkörper zwischen Innen- und Außenring platziert. Die Wälzkörper reduzieren den Bewegungswiderstand, da das in flächigen Kontakten auftretende Gleiten durch Wälzen ersetzt wird. Wälzen setzt sich dabei aus Gleiten und Rollen zusammen. Da die Rollbewegung dominiert, sinkt die Reibungszahl gegenüber einem ähnlichen Gleitsystem deutlich ab. (Poll & Deters, 2018, 132f)

Wälzlagerarten

Wälzlager bestehen üblicherweise aus zwei Ringen, den Wälzkörpern und einem Käfig. In Kugellagern sind die Wälzkörper Kugeln, in Rollenlagern sind sie als Tonnen oder Pendelrollen ausgeführt. Da die vorliegende Arbeit nur Kugellager fokussiert, wird auf eine präzisere Beschreibung von Rollenlagern verzichtet.

Die Kugeln in Kugellagern bewegen sich in Nuten in den Ringen und werden durch den Käfig auf Abstand gehalten (siehe Abbildung 2.22). Ein direkter Kontakt zwischen den Kugeln würde aufgrund der gegeneinander ausgerichteten Geschwindigkeitsvektoren an den Oberflächen zu erhöhter Reibung und zu Verschleiß führen. (Poll & Deters, 2018, 132ff)



Abbildung 2.22: a) Radial-Rillenkugellager b) Axial-Rillenkugellager (Bilder IPEK Modellbibliothek)

Am häufigsten werden Radial- und angestellte Kugellager verwendet. Diese Lagertypen können axiale und radiale Lasten aufnehmen und zwischen bewegten Maschinenteilen übertragen. Es existieren aber auch Systeme, in denen hohe Axialkräfte wirken und daher Axiallager verbaut werden, so etwa in Drehmaschinen oder in Schneckengetrieben. Axiallager (Abbildung 2.22 rechts) sind eine Variante der angestellten Lager mit einem Anstellungswinkel von 90° . Dadurch ist die Kontaktfläche von Kugel und Laufbahnen in axialer Richtung maximal und große Lasten können übertragen werden. Da der Formschluss in radialer Richtung fehlt, sollten Axiallager ausschließlich axial belastet werden. (Brändlein, Eschmann & Weigand, 1998, S. 21)

Im Gegensatz zu Radial-Kugellagern haben angestellte Kugel- und Axiallager keinen geometrisch bedingten Formschluss und können daher einfach zerlegt oder zusammengebaut werden. Der fehlende Formschluss führt jedoch dazu, dass eine Minimalkraft notwendig ist, um die kontinuierliche Anpressung der Kugeln an die Ringe zu gewährleisten. Falls diese Minimallast unterschritten wird, kann zwischen den Bauteilen Spiel auftreten und Schaden entstehen. Außerdem kann beim Unterschreiten der Minimallast die durch die Bewegung initiierte Fliehkraft das ordnungsgemäße Abrollen der Kugeln beeinflussen und zu ungünstigen kinematischen Verhältnissen führen. (Poll & Deters, 2018, S. 139)

Kontaktmechanik in Axialkugellagern

Die Kontaktpressungen im Kugel-Ring-Kontakt werden am Beispiel eines einreihigen Axialkugellagers der Baureihe 51208 dargestellt. Dieses hat einen Innendurchmesser von 40 mm, einen Außendurchmesser von 68 mm und eine Höhe von 19 mm. Die Angaben werden von Herstellern veröffentlicht, da sie notwendig sind, um das Lager in Konstruktionen einzusetzen. Innere Größenangaben, wie etwa der Durchmesser der Kugeln oder der Radius der Laufbahnen, werden nicht publik gemacht, da es sich hierbei um funktionsrelevante

Gestaltparameter handelt, die ein Betriebsgeheimnis der Hersteller sind. Das Lager hat 15 Kugeln, die von einem Blechkäfig gehalten werden.

Die Berechnung der Kontaktspannungen nach Hertz für den Kugel-Ring-Kontakt ergibt, dass unter einer Belastung mit der dynamischen Tragzahl von 44 kN die maximale Kontaktspannung bei ca. 4 GPa liegt. Dieser Kontaktspannungsbereich wird auch in Schlecht (2010) als zulässiger Spannungsbereich für Rillenkugellager angegeben. Die Druckverteilung in Abhängigkeit der zwei elliptischen Halbachsen ist in Abbildung 2.23 dargestellt. (Brändlein et al., 1998)

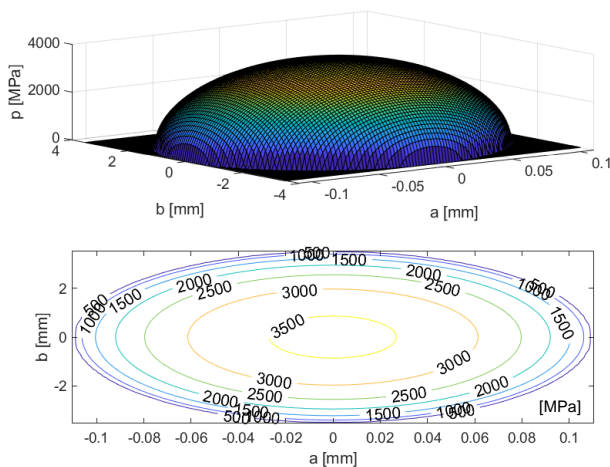


Abbildung 2.23: Druckverteilung bei ~3 kN Druckkraft zwischen einer Kugel und Ring in einem Axiallager der Baureihe 51208

Schmierung von Wälzlagern

Kugellager werden in der Regel mit Öl, Fett oder einem Festschmierstoff geschmiert. Die Schmierung reduziert Verschleiß und Spannungsspitzen und kühlt das Lager. Die Zusammensetzung der Schmierstoffe ist auf die Einsatzbedingungen wie Temperatur, Geschwindigkeit oder Zugänglichkeit abgestimmt. Um den Schmierstoffverbrauch zu minimieren und das Lager gegen eintretende Partikel zu schützen, werden Dichtungen verwendet. Diese können zwischen Gehäuse und Welle oder im Lager integriert werden. Eine Auswahl verschiedener Dichtungskonzepte ist in Abbildung 2.24 dargestellt. (Poll & Deters, 2018)

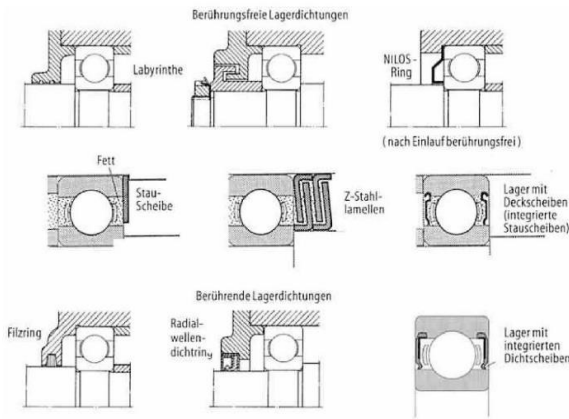


Abbildung 2.24: Verschiedene Dichtungsprinzipien (Poll & Deters, 2018, S. 165)

Beim ordnungsgemäßen Betrieb der Wälzlager trennt der Schmierfilm beide Reibpartner vollständig durch einen hydrodynamischen Schmierfilm. Die Belastungen im Kontakt sind dabei üblicherweise so hoch, dass die Wälzkörper elastische Verformungen erleiden und deshalb die Schmierung als elastohydrodynamische Schmierung (siehe auch Dowson, Higginson & Hopkins, 2014) bezeichnet wird. (Poll & Deters, 2018)

Reibung in Wälzlagern

Für die Berechnung der Reibung in fett- oder ölgeschmierten Wälzlagern wird das Widerstandsmoment nach Brändlein et al. (1998) ermittelt. Dieses setzt sich aus einem lastabhängigen (M_0) und lastunabhängigen (M_1) Moment zusammen. In Tabelle 2.4 und 2.5 sind die Berechnungsformeln und die einfließenden Parameter aufgeführt. (Brändlein et al., 1998, 214ff)

Eine Überprüfung der Berechnungsformeln kann durch Experimente erfolgen, die hier als physische Prüfstandsversuche bezeichnet werden. Bei diesen wird das Wälzlager einseitig angetrieben und das Widerstandsmoment gemessen. Die Reibungszahl wird dann nach dem Coulombschen-Gesetz über das Verhältnis von Tangential- und Normalkräften bzw. Momenten berechnet. Zu beachten ist, dass die Formeln ausschließlich für fett- oder ölgeschmierte Lager gelten und für feststoffgeschmierte Lager noch keine Berechnungsformeln in der Literatur vorliegen. (Brändlein et al., 1998)

$$\mu = \frac{M_{\text{Reibungsmoment}}}{F_{\text{Axial}} \cdot r_{\text{Lager}}} \quad (\text{Brändlein et al., 1998, S. 214})$$

Tabelle 2.4: Berechnungsparameter des lastunabhängigen Reibungsmomentanteils (Brändlein et al., 1998, S. 217)

| $M_0 = f_0 \cdot 10^{-7} (\nu n)^{\frac{2}{3}} d_p \text{ [N mm]}$ | |
|--|--|
| f_0 | Beiwert, der die Lagerbauart und die Schmierung berücksichtigt |
| $\nu \text{ [mm}^2 \text{ s]}$ | Betriebsviskosität des Öls bzw. des Fettgrundöls |
| $n \text{ [min}^{-1}\text{]}$ | Drehzahl des Lagers |
| $d_p \text{ [mm]}$ | Teilkreisdurchmesser des Lagers |

Tabelle 2.5: Berechnungsparameter des lastabhängigen Reibungsmomentanteils (Brändlein et al., 1998, S. 219)

| $M_1 = f_1 P_1 d_m \text{ [N mm]}$ | |
|------------------------------------|---|
| f_1 | Beiwert, der die Höhe der Last berücksichtigt |
| $P_1 \text{ [N]}$ | Die für M_1 maßgebende Belastung |
| $d_p \text{ [mm]}$ | Teilkreisdurchmesser des Lagers |

2.6.2. Scheibenbremsen

Scheibenbremsen sind auf Reibung beruhende Friktionssysteme, die in verschiedenen Größen eingesetzt werden. Sie erfüllen die Funktion der Verzögerung von Fahrzeugen – vom Fahrrad über Kraftfahrzeuge bis hin zum rollenden Material von (Eisen- oder Straßen-) Bahnen. Beim Einsatz einer Scheibenbremse werden zwei Bremsbeläge auf die beiden Seiten einer Bremsscheibe gepresst. Durch den Kontakt entsteht Reibung und die Bewegungsenergie wird größtenteils in Wärmeenergie umgesetzt.

Ein Scheibenbremssystem besteht in der Regel aus der Bremsscheibe, dem Bremssattel mit innenliegendem Bremszylinder und zwei Bremsbelägen. Der oder die Bremszylinder werden meistens hydraulisch aktuiert; je nach Bauweise bewegt sich die Scheibe, der Sattel oder die Bremsbeläge. Unterschieden werden daher drei Hauptbauformen: die Festsattelbremse, die Schwingrahmensattelbremse und die Faustsattelbremse.

Bei der Festsattelbremse (Abbildung 2.25) ist die Scheibe fest mit einer Welle verbunden, der Sattel fest mit einem Rahmen. Bei der Aktuierung werden die Bremsbeläge von beiden Seiten mit Zylindern gegen die Bremsscheibe gepresst. Typisches Einsatzgebiet sind beispielsweise Fahrräder. (Breuer & Bill, 2017, S. 135)

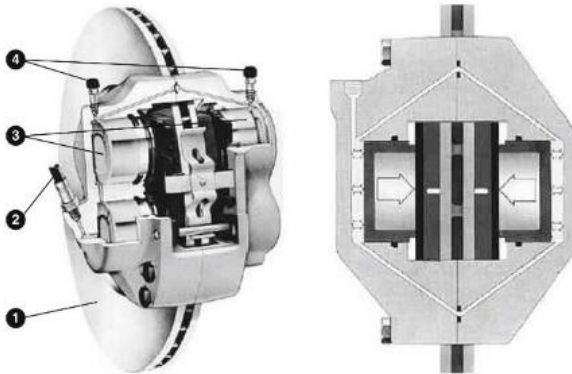


Abbildung 2.25: Festsattel: 1 Bremsscheibe, 2 Hydraulischer Anschluss, 3 Bremskolben, 4 Entlüftungsschrauben (Breuer & Bill, 2017, S. 136)

Bei der Schwimmrahmensattelbremse (Abbildung 2.26) ist der Sattel axial beweglich (schwimmend) gelagert. Beim Bremsen wird der Reibbelag gegen die Bremsscheibe gepresst, der bewegliche Sattel bewegt sich entgegen der Druckrichtung. Auf der anderen Seite entsteht eine Gegenkraft, die den zweiten Belag gegen die andere Seite der Scheibe presst. Somit ergeben sich zwei Reibkontakte zwischen Scheibe und Belägen. Die tangentielle Reibungskraft stützen beide Beläge an einem Haltebauteil ab. (Breuer & Bill, 2017, S. 135)

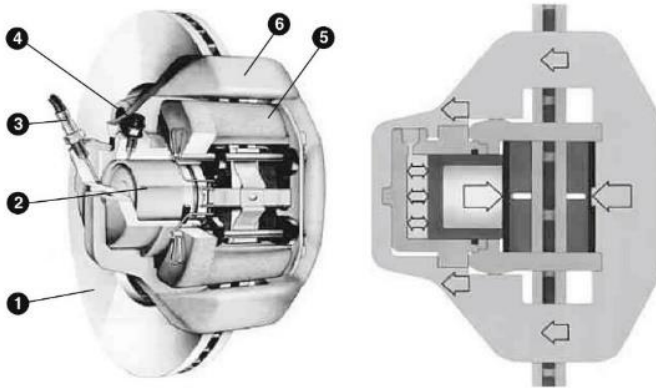


Abbildung 2.26: Schwimmrahmensattel: 1 Brumsscheibe, 2 Brumskolben, 3 Hydraulischer Anschluss, 4 Entluttungsschraube, 5 Halter, 6 Rahmen (Breuer & Bill, 2017, S. 136)

Die Faustsattelbremse (Abbildung 2.27) funktioniert wie die Schwimmrahmenbremse nach dem Prinzip des beweglichen Sattels. Die tangentialer Absttztung der Beläge erfolgt jedoch am Rahmen selbst, wodurch eine homogenere Belastungsverteilung im Belag entsteht. Die Faustsattelbremse ist die heute am huffigsten im Bereich der Personenkraftwagen genutzte Scheibenbremsbauform. (Breuer & Bill, 2017, S. 136)

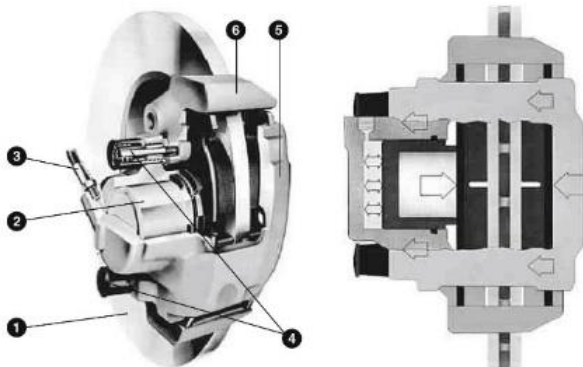


Abbildung 2.27: Faustsattel Bauart Teves FN: 1 Brumsscheibe, 2 Brumskolben, 3 Hydraulischer Anschluss, 4 Dmpfungshlssen (Bushings), 5 Halter, 6 Rahmen (Breuer & Bill, 2017, S. 137)

Für die Betrachtung des Reibkontakts sind die Materialien von Scheibe und Beläge von Bedeutung. Bremscheiben werden in der Regel aus Gusseisen (bspw. GJL-250) hergestellt, da mit diesem Werkstoff die Anforderungen hinsichtlich Belastungsmechanik, Wärmeleitfähigkeit und Bearbeitbarkeit erfüllt werden. Nicht zuletzt sind sie in der Massenproduktion günstig zu fertigen. (Breuer & Bill, 2017)

Reibbeläge sind dagegen üblicherweise inhomogene Materialien, die aus einer Vielzahl unterschiedlicher Rohstoffe (vgl. auch Bergheim, 2002) bestehen. So können bspw. Kautschuk, Metalle, Bindemittel, Fasern, Funktionsstoffe oder Reibstoffe enthalten sein. Jeder Stoff erfüllt dabei eine spezielle Aufgabe: Das Bindemittel hält die anderen Stoffe zusammen, Metalle stellen die Wärmeabfuhr sicher. Anhand der Anteile bestimmter Materialien werden die Reibbeläge in unterschiedliche Klassen eingeteilt, so etwa in semimetallische, NAO- (Non-Asbestos Organic-), Low-Steel- oder metallfreie Reibbeläge. Semimetallische Reibbeläge enthalten etwa 50 % Metall, NAO-Beläge organisches Material und Low-Steel-Beläge üblicherweise Fasern. (Albers & Elison, 1997; Bergheim, 2002; Breuer & Bill, 2017, S. 571–591)

Das Verhalten der Bremsbeläge ist somit die Folge der Vielzahl an unterschiedlichen Materialien und ihren Wechselwirkungen. Aus diesem Grund existieren bislang keine standardisierten Vorgehensweisen für die Beschreibung von inhomogenem Belagsverhalten in mathematischen Modellen (Albers & Elison, 1997; Bergheim, 2002; Breuer & Bill, 2017)

2.7. Tribologische Prüfkette nach Czichos und Habig (2020)

Die vorgestellten tribologischen Konstruktionselemente werden als Teilsysteme in technischen Produkten eingesetzt und stehen in Wechselwirkung mit den Restsystemen. Ob die Teilsysteme im Kontext des Restsystems ihre Funktion bestimmungsgemäß erfüllen, muss in Entwicklungsprozessen auf verschiedenen Ebenen geprüft werden. Mit der tribologischen Prüfkette präsentieren Czichos und Habig eine Übersicht, auf welchen Ebenen diese Prüfungen durchgeführt werden können. (Czichos & Habig, 2020, S. 241)

Die erste Ebene (vgl. Abbildung 2.28) umfasst Betriebsversuche mit Originalstrukturen, wie sie in Endprodukten vorhanden sind. Auf der zweiten Ebene werden die Systeme auf Prüfständen bei praxisnahen Randbedingungen getestet. Einzelne Baugruppen mit originaler Struktur und praxisnahen Randbedingungen werden auf Ebene 3 genutzt (vgl. IPEK PLP, Bischofberger, Bause, Ott & Albers, 2022), um Versuche am Aggregat durchzuführen. Um den Fokus auf die Analyse

der Kontakte selbst zu legen und äußere Einflüsse zu reduzieren, werden bei Bauteilversuchen auf der vierten Ebene die originalen Bauteile unter praxisnahen Bedingungen geprüft. Auf den Ebenen 5 und 6 werden die realen tribologischen Systeme bis hin zu Modellsystemen vereinfacht. So werden etwa Bauteile gegen Probekörper ausgetauscht oder lediglich die Materialien und die Kontaktbedingungen aus dem realen System übernommen. (Czichos & Habig, 2020, 246f)



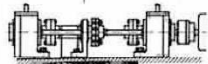



| Kategorie | Mess- und Prüftechnik | | System, Baugruppe, Modell |
|-----------|---|--------------------|---|
| I | Betriebsversuche und betriebsähnliche Versuche: | Betriebsversuch |  |
| II | | Prüfstandsversuch |  |
| III | | Aggregatversuch |  |
| IV | | Bauteilversuch |  |
| V | Modellstruktur und einfache Beanspruchung | Probekörperversuch |  |
| VI | | Modellversuch |  |

Abbildung 2.28: Kategorien der tribologischen Prüftechnik (Prüfkette) (Czichos & Habig, 2020, S. 241)

2.8. Computergestützte Entwicklung tribologischer Systeme

Tribologische Systeme werden nicht nur in physischen Experimenten untersucht, sondern auch computergestützt analysiert, denn die Entwicklungsprozesse bergen verschiedene Herausforderungen, die deren Erweiterung um virtuelle Methoden erfordern. Die Kundenorientierung durch Modularisierung von Produkten ist ein Auslöser, die Weiterentwicklung computergestützter Methoden ein anderer. Neben diesen organisatorischen und technischen Randbedingungen sind zudem globale Einflüsse wie die Kostenentwicklung in Drittländern oder sich rasch verändernde Märkte zu beachten. (Vajna et al., 2018, 4ff)

Ab Mitte der 1990er Jahre haben die meisten Unternehmen die Konstruktion von technischen Bauteilen auf 3D-parametrisiertes Konstruieren umgestellt. Seit diesem

Zeitpunkt ist CAD-Software im Einsatz. Immer leistungsfähigere Soft- und Hardware ermöglichen es, nicht nur starre Konstruktionen computergestützt abzubilden, sondern auch Festigkeits- oder Strömungsberechnungen numerisch durchzuführen. Diese Berechnungen werden in Entwicklungsabteilungen mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) oder Finite-Volumen-Methode (FVM) durchgeführt. Die FEM ist heute eines der am häufigsten eingesetzten numerischen Verfahren, da umfangreiches Knowhow vorhanden ist. Zudem erleichtern benutzerfreundliche Anwendungen den Einsatz und erhöhen so die Akzeptanz auf Anwenderseite weiter. (Vajna et al., 2018, 11 ff)

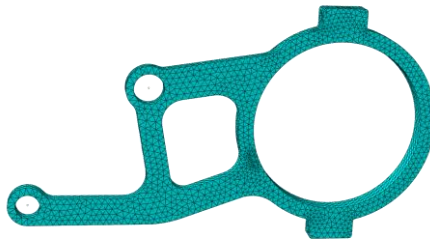


Abbildung 2.29: Vernetztes Tragebauteil des Differentialgetriebes (entnommen aus IPEK-Lehrunterlagen zum CAE-Workshop)

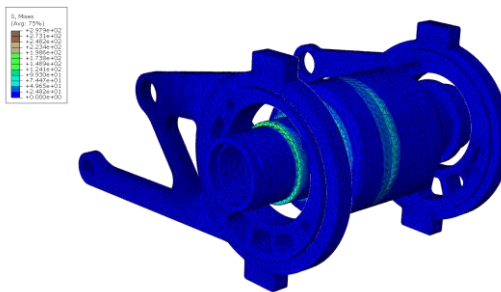


Abbildung 2.30: Lagerung eines Differentialgetriebes eines KaRaceIng Rennfahrzeugs. (KaRaceIng ist eine studentische Hochschulgruppe, die mit der Unterstützung von Instituten und Industriepartnern Rennfahrzeuge für eine studentische Rennserie entwickeln; entnommen aus IPEK-Lehrunterlagen zum CAE-Workshop)

Bei der Modellierung von technischen Systemen mit der FEM werden die Bauteile diskretisiert und mit den Randbedingungen und Lasten aus dem realen technischen System beaufschlagt. Nach der Berechnung stehen Angaben u. a. zur Spannungsverteilung zur Verfügung, die für die Abschätzung des Sicherheitsfaktors oder zur Geometrieoptimierung genutzt werden können. (Vajna et al., 2018)

Zur Abbildung von Systemen mit tribologischen Kontakten sind weitere Ansätze in der FEM notwendig. Die Modellierung von Kontakten erfolgt üblicherweise mit dem Coulombschen Gesetz, um die Reibungskräfte zu berechnen. Experimentelle Ergebnisse zeigen jedoch, dass diese Beziehung nicht ausreicht, um die Vielfalt tribologischer Systeme abzudecken. Als Näherung kann diese Beziehung genutzt werden; soll aber das tribologische Verhalten untersucht werden, sind andere Ansätze notwendig. (Koumi et al., 2014)

2.9. Kopplung von CAE-Methoden

Einzelne Simulationsmethoden genügen heute nicht mehr, um die Wechselwirkungen in und zwischen technischen Systemen computergestützt abzubilden. Ein Ansatz ist es, „bestehende und etablierte, kommerzielle Methoden und Werkzeuge zu koppeln“ (Albers et al., 2017). Albers et al. (2017) stellen dazu das Kopplungsmodell vor, mit dem sich unterschiedliche Simulations-, Berechnungsmethoden und Schnittstellen verbinden sowie übersichtlich darstellen lassen. Mithilfe dieser Darstellung zeigen die Autoren beispielhaft die Wechselwirkungen in einer ganzheitlichen Methode zur numerischen Abbildung von Verschleiß (siehe Abbildung 2.31). Besondere Fokus liegt darin auf der Verbindung von Simulations- und Berechnungstools wie MATLAB, FEM oder der Skriptsprache Python. (Albers et al., 2017)

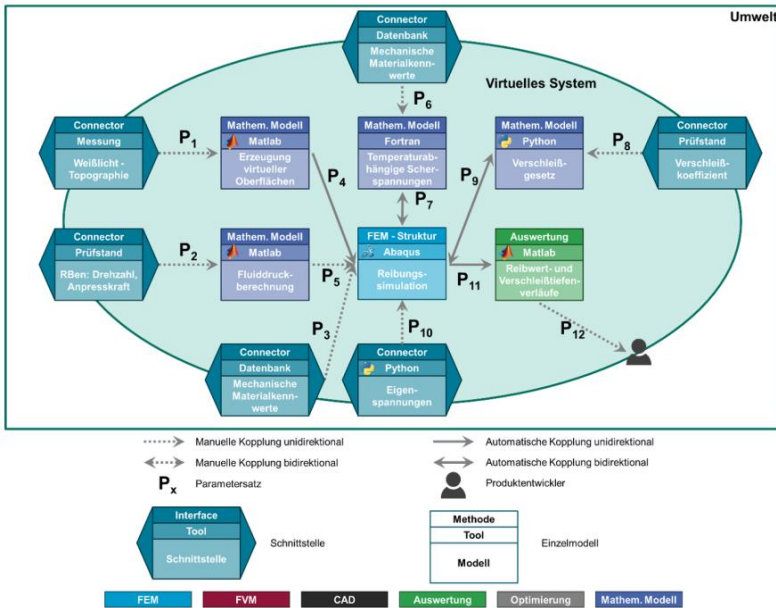


Abbildung 2.31: Ganzheitliche Methode zur numerischen Abbildung von Verschleiß auf realen Oberflächen aus Albers et al. (2017)

2.10. Gegenwärtige Forschung im Bereich von Wälzlagern

Im Folgenden werden zunächst einige grundlegenden Forschungsergebnisse präsentiert, die zum Teil heute in den Dimensionierungsprozess von Lagerungen integriert sind. Anschließend folgt ein Blick auf Methoden zur numerischen Analyse von Wälzlagern, der für das Verständnis von Kapitel 5.4 erforderlich ist.

Die große Verbreitung von Wälzlagern in mechanischen Konstruktionen war international Anlass für eine Vielzahl von wissenschaftlichen Studien, die zwei Ebenen zugeordnet werden können: der der Einzelteile eines Wälzlagers sowie der des Gesamtwälzlagers. Eine Zusammenfassung der unterschiedlichen Arbeiten präsentieren Halme und Andersson (2010). Ihren ersten Schwerpunkt setzen sie auf die Analyse der Hertzschen Kontaktspannung und die Betrachtung von idealer und realer Oberflächentopografie. In experimentellen Untersuchungen sind ideale Oberflächen praktisch nicht abzubilden, aber in computergestützten können ideale

Geometrien genutzt werden. So modellieren Juettner, Bartz, Tremmel und Wartack (2022) mit der Berechnungssoftware Telios den idealisierten Zylinder-Ebenen-Kontakt bei einer Kontaktpressung von bis zu 4,4 GPa. Durch die strukturelle mechanische Berechnung des Verformungsverhaltens der Ebene kann eine Verformungswelle sichtbar gemacht werden, die sich in diesem System ausbreitet. Die Ergebnisse zeigen dabei den Einfluss der Belastung und Bewegung des Wälzkörpers bei idealisierten Oberflächen.

Zur Analyse der Schwingungen in einem Wälzlager werden auch Mehrkörpersimulationsmodelle (MKS-Modelle) genutzt. Dabei werden die strukturellen Belastungen üblicherweise vernachlässigt und Starrkörper zur Modellierung verwendet. So können die Bewegungen der einzelnen Bauteile untersucht werden, um etwa exzentrische Bewegungskurven von Käfigen nachzubilden. Oftmals werden aus diesen Mehrkörpermodellen Belastungen abgeleitet, die in einem weiteren Schritt als Eingangsdaten für ein Struktursimulationsmodell genutzt werden. Teutsch (2005) präsentiert ein solches, in dem die Bauteile als Starrkörper berücksichtigt sind. Die standardisierten Kontaktalgorithmen in der MKS-Software MSC Adams ersetzt er durch Subroutinen, die eine individuelle Kontaktkraftberechnung erlauben. Mithilfe des so erweiterten Modells werden experimentelle Untersuchungen simulativ abgebildet. Die Arbeit von Hahn (2005) schließt daran mit vereinfachten Reibungsmodellen, aber dynamischen Verformungen der Käfige, an. Auf diese Weise können nicht nur die Trajektorie des Käfigschwerpunkts, sondern auch dessen Verformungen computergestützt analysiert werden.

Da die Schmierung ein essenzieller Teil einer Wälzlagerung ist, wird auch im Bereich der Schmiermittel geforscht (vgl. Brechot, Cardis, Murphy & Theissen, 2000; Evans, Nixon, Darragh, Howe & Coffey, 2007; Tao, Jiazheng & Kang, 1996). Betrachtet werden aber überwiegend fett- und ölgeschmierte Systeme, da Festschmierstoffe im Wälzlagerbereich nur selten eingesetzt werden und die wissenschaftliche Auseinandersetzung mit diesem Thema spärlich ist (vgl. Czichos & Habig, 2020; Poll & Deters, 2018). Außerdem werden Festschmierstoffe heutzutage üblicherweise nur bei geringeren Geschwindigkeiten eingesetzt (Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2019, S. 411).

Ein Vertreter der Festschmierstoffe ist Graphit, eine Modifikation des Elements Kohlenstoff. Es besteht aus übereinander angeordneten Schichten von hexagonal in Ringen angeordneten Kohlenstoffatomen (Binnewies et al., 2016, S. 486). Eingesetzt wird Graphit überwiegend aufgrund seiner elektrischen Leitfähigkeit und an zweiter Stelle aufgrund seiner tribologischen Eigenschaften (vgl. Damm, 2021).

Bei den seltenen Anwendungen von Graphit als Schmiermittel in Wälzlagern ist das Graphit in einer zähen Masse gebunden, die auf Öl basiert. Dadurch wird die von Wang und Chung (2013, S. 1550ff) bestätigte Schmierwirkung von Graphit verschleiert. Die Firma SKF hat 2013 Hochtemperaturlager mit einem Käfig aus Graphit (SKF Evolution, 2013) vorgestellt, die zwischenzeitlich vom Markt verschwunden waren. Inzwischen wird diese Produktreihe weitergeführt; sie wird wieder als Hochtemperaturlager mit Graphitkäfig beworben, die bis max. 350°C und einer Drehzahl von 410 1/min vom Hersteller zugelassen sind. Informationen zum Graphitkäfig oder zu zusätzlichen Bindemitteln werden nicht gegeben.

2.11. Gegenwärtige Forschung im Bereich numerische Methoden bei der Entwicklung von Scheibenbremssystemen

Bremsenquietschen tritt bei Fahrrädern, Kraftfahrzeugen und Schienenfahrzeugen auf. Die entstehenden Geräusche sind außerhalb des Komforthörbereichs und werden daher vom Menschen als störend wahrgenommen. Eines der Ziele bei der Entwicklung von Bremssystemen ist daher die Verschiebung der Eigenfrequenzen, sodass die Resonanzfrequenzen beim Bremsen nicht angeregt werden. Dazu werden sowohl physische Prüfstandsversuche als auch computergestützte Simulationen durchgeführt. Die Untersuchungen finden dabei auf unterschiedlichen Skalen statt: als Baugruppenversuche mit dem vollständigen Bremssystem (vgl. Kapitel 6.6) ebenso wie in Form von Bauteilversuchen. Eine Übersicht zu Bremsgeräuschen geben Breuer und Bill (2017) und Gauterin et al. (2004). Neben dem bekannten Bremsenquietschen sind in der Praxis auch das Knarzen oder Rubbeln von Bedeutung. Beide liegen aber in einem tieferen Frequenzbereich und wirken weniger störend.

Bremsenquietschen ist ein Problem, das bei der Mercedes-Benz M-Klasse im Jahr 1998 auftrat. Eine dazu von Parisi, Rieker und Stringham (1998) veröffentlichte Studie umfasst eine Messmethode, mit der das Quietschen analysiert werden kann, sowie Vorschläge für Gegenmaßnahmen. Die Ursachen von Bremsenquietschen sind vielfältig: Der Einfluss der Scheibentopographie wurde von Bergman, Eriksson und Jacobson (1999) untersucht. Sie konnten belegen, dass der Verschleiß von Belag und Scheibe die Topografie beeinflusst, wodurch die Geräuschenstehung begünstigt werden kann. Weitere Einflussgrößen sind die Materialien von Scheibe und Belägen sowie die Inhomogenität dieses tribologischen Systems hinsichtlich Oberflächen, Temperatur, Geschwindigkeit und Anpressdruck. Ein unterschiedlicher Anpressdruck entsteht etwa durch eine Verkipfung der Beläge.

Die Bewegungen der Scheibe und Beläge untersucht Stump (2018); er zeigt, welche Moden der Beläge beim Fahrtrichtungswechsel angeregt werden.

Papinniemi, Lai, Zhao und Loader (2002) sowie Kinkaid, O'Reilly und Papadopoulos (2003) nutzten bei ihren Studien sowohl vereinfachte Minimalmodelle, numerische Simulationen als auch Prüfstandsuntersuchungen. In Minimalmodellen werden die Bauteile als einfache (Starr-)Körper modelliert, um bspw. den Einfluss bestimmter Parameter wie etwa unterschiedliche Reibgesetze, zu untersuchen. Graf und Ostermeyer (2011) fokussierten den Einfluss zusätzlicher schwingfähiger Massen auf einen Starrkörper wie eine Bremscheibe. Die Zusatzmassen stellen die Materialverteilung an der Oberfläche der Scheibe dar, die somit Oberflächenrauheiten nachbilden sollen. Belegt werden konnte so der Einfluss dieser Massen auf die Entwicklung von Schwingungen in der Bremscheibe.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird die numerische Modellierung fokussiert. AbuBakar und Ouyang (2008) erstellten ein FE-Modell der Beläge und zeigen, welche Pressungsverteilung entsteht. Verglichen wurden die Untersuchungen mit physischen Prüfstandsversuchen, die zeigen, dass die Topografien der Beläge glatter werden. Die erstellte Simulation ermöglicht das Übertragen der Vorgehensweise auf weitere Systeme. Da sich der Bremsbelag aus einer Vielzahl unterschiedlicher Materialien zusammensetzt (vgl. Breuer & Bill, 2017), können diese schwingungsfördernd bzw. -hemmend sein, wie die Analysen von Eriksson, Bergman und Jacobson (1999) und Eriksson und Jacobson (2000) zeigen.

Die Studien weisen darauf hin, dass die Ursache für Bremsenquietschen häufig im Kontakt zwischen Belag und Scheibe liegt. Die Abbildung dieses als inhomogen zu betrachtenden Kontakts erfolgt üblicherweise mit dem Coulombschen-Gesetz. Die Untersuchungen zeigen aber auch, dass diese Inhomogenitäten für die Schwingungsentwicklung mitverantwortlich sind und deren Abbildung belastbare Modelle erfordert. Eine Modalanalyse ist bei den Bremsuntersuchungen ein unverzichtbarer Bestandteil, da sie die Übertragung der Anregungssignale auf die Geräuschentwicklung darstellt. Die oben aufgeführten Forschungsansätze betrachten dabei den inhomogenen tribologischen Kontakt separat von der Modalanalyse und der Geräuschentwicklung. Daraus leitet sich der Forschungsbedarf ab, Methoden und Modelle zu entwickeln, die sowohl die Einzelbetrachtung der tribologischen Kontakte als auch die Reaktion der Baugruppe einbeziehen.

2.12. Fazit aus dem Stand der Forschung

In der Produktentwicklung werden Werkzeuge wie die FEM oder MKS genutzt, um Systeme virtuell abzubilden. Die zu entwickelnden Systeme erfordern jedoch individuell angepasste FE-Modelle oder MKS, um die verschiedenen Randbedingungen hinreichend abzubilden.

Für die Entwicklung von Wälzlager und Scheibenbremsen sind die theoretischen Grundlagen unabdingbar. Daher wurden diese von Schmierstoffen, Reibung und Verschleiß erläutert, die für das Verständnis dieser Arbeit wichtig sind. Diese Grundlagen müssen bei der Erstellung der Simulationsmodelle von Produktentwicklern/-innen mitberücksichtigt werden, um ein zunächst verifiziertes Simulationsmodell entwickeln zu können.

3. Forschungsziele

Im vorangegangenen Kapitel wurde eine Übersicht zum Stand der Forschung tribologischer Konstruktionselemente gegeben, die für diese Arbeit relevant sind. Darüber hinaus wurden Untersuchungsberichte aus den Bereichen Wälzlager, Scheibenbremsen und numerische Simulationsmethoden aufgeführt. Diese zeigen, dass die Verknüpfung von Skalen bei der Entwicklung von Axialkugellagern und Scheibenbremsen eine maßgebliche Anforderung ist.

In diesem Kapitel werden die Herausforderungen erläutert, die sich beim Verknüpfen von Skalen im Kontext von graphitgeschmierten Axialkugellagern und Kraftfahrzeug-Scheibenbremsen ergeben. Verdeutlicht wird dabei der Beitrag computergestützter Simulationsmethoden für die Verknüpfung von Skalen, aus der sich die Zielsetzung, die Forschungshypothesen sowie die Forschungsfragen ergeben.

3.1. Zielsetzung

Zur computergestützten Abbildung und Analyse eines tribologischen Systems müssen unterschiedliche Skalenebenen betrachtet werden (vgl. Abbildung 2.3). Chemische Wechselwirkungen zwischen Atomen und Molekülen (siehe Abbildung 3.1) sind der atomaren Skala, der Nanoebene, zuzuordnen; hier finden etwa Oxidationsprozesse statt. Funktionsbestimmende Gestaltmerkmale gibt es meist im Mikrometerbereich, also auf der Mikroebene; hier ist zum Beispiel die Topografie von realen Oberflächen zu betrachten (vgl. Abbildung 3.2). Im Makrobereich, auf der Makroebene, sind u. a. Bauteile oder die tribologischen Konstruktionselemente verortet. So beeinflusst in Wälzlagern bspw. die Anzahl der Wälzkörper das entstehende Widerstandsmoment (siehe Abbildung 3.3). Das Verhalten der Systeme auf den Ebenen sowie die Wechselwirkungen zwischen ihnen müssen bei der Weiterentwicklung von Axialkugellagern und Scheibenbremsen berücksichtigt werden.

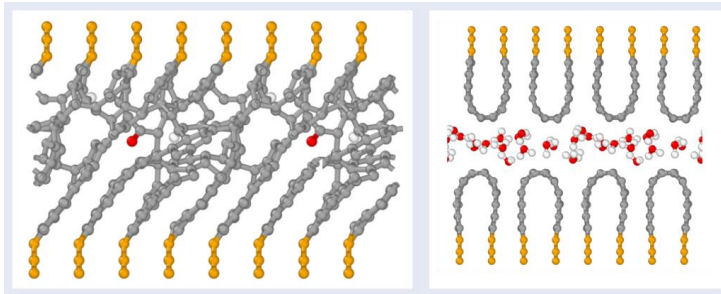


Abbildung 3.1: Atomistische Simulationen des Aufeinandertreffens zweier Graphitschichten unter dem Einfluss von Wassermolekülen (aus Klemenz & Moseler, 2022)

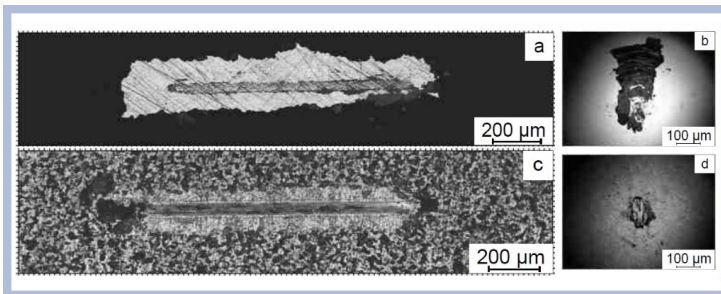


Abbildung 3.2: Mikrotribometeruntersuchungen zur Graphitreibung (Mikroebene) (aus Morstein & Dienwiebel, 2021)

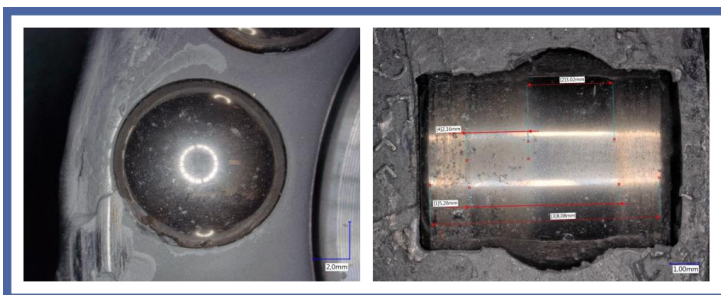


Abbildung 3.3: Makroskopische Untersuchung von graphitgeschmierten Wälzlagern (aus Joerger, Lagier, Bischofberger, Bause & Albers, 2022b)

Am Beispiel der Axialkugellager zeigt sich, dass die Oberflächenrauheit und das übergeordnete System kombiniert zu betrachten sind und daher bei der Weiterentwicklung unterschiedliche Skalen berücksichtigt werden müssen. Aus dem Bedarf zur skalenübergreifenden Betrachtung von tribologischen Systemen ergibt sich die Zielsetzung dieser Arbeit.

Zielsetzung: Das Ziel der Arbeit ist die Entwicklung skalenübergreifender Simulationsmethoden für den Einsatz bei der Weiterentwicklung von graphitgeschmierten Axialkugellagern und Scheibenbremsen. Die Erkenntnisse aus dem Bereich der graphitgeschmierten Axialkugellager können bei der Entwicklung von Schmierkonzepten für ebendiese genutzt werden. Die Simulationsmodelle und -methoden aus dem Bereich der Scheibenbremsen können Entwickler nutzen, um eine Geometrie hinsichtlich der Schwingungsanfälligkeit zu bewerten.

3.2. Forschungshypothesen

Zunächst werden die tribologischen Konstruktionselemente Axialkugellager und Scheibenbremse den beiden Klassen Lager- und Friktionssystemen zugeordnet. Dies ist notwendig, da diese tribologische Unterschiede hinsichtlich der Kontaktgeometrie und den Kontaktpressungen aufweisen. Aus diesem Grund sind in der vorliegenden Arbeit die Forschungshypothesen und -fragen entsprechend aufgeteilt. Das Ziel der Arbeit, die Bereitstellung von computergestützten Methoden, wird in beiden Fällen fokussiert.

Forschungshypothese 1 (Lagersysteme): Die Abbildung des Reibungsverhaltens graphitgeschmierter Axialkugellager in numerischen Mehrkörpersimulationen erfordert die Übertragung von Parametern aus physischen Experimenten in virtuelle Simulationen.

Im Gegensatz zu Lagersystemen benötigen Friktionssysteme Reibungskräfte zur Funktionserfüllung. Diese tangentialen Kontaktkräfte treten auf der Mikroebene vorwiegend zwischen Rauheitskuppen auf und beeinflussen das Gesamtsystem auf der Makroebene. Daher müssen bei der Betrachtung eines Systems entsprechende Parameter zur Beschreibung der Reibungseigenschaften zwischen den Skalen übertragen werden. Die computergestützte Abbildung dieser skalenübergreifenden Verbindung ist Teil der zweiten Forschungshypothese:

Forschungshypothese 2 (Friktionssysteme): Die Modellierung der Kontakte von Scheibe und Belägen in numerischen Simulationen auf der Mikroebene ist die Basis für die Übertragung ihrer Eigenschaften vom Mikro- in den Makrobereich. Damit kann neben der realen Geometrie von Bauteilen auch die Reibung von der Mikroebene in Simulationen auf der Makroebene berücksichtigt werden.

3.3. Forschungsdesign

In Abbildung 3.4 ist der Aufbau der Arbeit zu sehen. Die erste Forschungsfrage befasst sich mit einer Methode zur Übertragung realer Oberflächen (Forschungsfrage 1) in numerische Simulationsmodelle. In Forschungsfrage 2 und 3 werden die technischen Systeme graphitgeschmierte Axialkugellager und Scheibenbremse computergestützt und physisch analysiert. Die Aufteilung ist notwendig, weil es sich beim Wälzlager um ein Lagersystem und bei der Scheibenbremse um ein Friktionssystem handelt. Aus den drei Forschungsfragen resultieren computergestützte Methoden für den Einsatz bei der Weiterentwicklung der Systeme.

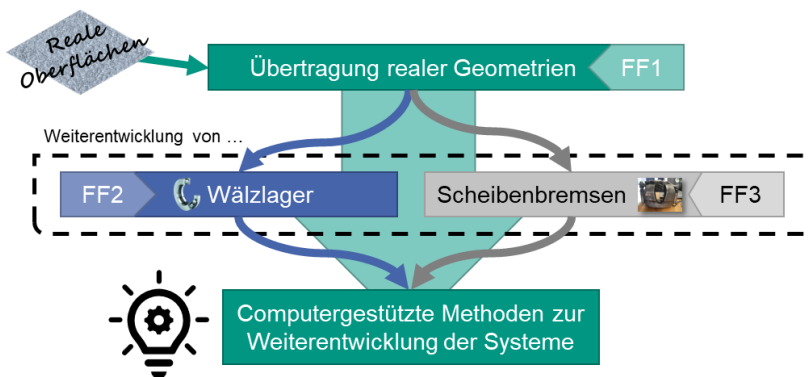


Abbildung 3.4: Forschungsdesign

Numerische Simulationen haben eine große Gestaltungsfreiheit. Wo bei nicht-numerischen Simulationen die Abbildung komplexer Geometrien aufwändig ist, können mithilfe der Numerik komplexe Geometrien mittels einheitlicher Formen (etwa Tetraeder) abgebildet werden. Der Aufbau von Simulationen erfordert

Eingangsdaten. Für das Beispiel eines einfachen mathematischen Pendels sind dies das Gewicht oder die Schnurlänge. In reibungsbehafteten Systemen sind die Eingangsdaten etwa das Materialverhalten oder die Geometrie der Kontaktpartner. Hier setzt die erste Forschungsfrage an: Sie konzentriert sich auf den Aufbau einer Methode für die Übertragung realer Oberflächen in numerische Finite-Element-Simulationen.

Forschungsfrage 1: Wie kann eine Methode gestaltet sein, mit der reale Oberflächen in einer FE-Simulation auf der Mikroskala abgebildet werden können?

Die numerische Modellierung eines Axiallagers erfordert die virtuelle Abbildung der entstehenden Reibung. Dazu ist eine Übertragung von Parametern aus Experiment und Simulation notwendig, um das Reibungsverhalten der Modelle abgleichen zu können.

Auf Basis von Messergebnissen wird ein Ansatz zur Modellierung der Reibung in Axiallagern vorgestellt. Die Schmierung dieser Lager erfolgt mit Graphit, über dessen Schmierungsmechanismen auf Mikroebene in Axialkugellagern wenig bekannt ist, wie im Stand der Forschung aufgezeigt wird. Dieser Ansatz wird in eine Mehrkörpersimulation integriert, um das Reibungsverhalten der graphitgeschmierten Axiallager skalenübergreifend virtuell abbilden zu können.

Forschungsfrage 2: Welche Parameter zur Beschreibung des Reibungsverhaltens graphitgeschmierter Axialkugellager müssen in numerischen Modellen abgebildet werden, um die Modelle für die Weiterentwicklung von Axialkugellagern nutzen zu können?

Nach dem Axialkugellager aus dem Bereich der Lagersysteme wird auch das Friktionssystem Scheibenbremse untersucht. Auch bei dieser hängt das Reibungsverhalten von Faktoren auf unterschiedlichen Skalen ab. Daher sind für dessen Abbildung – analog zum graphitgeschmierten Axialkugellager – skalenübergreifende Simulationsmethoden notwendig.

Fokussiert wird hier die Übertragung von Parametern zur Beschreibung von Reibungseigenschaften zwischen der Mikro- und der Makroebene. Die Parameter umfassen Reibungszahlkennfelder, die anhand der Oberflächentopografie der Bauteile auf der Mikroebene ermittelt werden. Der Zusammenhang zwischen den Parametern zur Beschreibung der Reibungseigenschaften eines Scheibenbremssystems sowie deren skalenübergreifende Übertragung in eine Simulationsmethode ist die dritte Forschungsfrage:

Forschungsfrage 3: Wie kann eine Methode aussehen, mit der das mikrotribologische Reibungsverhalten eines Bremssystems auf der Makroebene mithilfe von computergestützten Simulationen abgebildet werden kann?

Nach Zusammenfassung der Ergebnisse wird dargestellt, wie die virtuelle Abbildung von graphitgeschmierten Axialkugellagern und Scheibenbremsen aussehen kann. Der Schwerpunkt liegt hierbei auf der Abbildung der Verbindung unterschiedlicher Skalen. Das Ergebnis sind computergestützte Simulationsmethoden, die bei der Entwicklung der Systeme dazu genutzt werden können, Entscheidungsfindungen in Entwicklungsprozessen zu unterstützen.

4. Übertragung realer Oberflächen in FE-Simulationen

In Kapitel 3 wurden die übergreifenden Bedarfe für die Weiterentwicklung tribologischer Systeme unter Einsatz computergestützter Methoden aufgezeigt. In diesem Kapitel wird eine Methode vorgestellt, die Entwickler/-innen befähigt, reale raue Oberflächen computergestützt zu untersuchen.

Oberflächen sind in der Tribologie von hoher Bedeutung, da sie das verbindende Element zwischen zwei Körpern und/oder dem Schmiermedium darstellen. Daher sind die Erzeugung und die Ausprägung von Oberflächen von besonderer Relevanz bei der Untersuchung von tribologischen Systemen. Reale Oberflächen werden durch den Werkstoff, dessen Gefüge, den Bearbeitungsprozess und das genutzte Werkzeug bestimmt. Die Vielfalt der Einflussfaktoren macht deutlich, dass zwei Bauteiloberflächen niemals identisch sind, aber ähnliche Strukturen aufweisen können. Diese Strukturunterschiede sind für das tribologische Verhalten eines Systems verantwortlich, da sie Reibung oder Verschleiß fördern oder begrenzen können. Zur Analyse des Einflusses der realen Oberflächengestalt auf das Reibungs- und Verschleißverhalten mit virtuellen Methoden ist die Übertragung realer Oberflächen in computergestützte Simulationen notwendig.

Visualisiert und untersucht werden können die realen Oberflächen mithilfe von FE-Modellen. Diese liefern in tribologischen Untersuchungen einen Mehrwert, da sie es ermöglichen, Kontakte in-situ zu analysieren und etwa die auftretenden Beanspruchungen darzustellen. Dies ist ein Vorteil numerischer Methoden, da in der Realität Kontakte nicht ohne Hilfsmittel wie bspw. Sensoren, die das tribologische System beeinflussen könnten, für Messungen oder Beobachtungen zugänglich sind. Bei der FEM hängt die Betrachtungsebene von den Diskretisierungen ab; richtig gewählt können so bspw. auch reale raue Oberflächen auf der Mikroebene abgebildet werden.

Für die Verifizierung oder Falsifizierung der Forschungshypothesen sowohl im Hinblick auf Lager- als auch auf Friktionssysteme ist für die Nachbildung bzw. Modellierung der tribologischen Systeme die Übertragung von Oberflächen in Simulationen notwendig. Methoden für die Übertragung oder den Abgleich virtueller und realer Oberflächen sind bislang nicht publiziert. Daher ergibt sich die Forschungsfrage wie folgt (siehe Kapitel 3.3):

Forschungsfrage 1: Wie kann eine Methode gestaltet sein, mit der reale Oberflächen in einer FE-Simulation auf der Mikroskala abgebildet werden können?

Die erarbeitete Methode wird hier am Beispiel von sechs unterschiedlichen technischen Oberflächen präsentiert. Die Oberflächen unterscheiden sich dabei sowohl in der Herstellung als auch dem Material.

Zunächst werden die Oberflächen mit einem Weißlichtinterferometer eingelezen. Auf Basis dieser realen Oberflächentopografien werden die Punktwolken virtuell weiterverarbeitet und der Einfluss der Vernetzung gezeigt. Zum Abschluss werden die virtualisierten und realen Oberflächen abgeglichen.

Diese Vorgehensweise wurde bereits bei mehreren Forschungsarbeiten (A. Albers, Reichert & Joerger, 2017; Joerger, Reichert & Albers, 2019b; Joerger & Albers, 2020; Joerger, Spiropoulos, Dannecker & Albers, 2021d) praktiziert. Eine vollständige Beschreibung der Methode bieten Joerger, Reichert, Wittig, Sistanizadeh Aghdam und Albers (2021c)

4.1. Methodenablauf

Die angewendete Methode (Joerger et al., 2021c) für den Übertrag realer Oberflächen in FE-Simulationen ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Zunächst werden die Oberflächen mit einem Weißlichtinterferometer (hier FRT MicroProf® 300 TTV) gescannt. Dabei ist eine Messeigenschaft die Auflösung in der Höhe (z-Richtung), die die maximale Tiefe bzw. Höhe des Profils und die Abstufung der Höhenpunkte angibt. Die lateralen Auflösungen in x- und y-Richtung müssen so gewählt werden, dass sie Steigungen und Gefälle der betrachteten Topografie abbilden können. Ist die laterale Auflösung zu gering, können daraus fehlerhafte Messpunkte resultieren (vgl. Spencer, Dobryden, Almqvist, Almqvist & Larsson, 2013, Gao et al., 2008).

Eingesetzt wurde ein 300 µm-Sensor, der eine maximale Höhendifferenz von 300 µm messen kann. Der Messpunktradius liegt bei diesem Sensor bei 1,25 µm. Die weiteren Messfaktoren (etwa die Intensität) sind objektabhängig, da unterschiedliche Materialien unterschiedliche Reflexions-, Absorptions- und Transmissionseigenschaften besitzen. Dieses Zusammenspiel ist insbesondere bei der Messung von inhomogenen Materialien wie Brems- oder Kupplungsbelägen zu beachten (vgl. Joerger, Spiropoulos, Dannecker & Albers, 2021e).

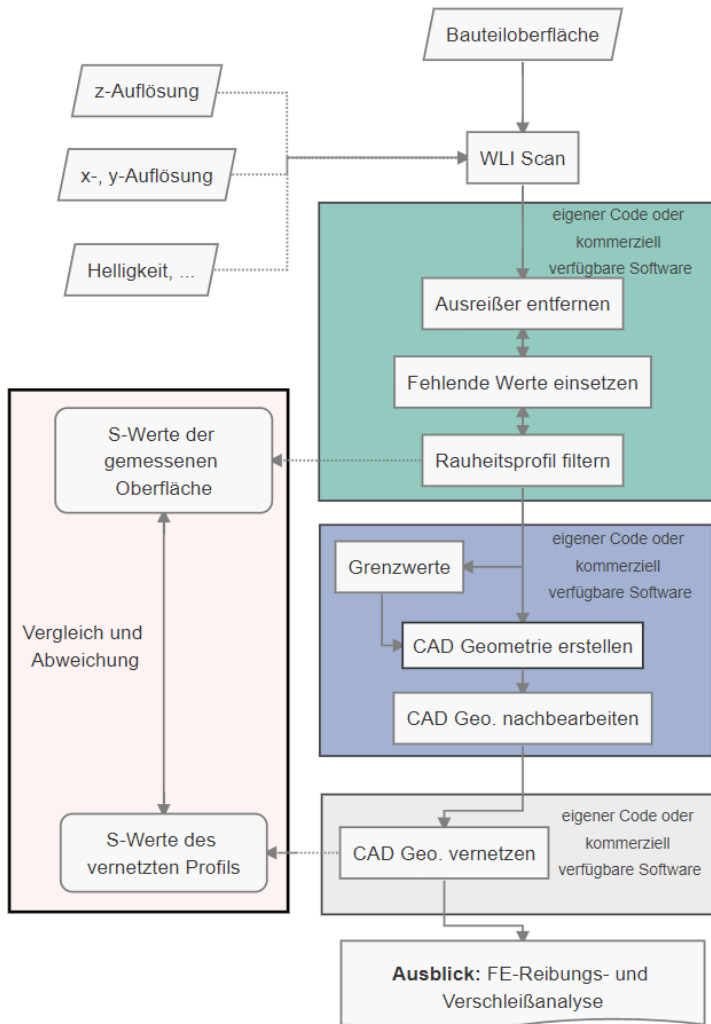


Abbildung 4.1: Flussdiagramm für die Übertragung realer Oberflächentopografien in FE-Simulationen (nach Joerger et al., 2021c)

Nach dem Weißlichtscan steht eine Punktwolke mit den Höhendaten der Oberflächen zur Verfügung. Dieser Datensatz enthält dabei auch Ausreißer sowie

Lücken aufgrund nichtgemessener Werte. Diese werden durch einen aus den Nachbarknoten gemittelten Wert ersetzt. Anschließend wird auf den vollständigen Datensatz ein Filter angewandt, um die Einflüsse der Fertigung oder des Messverfahrens zu reduzieren (vgl. Normenfamilie DIN EN ISO 16610).

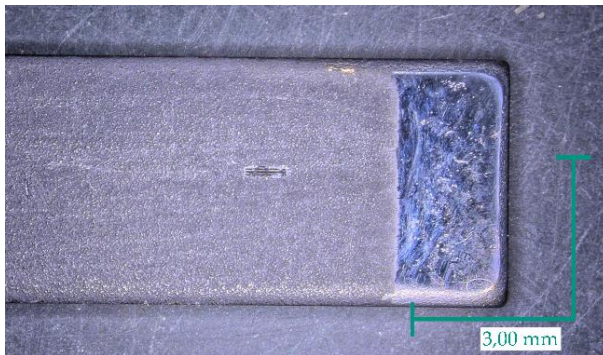
Die Oberflächendaten stehen für die Berechnung der Rauheitsparameter zur Verfügung. Üblicherweise werden für flächenhafte Topografien die S-Werte bestimmt. Im vorgestellten Ablauf werden diese für den Abgleich der virtuellen Oberflächen benötigt und berechnet (siehe Tabelle 4.1). (Joerger et al., 2021d)

Die Oberflächendaten werden mit einem Skript in das CAD-Dateiformat „iges“ überführt. Die Vernetzung erfolgt mit HyperMesh 2019, zunächst zweidimensional mit Viereck- und Dreieckselementen mit unterschiedlichen Kantenlängen (5 μm , 7,5 μm und 10 μm). Danach sind die Knoten die Basis für die Berechnung der Rauheitsparameter der Oberfläche (vgl. dazu Kapitel 2.2.3).

Die Abweichungen zwischen den Rauheitswerten geben den Grad der Übereinstimmung zwischen Vernetzung und gemessener Oberfläche an (Abbildung 4.1, Kasten links). Bei einer hinreichenden quantitativen Übereinstimmung können die Netze für die anschließende FE-Simulation ausgewählt werden.

Zur quantitativen Beurteilung der Qualität der Übertragung werden die flächenhaften Rauheitswerte genutzt, um die Korrelation zwischen den Rauheitswerten der gemessenen und der vernetzten Oberfläche darzustellen (vgl. Tabelle 4.2). Die Auswertung erfolgte anhand der Rauheitswerte S_a , S_z , S_p und S_k (DIN EN ISO 25178-2). Die ersten drei dieser Werte werden üblicherweise in ihrer 2D Form (R_a , R_z , R_p , DIN EN ISO 4287) in der industriellen Fertigung verwendet. Der S_k -Wert (bzw. in 2D R_k , DIN EN ISO 13565-2) gibt den Traganteil einer Oberfläche an und wird bei tribologisch beanspruchten Oberflächen (bspw. Wellen oder Gleitlagerhülsen) genutzt. Die Angabe der Abweichung erfolgt relativ (siehe Kapitel 4.3) unter Bezug auf die gemessenen Rauheitswerte (siehe Tabelle 4.2). Eine positive Angabe bezeichnet, dass der entsprechende Wert der vernetzten Oberfläche größer ist, eine negative steht für einen niedrigeren Wert der vernetzten Oberfläche.

In den folgenden beiden Kapiteln wird zuerst die Übertragung von sechs realen Oberflächen (Abbildung 4.2 – 4.4) in FE-Netze beschrieben. Anschließend folgt die Auswertung auf Basis der Übereinstimmung von Messung und Vernetzung. Die Diskussion der Ergebnisse im Kontext der Methodenerstellung schließt das Kapitel ab.



a) Beschichtete Graphitprobe

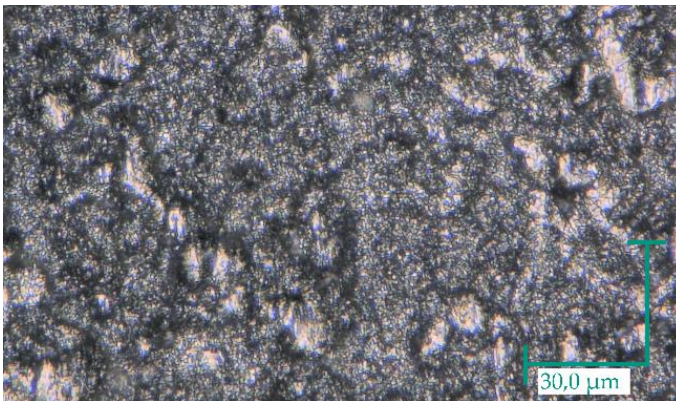


b) Zoom-In auf Mikrotribometerspur

Abbildung 4.2: Reale Oberflächen (Teil 1): Graphitbeschichteter Versuchsträger, der in Mikrotribometerversuchen zur Analyse der Reibwerte genutzt wurde. Im oberen Bild ist der Versuchsträger abgebildet, im unteren ein Zoom auf die Spur des Gegenkörpers des Mikrotribometers. Die Mikrotribometeruntersuchungen wurden durchgeführt von Morstein und Dienwiebel (2021).

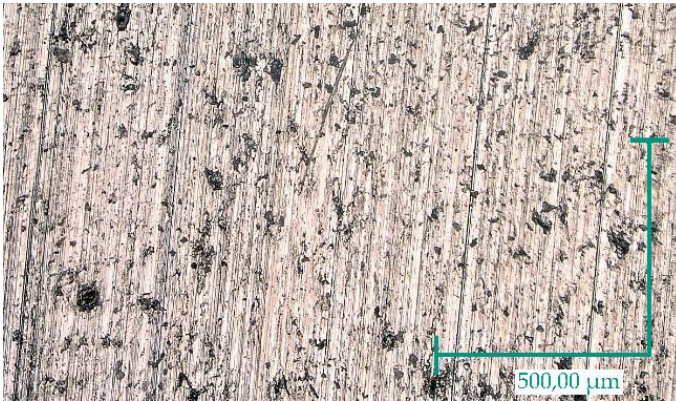


a) Metallsubstratoberfläche aus a)

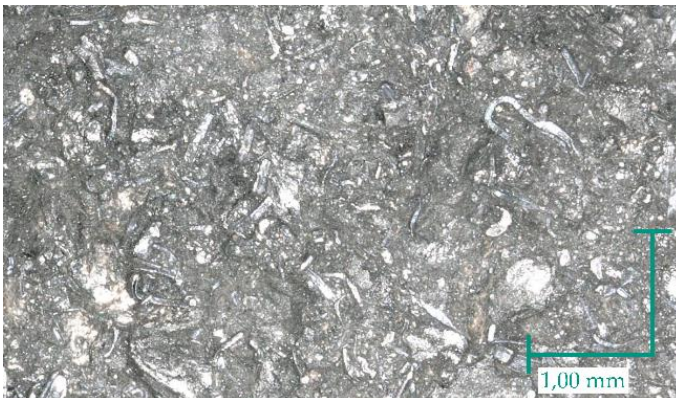


b) Zoom-In auf Graphitoberfläche

Abbildung 4.3: Reale Oberflächen (Teil 2): Im oberen Bild ist die polierte Oberfläche des Versuchsträgers aus Abbildung 4.2 zu sehen. Dieser bildet das Substrat für die Airbrush-Graphitbeschichtung, die im unteren Bild sichtbar ist.



a) Bremsscheibe



b) Bremsbelag

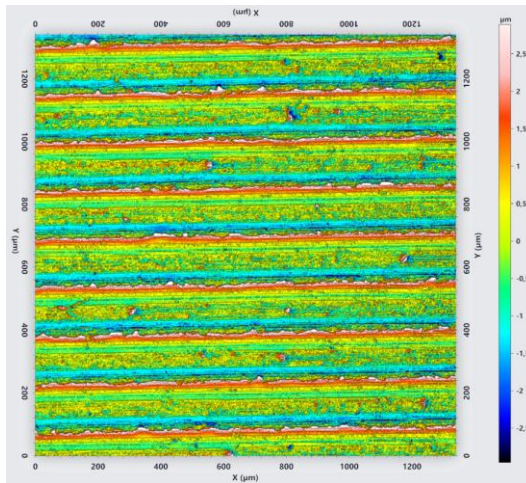
Abbildung 4.4: Reale Oberflächen (Teil 3): Im oberen Bild ist die Oberfläche einer Bremsscheibe abgebildet, die deutliche Kornausbrüche und Bearbeitungsspuren aufweist, im unteren der zugehörige Bremsbelag, bei dem in Harz gebundene Partikel sichtbar sind.

4.2. Erzeugung der FE-Oberflächen

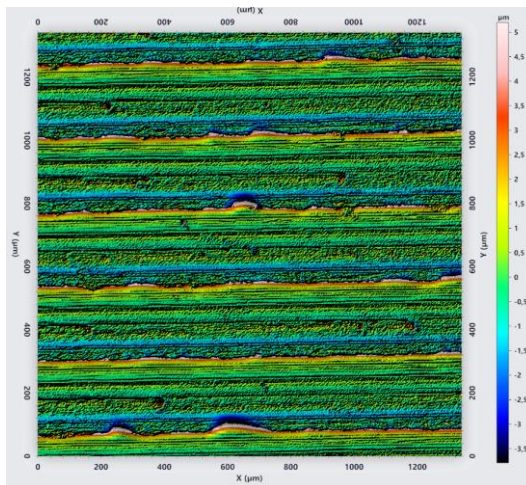
Die Ergebnisse der Übertragung realer Oberflächen in virtuelle Simulationen werden anhand von sechs Beispielen (siehe Abbildung 4.2 – 4.4) dargestellt. Die

Oberflächen 1 - 3 wurden mit einem Drehprozess gefertigt, die Ausprägungen entstehen durch unterschiedliche Vorschubgeschwindigkeiten. Bei Oberfläche 4 (Abbildung 4.2 und 4.3) handelt es sich um einen mit Graphit beschichteten Versuchsträger aus Mikrotribometeruntersuchungen zur Reibung in feststoffgeschmierten Systemen (vgl. Morstein & Dienwiebel, 2021). Oberfläche 5 (Abbildung 4.4a) ist die einer handelsüblichen Bremsscheibe eines Kraftfahrzeug-Bremssystems, Oberfläche 6 (Abbildung 4.4b) die des zugehörigen Bremsbelags.

Der Transferprozess beginnt mit dem Einlesen der Oberflächen mit dem Weißlichtinterferometer (siehe Abbildung 4.1). Das Ergebnis sind Punktwolken (siehe Abbildung 4.5 – 4.8) als Basis für die Weiterverarbeitung.

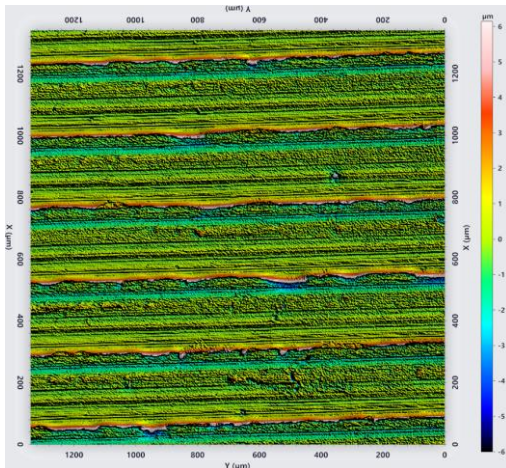


- a) Gedrehte Welle 1. Resultat des Drehprozesses sind feine horizontale Bearbeitungsspuren.



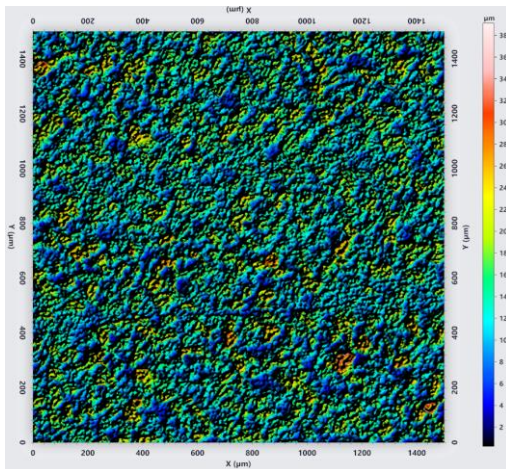
- b) Gedrehte Welle 2. Resultat des Drehprozesses sind mittlere horizontale Bearbeitungsspuren.

Abbildung 4.5: 3D-Darstellung der vermessenen realen Oberflächen. Sie ist notwendig, um die Validität der Messung zu bewerten.



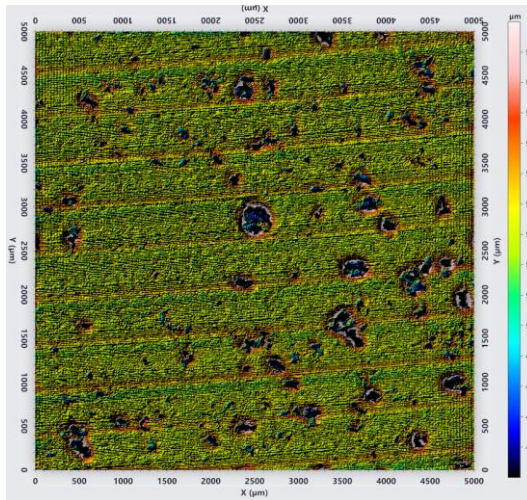
- a) Gedrehte Welle 3. Resultat des Drehprozesses sind grobe horizontale Bearbeitungsspuren.

Abbildung 4.6: 3D-Darstellung der vermessenen realen Oberflächen. Sie ist notwendig, um die Validität der Messung zu bewerten.

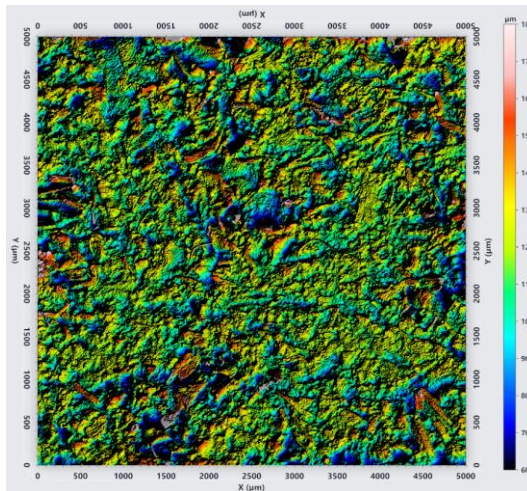


- a) Resultat der Sprühbeschichtung ist eine überwiegend homogene Oberfläche.

Abbildung 4.7: 3D-Darstellung der vermessenen realen Oberflächen. Sie ist notwendig, um die Validität der Messung zu bewerten.



a) Brems Scheibe mit horizontalen Bearbeitungsspuren vom Drehprozess und Kornausbrüchen



b) Bremsbelag, größtenteils inhomogen mit tiefen Tälern und unterschiedlich geformten Spitzen.

Abbildung 4.8: 3D-Darstellung der vermessenen realen Oberflächen. Sie ist notwendig, um die Validität der Messung zu bewerten.

Die ersten drei gedrehten Oberflächen (Abbildung 4.5 und 4.6) zeigen eine ähnliche Struktur, unterscheiden sich aber durch den Abstand der Bearbeitungsnuten. Der Vorschub bei der Fertigung wurde von Oberfläche 1 bis Oberfläche 3 schrittweise erhöht, sodass die Kammlinien bei der dritten Oberfläche weiter auseinander liegen als bei der ersten. Die vierte Oberfläche, die des graphitbeschichteten Versuchsträgers (Abbildung 4.7), zeigt eine gleichmäßige, wellenförmige Struktur, die durch das Airbrush-Beschichten (vgl. Kapitel 5.2.3) entsteht. Die Bremsscheibe (Abbildung 4.8) besitzt eine ähnliche Struktur wie die Oberflächen 1 bis 3, jedoch sind deutliche Ausbrüche erkennbar. Diese sind typisch für das Material Gusseisen, bei dem während der Drehbearbeitung vorwiegend an Gefügegrenzen Partikel ausbrechen. Oberfläche 6, die des Bremsbelags, zeigt eine unstrukturierte Oberfläche; Ursache ist die inhomogene Zusammensetzung. Die gemessenen Rauheitswerte der sechs Oberflächen sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

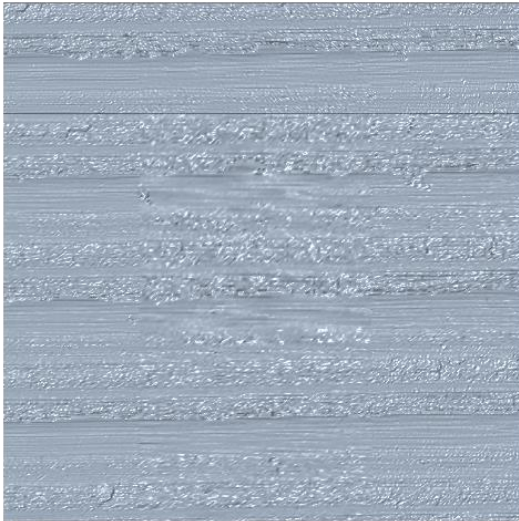
Tabelle 4.1: Gemessene Rauheitswerte der sechs Oberflächen

| | S_a | S_z | S_p | S_v | S_k | S_{pk} |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|----------|
| Oberfläche | μm | μm | μm | μm | μm | μm |
| Welle 1 | 0,801 | 5,852 | 2,893 | 2,959 | 2,179 | 0,89 |
| Welle 2 | 0,803 | 8,99 | 5,20 | 3,79 | 1,891 | 0,849 |
| Welle 3 | 0,859 | 12,15 | 6,15 | 6,00 | 1,97 | 0,847 |
| Graphitbeschichteter Versuchsträger | 4,063 | 41,91 | 28,27 | 13,64 | 12,535 | 0,947 |
| Bremsscheibe | 1,421 | 64,27 | 23,75 | 40,53 | 2,747 | 0,876 |
| Bremsbelag | 12,662 | 67,7 | 41,646 | 26,053 | 39,14 | 0,871 |

Die Punktwolken der Oberflächen enthielten Ausreißer und Fehlstellen aufgrund nichtgemessener Werte. Diese wurden durch Nachbarpunkte interpoliert, sodass schlussendlich eine vollständige Punktwolke der Oberfläche zur Verfügung stand. Im nächsten Schritt wurde eine zweidimensionale Spline-Generierung durchgeführt, um aus den Oberflächenpunkten eine Fläche im CAD zu erzeugen. Die erzeugten Flächen wurden in CAD-Software importiert und sind in Abbildung 4.9 – 4.12 dargestellt.



a) Gedrehte Welle 1



b) Gedrehte Welle 2

Abbildung 4.9: Draufsicht auf die ins CAD übertragenen Oberflächen

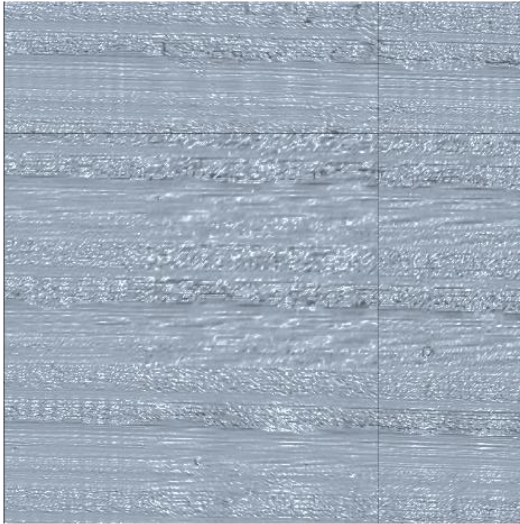


Abbildung 4.10: Draufsicht auf die ins CAD übertragene Oberfläche der gedrehten Welle 3

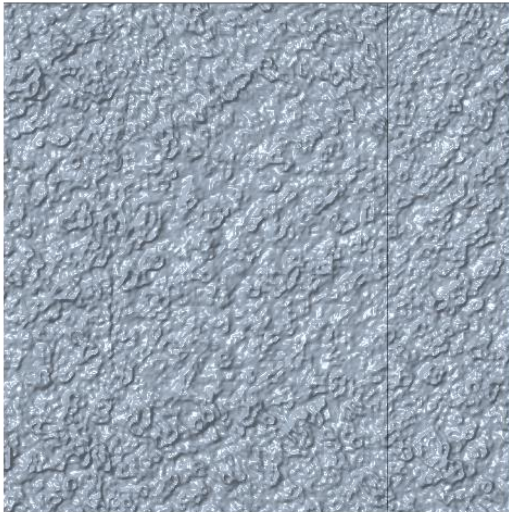
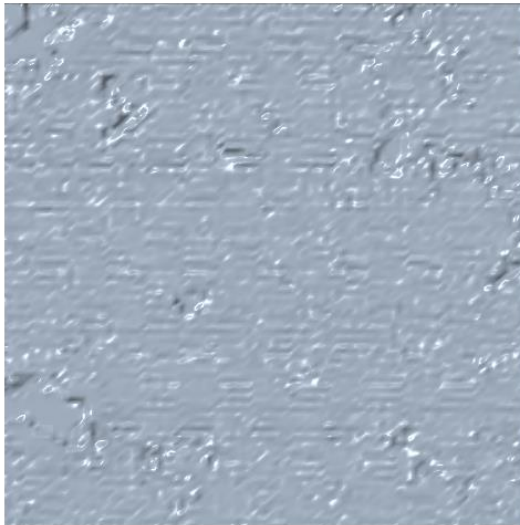
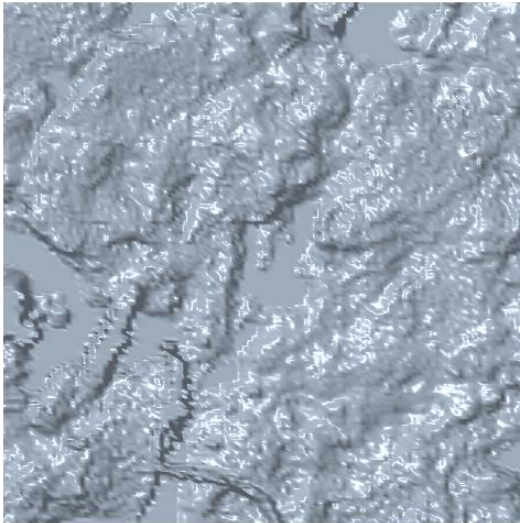


Abbildung 4.11: Draufsicht auf die ins CAD übertragene Oberfläche der graphitbeschichteten Platte



a) Bremsscheibe



b) Bremsbelag

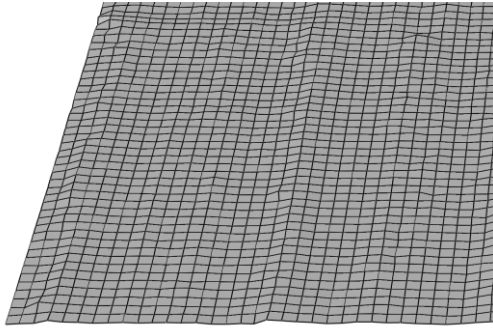
Abbildung 4.12: Draufsicht auf die ins CAD übertragenen Oberflächen

Bei der Spline-Generierung wird bei Bedarf die Oberfläche automatisiert in rechteckige Abschnitte aufgeteilt und für jeden Abschnitt einzeln die Spline-

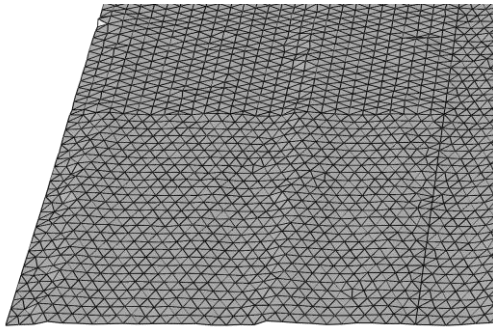
Generierung berechnet. Der Bedarf ergibt sich aus der Anzahl der Messpunkte und den Gradienten der Oberfläche. Durch vertikale und horizontale Linien sind in Abbildung 4.9 und 4.10 die Grenzen der Regionen sichtbar. Diese sind stetig differenzierbar, d. h. es entsteht weder ein Bruch noch eine Kante an diesen Stellen. Daher beeinflussen diese Linien nicht das Ergebnis der Spline-Generierung bzw. des folgenden Vernetzungsvorgangs.

Die Vernetzung der sechs Oberflächen erfolgte mit der Software HyperMesh 2019. Zum Vergleich der Qualität unterschiedlicher Kantenlängen und Elementformen wurde jede Oberfläche mit Vierecken und Dreiecken und mit drei Elementkantenlängen von 5 μm (fein), 7,5 μm (mittel) und 10 μm (grob) vernetzt. Daraus ergaben sich in Summe für die sechs Oberflächen 48 Vernetzungen. Die sechs Vernetzungen der Welle 1 sind in Abbildung 4.13 – 4.15 dargestellt. In der linken Spalte der Schaubilder ist dabei jeweils die Vernetzung mit Vierecken von grob nach fein abgebildet, in der rechten Spalte mit Dreiecken.

Die Vierecke wurden vom Vernetzungsalgorithmus gleichmäßig entsprechend der äußeren Form der Oberfläche angeordnet, sodass die Viereckkanten überwiegend parallel zu den äußeren Kanten verliefen. Wo bei der feinen Vernetzung die Spitzenkämme des Drehvorgangs kaum sichtbar sind, werden bei noch feinerer Vernetzung die Kämme deutlicher erkennbar. In der rechten Spalte zeigt sich, dass der Vernetzungsalgorithmus für Dreiecke die Spline-Hilfslinien als Stützpunkte für Knoten nutzte. Daher ist die Einteilung der Oberfläche in die Hilfsbereiche noch sichtbar. Einen Einfluss auf die Qualität der Vernetzung hat dies nicht, da die Kanten die Oberfläche repräsentieren und somit auch die Vernetzung die Oberfläche immer noch abbildet.

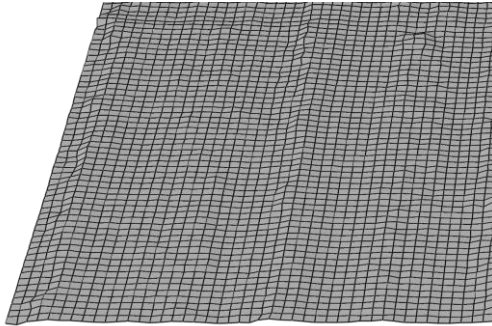


a) Grobe Vernetzung mit Vierecken

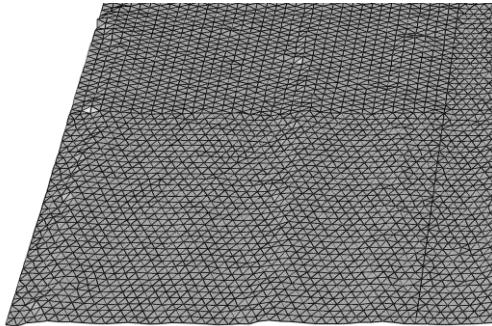


b) Grobe Vernetzung mit Dreiecken

Abbildung 4.13: Qualitativer optischer Vergleich der groben, mittleren und feinen Vernetzung der ersten Oberfläche (Teil 1)

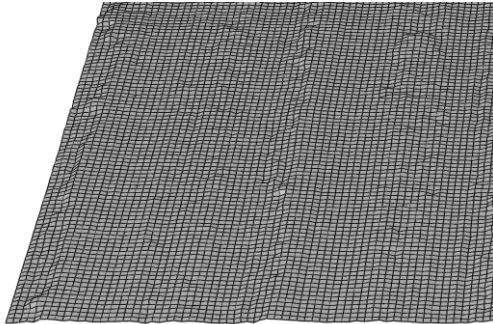


a) Mittlere Vernetzung mit Vierecken

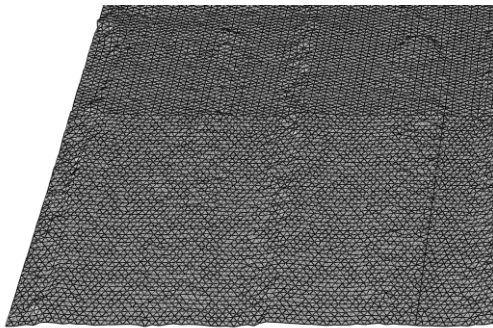


b) Mittlere Vernetzung mit Dreiecken

Abbildung 4.14: Qualitativer optischer Vergleich der groben, mittleren und feinen Vernetzung der ersten Oberfläche (Teil 2)



a) Feine Vernetzung mit Vierecken

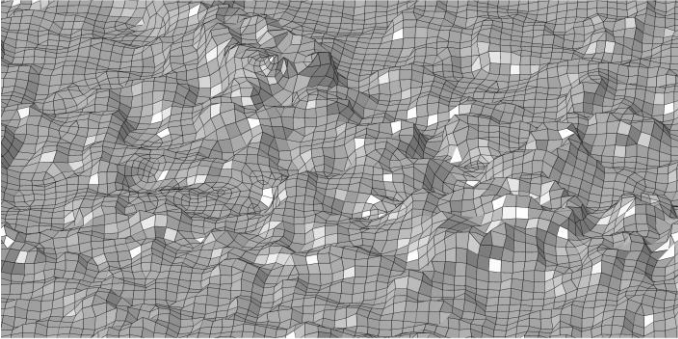


b) Feine Vernetzung mit Dreiecken

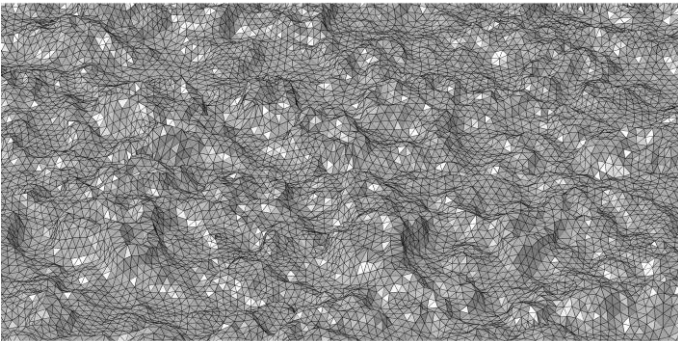
Abbildung 4.15: Qualitativer optischer Vergleich der groben, mittleren und feinen Vernetzung der ersten Oberfläche (Teil 3)

In Abbildung 4.16 und 4.17 sind die vier Vernetzungen der Oberfläche der graphitbeschichteten Platte abgebildet. Sowohl mit den Viereck- als auch mit der Dreieckvernetzung wurden optisch gute Netze erzeugt. Diese kennzeichnen sich durch geringe Verzerrungen der Elemente und eine überwiegend geringe Abweichung der Elementgrößen. Die Oberfläche der graphitbeschichteten Platte weist im Vergleich zur Welle oder zum Bremsbelag nur geringe Steigungen auf, die der Vernetzungsalgorithmus annähern kann. Jedoch bediente sich der Algorithmus im Falle der Vernetzung mit Vierecken eines Hilfsmittels: Um die Oberflächen optimal abbilden zu können, wurden einige Dreieckselemente in die Vernetzung integriert. In Abbildung 4.16 a) und b) sind in einigen Tälern runde Strukturen sichtbar, die der Algorithmus mithilfe von Dreieckselementen erzeugt hat. Die Vernetzung mit Dreieckselementen in der rechten Spalte zeigt keine Auffälligkeiten,

die Vernetzung besteht ausschließlich aus Dreiecken. Die Anzahl der Elemente im Fall der Dreiecksvernetzung ist signifikant größer als die Anzahl der Viereckelemente.

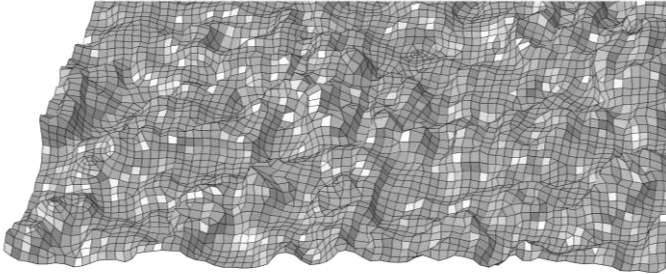


a) Grobe Vernetzung mit Vierecken: Zwischen den Vierecken sind vom Vernetzungsalgorithmus auch Dreiecke platziert worden

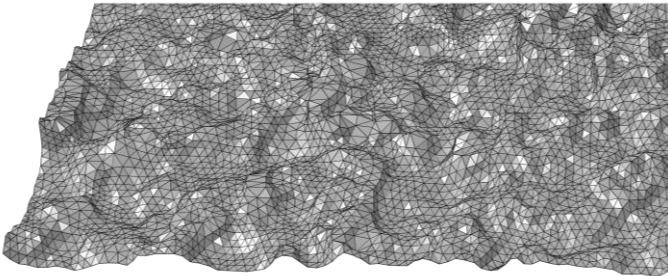


b) Grobe Vernetzung mit Dreiecken: Die Dreiecke bilden die Oberfläche gut ab

Abbildung 4.16: Fokusbetrachtungen der Oberflächen des graphitbeschichteten Versuchsträgers (Teil 1)



a) Grobe Vernetzung mit Vierecken: Die Oberfläche des graphitbeschichteten Versuchsträgers wird problemlos vom Algorithmus abgebildet.

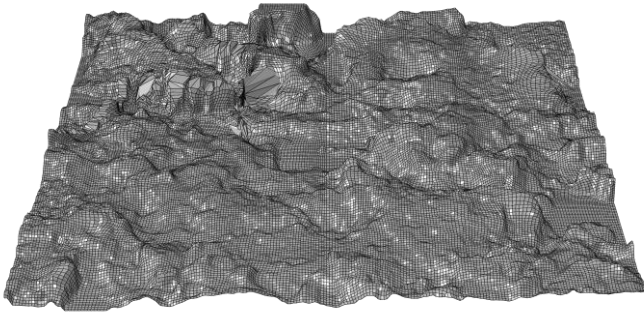


b) Grobe Vernetzung mit Dreiecken: Die Vernetzung erfolgte ausschließlich mit Dreiecken

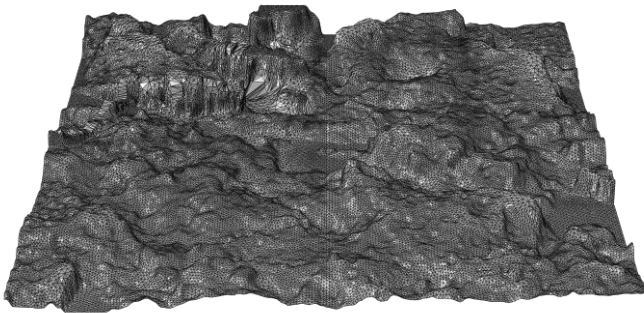
Abbildung 4.17: Fokusbetrachtungen der Oberflächen der graphitbeschichteten Platte (Teil 2)

Die dargestellten, vernetzten Oberflächen der Welle (Abbildung 4.13 - 4.15) und der graphitbeschichteten Platte (Abbildung 4.16 und 4.17) zeigen kontinuierliche Oberflächen ohne Störstellen. Diese sind bei der graphischen Analyse der vernetzten Belagsoberfläche sichtbar. Ein Versagen des Vernetzungsalgorithmus ist aufgrund der stachelartigen Knotenplatzierungen in Abbildung 4.19 a) beim Bremsbelag zu erkennen. Der Vergleich mit den anderen Oberflächen offenbart, dass diese Stacheln insbesondere bei großen Höhenunterschieden (großen Gradienten) in der Oberfläche entstehen. Zur Reduzierung der Höhenunterschiede

können Oberflächentäler abgeschnitten werden, um ein geringeres Höhendelta zu erreichen. Dieser Schritt darf nur durchgeführt werden, wenn in der betrachteten Simulation die Oberflächentäler als tribologisch inaktiv angesehen werden. Dies kann bspw. bei der Berechnung der Reibungszahl mit dem FE-Modell (siehe Kapitel 6) von Bremssystemen erfolgen, da hier die Annahme getroffen wird, dass der Verschleiß nicht als Partikel im Kontakt zurückbleibt.

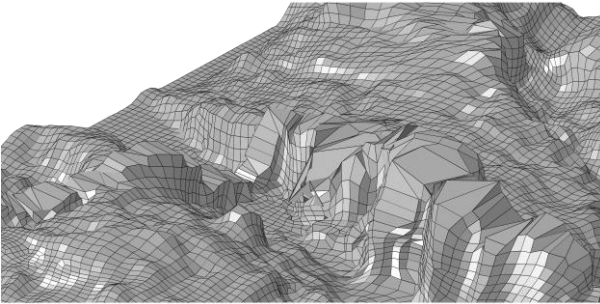


a) Mit Vierecken vernetzte Oberfläche des Bremsbelags

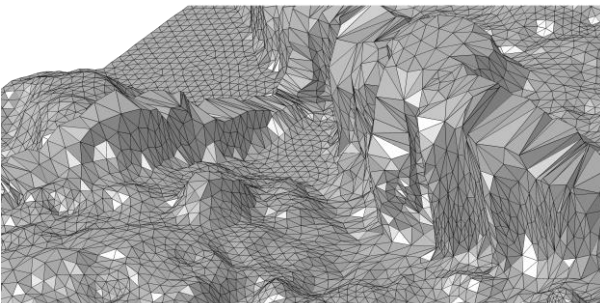


b) Mit Dreiecken vernetzter Bremsbelag

Abbildung 4.18: Oberfläche 6 des Bremsbelags (Teil 1)



- a) Mit Vierecken vernetzte Oberfläche des Bremsbelags:
Durch die tiefen Täler und starken Abhänge kann die Vernetzung nicht ordnungsgemäß durchgeführt werden. Die Probleme führen zu großen Unterschieden in den Elementgrößen und starken Verzerrungen der Elemente.



- b) Mit Dreiecken vernetzte Oberfläche des Bremsbelags: Mit Dreiecken kann der Belag besser, jedoch nicht ausreichend gut vernetzt werden.

Abbildung 4.19: Oberfläche 6 des Bremsbelags (Teil 2)

Als Fazit aus der Erstellung der Oberflächen ergibt sich, dass die optische Analyse der Oberflächen ein wichtiges Mittel ist, um starke Abweichungen zwischen Oberfläche und Vernetzung zu erkennen. Die folgende quantitative Auswertung der Kenngrößen kann dadurch nicht ersetzt werden, da einzelne Ausreißer nicht erkannt werden. Dies ist jedoch von enormer Bedeutung, da bereits einzelne defekte Elemente eine ganze Simulation zum Versagen bringen können.

4.3. Ergebnisse des Vergleichs der Rauheitsparameter der gemessenen und der vernetzten Oberflächen

Betrachtet werden im Folgenden die Abweichungen zwischen gemessenen und virtualisierten Oberflächen der sechs untersuchten Bauteile. Eine Übersicht über die Ergebnisse gibt Tabelle 4.2. Darin sind die minimalen und maximalen Abweichungen der sechs Vernetzungen je Oberfläche dargestellt. Ein positiver Wert bedeutet, dass die virtualisierten Oberflächen umgangssprachlich rauer, ein negativer, dass sie glatter ist.

Der S_a max-Wert für Welle 1 bedeutet, dass der S_a -Wert des Netzes mit der größten Abweichung (S_a max) 4,6 % geringer ist als der Wert am gemessenen Bauteil. In Abbildung 4.20 findet sich dieser Wert in der Gruppe S_a im ersten Balken. Die minimale Abweichung (S_a min) von -3,5 % ist bei der mittleren Dreieckvernetzung zu finden. Unterscheiden sich die Max- und Min-Werte kaum voneinander, liegt nur eine geringe Abweichung zwischen den Oberflächen mit Viereck- und Dreieckelementen vor. Eine Abweichung von 0 % würde bedeuten, dass die Werte einer Vernetzung mit dem gemessenen Bauteil übereinstimmen.

Tabelle 4.2: Maximale und minimale Abweichungen.

| | S_a max | S_a min | S_z max | S_z min | S_p max | S_p min | S_k max | S_k min |
|---------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Welle 1 | -4,6% | -3,5% | 0,9% | 10,3% | 11,5% | 16,1% | -7,6% | -6,6% |
| Welle 2 | -10,7% | -6,0% | 13,1% | 19,3% | 4,0% | 14,1% | -7,4% | -3,3% |
| Welle 3 | -13,6% | -10,5% | 3,5% | 8,0% | 2,8% | 11,0% | -10,2% | -8,0% |
| Graphitplatte | -14,5% | -6,4% | -20,1% | -8,7% | -21,4% | -6,4% | -11,9% | -4,3% |
| Bremsscheibe | -25,3% | -23,6% | -83,2% | -81,4% | -81,9% | -77,1% | -4,4% | -1,0% |
| Bremsbelag | -8,5% | 12,1% | 3,4% | 6,9% | -23,0% | 2,3% | -11,6% | 14,5% |

4.3.1. Oberflächen der Welle 1, 2 und 3

Im Folgenden sind die Vergleiche der Rauheitswerte der gemessenen und der vernetzten Oberflächen aufgeführt. Der Bezug zur Berechnung der prozentualen Abweichung sind die gemessenen Daten, wobei jeder Balken die Abweichung einer Vernetzung darstellt. Die petrolfarbenen Balken in den Diagrammen bilden die Dreieck-, die blauen Balken die Viereckvernetzungen ab. Die drei Balken jeder Farbe gehören zu den Elementkantenlängen 10 μ m (grob), 7,5 μ m (mittel) und 5 μ m (fein).

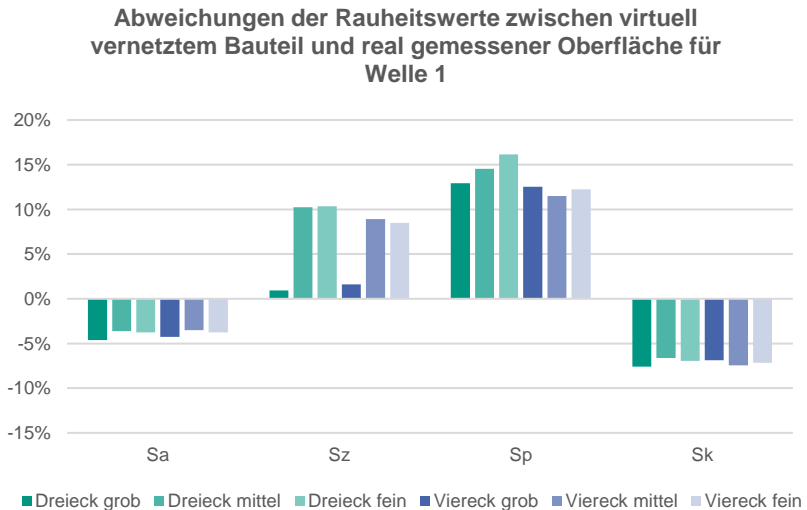


Abbildung 4.20: Welle 1: relative Abweichung der Rauheitswerte

Die erste Oberfläche der Welle 1 mit $S_a = 0,8 \mu\text{m}$ zeigt beim S_a - und beim S_k -Wert negative, beim S_z - sowie dem S_p -Wert positive Abweichungen. Der S_a -Wert der Oberfläche liegt sowohl in der Dreieck- als auch der Viereckvernetzung nahe an den gemessenen Werten. Die drei Werte der jeweiligen Elementtypen zeigen, dass die Verfeinerung des Netzes nicht mit einer nennenswerten Qualitätsverbesserung einhergeht.

Die durchschnittliche Abweichung der Netze von der realen Oberfläche beträgt 3,9 %, was für den S_a -Wert der Oberfläche eine Differenz von 55 nm bedeutet. Im S_z -Wert sind größere Abweichungen von bis zu 10 % zu erkennen. Die beiden groben Vernetzungen (dunkelpetrol und dunkelblau) bilden dabei die reale Oberfläche mit 0,9 % und 1,6 % Unterschied am besten ab. Die größte Differenz beträgt 10,3 % ($\sim 0,6 \mu\text{m}$) für das feine Dreiecknetz. Die größten Abweichungen zwischen gemessener und vernetzter Oberfläche zeigt der S_p -Wert. Alle Vernetzungen haben Abweichungen $>10 \%$ bei durchschnittlich 13,3 % ($\sim 0,4 \mu\text{m}$). Der S_k -Wert besitzt ähnlich dem S_a -Wert einen negativen Trend, wobei alle Vernetzungen die Oberflächen zwischen -5 % und -10 % abdecken. Dies entspricht einer durchschnittlichen Abweichung von -7,1 % ($\sim 0,155 \mu\text{m}$).

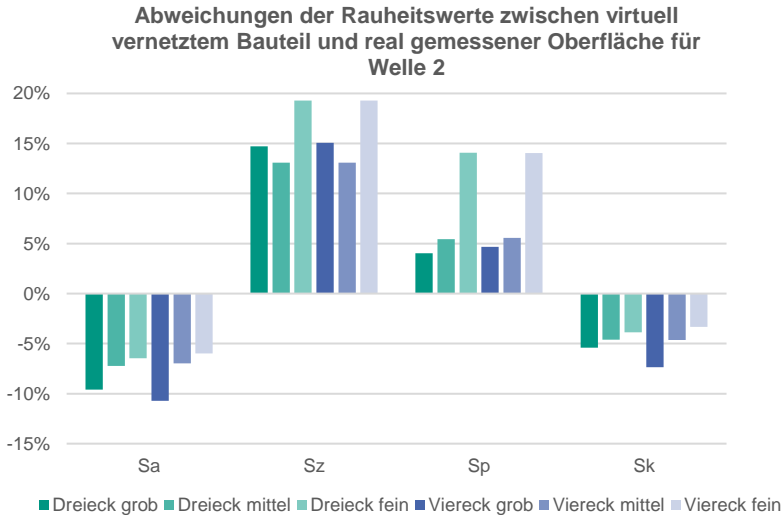


Abbildung 4.21: Welle 2: relative Abweichung der Rauheitswerte

Die Oberfläche der Welle 2 zeigt mit $S_a = 0,803\mu m$ bei den vier Vergleichswerten ein ähnliches Verhalten wie die Oberfläche von Welle 1: Die Abweichungen bei den Vernetzungen sind in Bezug auf den S_a - und den S_k -Wert negativ, bei den S_z - und S_p -Werten positiv. Die S_a -Werte zeigen, dass bei den feinen Vernetzungen mit Dreiecken und Vierecken die jeweils größte Übereinstimmung erreicht wird. Die durchschnittliche Abweichung beträgt -7,8 % (~ -63 nm). Größere Differenzen sind beim S_z -Wert zu beobachten, wobei eine feinere Vernetzung nicht generell in einer besseren Übereinstimmung resultiert. Die feinen Netze sind beim S_p -Wert Ausreißer mit Abweichungen von fast 15 % zur realen Oberfläche. Die Abweichungen bei den S_k -Werten sind negativ und zeigen einen leichten Trend in Richtung geringere Unterschiede bei feinerer Vernetzung.

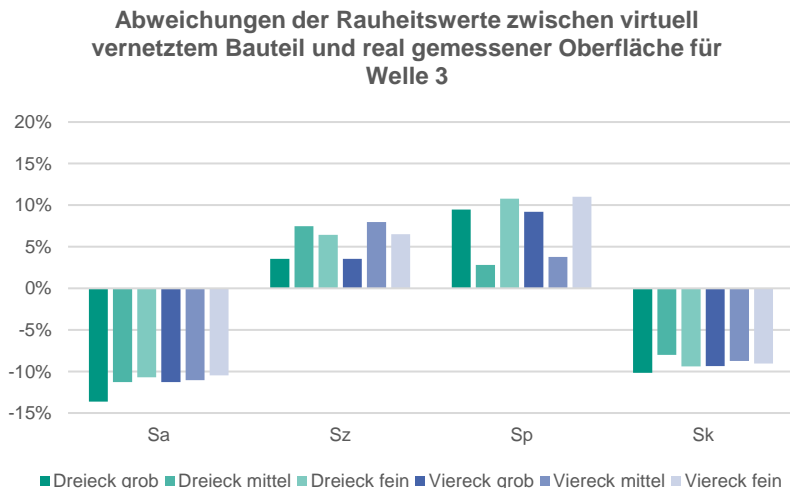


Abbildung 4.22: Welle 3: relative Abweichung der Rauheitswerte

Bei Welle 3 zeigen die Abweichungen der virtuellen von der gemessenen Oberfläche mit $S_a = 0,86 \mu m$ das gleiche Muster wie zuvor. Bei den S_a - und S_k -Werten sind sie negativ, bei den S_z - und S_p -Werten positiv. Die S_a -Werte weichen alle um mehr als 5 % von der realen Oberfläche ab. Die S_z -Werte liegen dagegen kaum mehr als 5 % voneinander entfernt; absolut gesehen sind das $0,7 \mu m$. Die S_p -Werte liegen $\sim 10 \%$ neben den gemessenen Oberflächenwerten, wobei auffällt, dass die mittleren Vernetzungen in beiden Fällen die besten Annäherungen erreichen. Die S_k -Werte befinden sich im Bereich von -10 % und bilden daher die gemessenen Daten mit einer absoluten Abweichung von $-0,18 \mu m$ ab.

Die Ergebnisse der Abweichungen der vernetzten von den gemessenen Oberflächen der Wellen zeigen, dass sich die S_a - und S_k -Werte reduzieren, wohingegen die S_z - und S_p -Werte sich erhöhen. Für alle Oberflächen sind die Werte in ähnlichen Größenordnungen. Eine allgemeingültige Abhängigkeit der Ergebnisgüte von der Vernetzung wird nicht beobachtet.

4.3.2. Oberfläche des mit Graphit beschichteten Versuchsträgers aus Reineisen

Die Oberfläche des mit Graphit beschichteten Versuchsträgers aus Reineisen besitzt aufgrund der Airbrush-Beschichtung eine hügelige Struktur mit wenig spitzen

Formen, sondern vielmehr runden Kuppen. Abbildung 4.23 zeigt die Abweichungen der Oberfläche mit $S_a = 4,06 \mu m$. Alle Differenzen zur gemessenen Fläche sind negativ, die vernetzten Oberflächen sind daher insgesamt flacher. Die größte Abweichung besteht beim S_a -Wert von -14,5 %, was eine absolute Abweichung von $-0,59 \mu m$ bedeutet. Die feine Vernetzung mit Vierecken erreicht eine Abweichung von absolut $-0,26 \mu m$. Die S_z -Werte, die die maximale vertikale Distanz von der Oberfläche angeben, sinken durchschnittlich um -14,3 % ($\sim -5,97 \mu m$). Bei der Betrachtung der Differenzen fällt auf, dass für den mit Graphit beschichteten Versuchsträger die Abweichung mit der Vernetzung korreliert: Von den dunklen zu den hellen Balken sinkt die Abweichung der dargestellten Werte. Je feiner die Vernetzung, desto besser kann diese die reale Oberfläche abbilden. Der Elementtyp zeigt dagegen keinen Einfluss auf die resultierenden Unterschiede.

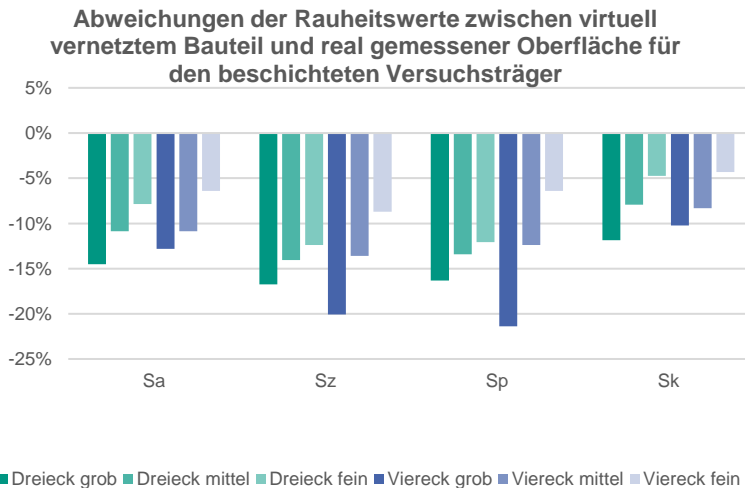


Abbildung 4.23: Graphitbeschichteter Versuchsträger: Relative Abweichung der Rauheitswerte

4.3.3. Oberflächen der Bremsscheibe und des Bremsbelags

Die Rauheitswerte der Bremsscheibe differieren teils erheblich zwischen der virtuellen und der realen Oberfläche. Die Abweichungen zeigen einen negativen Trend, der insbesondere in den S_z - und S_p -Werten sichtbar ist (siehe Abbildung 4.24). Er resultiert aus dem Auffüllen von Rauheitstälern. Vor der Vernetzung der

Oberfläche wurden Täler und Kornausbrüche manuell, künstlich aufgefüllt, da andernfalls keine vollständige Vernetzung möglich war. Durch das Auffüllen der Täler wurde der Minimalwert der Oberfläche angehoben; eine Vernetzung der Oberfläche wurde durch den Ausgleich der starken Differenzen durchführbar.

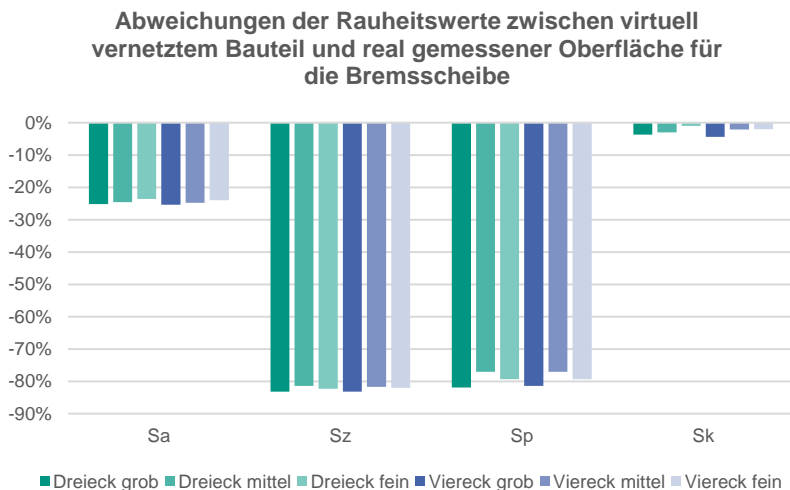


Abbildung 4.24: Bremsscheibe: relative Abweichung der Rauheitswerte

Der S_a -Wert der vernetzten Oberflächen ist durchgängig ca. 25 % geringer als der gemessene. Absolut betrachtet entspricht dies einer Reduzierung des S_a -Werts um ca. $0,3 \mu\text{m}$. Mit beiden Elementtypen wird durch eine Verfeinerung des Netzes die Fähigkeit zur Abbildung der Oberfläche verbessert, auch wenn sie im Vergleich zur Differenz 1,7 % ($\sim 30 \text{ nm}$) nur gering ist. Die Abweichungen der S_z -Werte gegenüber den gemessenen Werten sind mit ca. 80 % recht hoch. Die Schwankungen der Werte zwischen den einzelnen Vernetzungen betragen lediglich 2 %. Das gleiche Bild ergibt sich für die S_p -Werte. Der durchschnittliche Unterschied zur gemessenen Oberfläche beträgt 79,4 %, aber die Schwankung innerhalb der Abweichungen des S_p -Werts nur 4,8 %. Der S_k -Wert beschreibt den Traganteil der Oberfläche und liegt hier unterhalb von 10 %, d. h. der überwiegende Anteil der Oberflächenpunkte der vernetzten Oberflächen liegt in einem ähnlichen Bereich wie die Messpunkte.

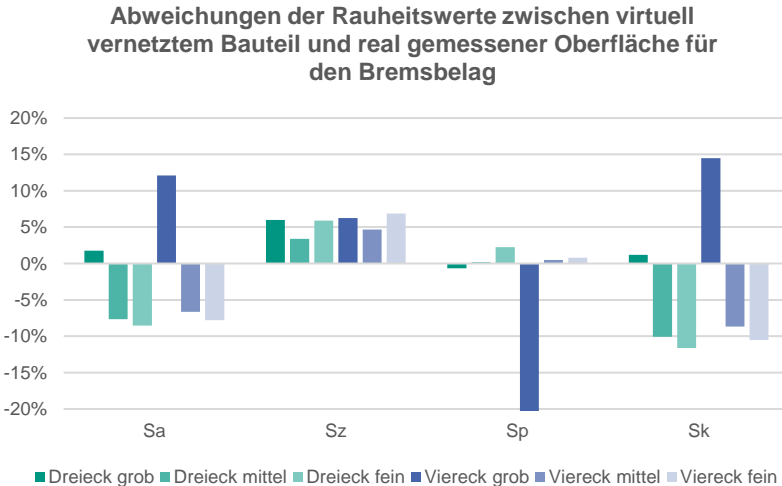


Abbildung 4.25: Bremsbelag: relative Abweichung der Rauheitswerte

Abbildung 4.25 unterscheidet sich von bisher aufgeführten dadurch, dass innerhalb eines S-Werts sowohl positive als auch negative Abweichungen vorhanden sind. Wie bei der Bremsscheibe wurden auch beim Bremsbelag Täler aufgefüllt, um eine Vernetzung zu ermöglichen. Die S_a -Werte bewegen sich zwischen -7 % und +12 %. Ein Einfluss der Feinheit des Netzes oder des Elementtyps ist nicht erkennbar. Alle S_z -Werte der vernetzten Oberflächen sind größer als bei der gemessenen Oberfläche. Bei den S_p -Abweichungen sticht besonders die grobe Viereckvernetzung hervor, die offensichtlich eine Rauheitsspitze abflacht. Die Abweichungen beim S_k -Wert liegen zwischen -12 % und +15 %. Ein Einfluss der Vernetzung ist nicht erkennbar, es fällt lediglich erneut die grobe Viereckvernetzung auf, deren S_k -Wert ausreißt.

4.3.4. Diskussion der Abweichungen der Rauheitswerte

Die Abweichungen der Rauheitswerte bei den drei Oberflächen der Welle zeigen, dass bei den gedrehten Oberflächen die S_a - und S_k -Werte durch die Übertragung in FE-Netze negativ werden, die S_z - und S_p -Werte dagegen positiv. Da bei der Berechnung des S_a -Werts die Gesamtmenge der Oberflächenkoordinaten über alle Punkte hinweg gemittelt wird, ist der Einfluss eines einzelnen Punkts gering. Die Verlagerung der S_a -Werte in den negativen Bereich zeigt somit, dass ein Teil der Oberflächenknoten durch die Spline-Generierung und die Vernetzung abgeflacht

wurde und die FE-Oberfläche gegenüber der gemessenen Oberfläche flacher wird. Die Spline-Generierung führt allerdings dazu, dass die Knoten des FE-Netzes nicht exakt mit den Punkten der gemessenen Oberfläche übereinstimmen. Die dadurch entstehenden Abweichungen führen zur Abflachung des Profils. Da auch der S_k -Wert über einen Mittelwert für 40 % des Materialanteils berechnet wird, sind auch hier die Einflüsse eines einzelnen Messpunkts gering.

Die Berechnung der S_z - und S_p -Werte umfasst die Auswahl der Maximalwerte einer Menge an Punkten. Daher kann hier bereits ein Punkt die Werte stark verändern. Die Abweichung der S_z - und S_p -Werte in den positiven Bereich zeigt, dass bei der Spline-Generierung und der Vernetzung die Knoten so platziert wurden, dass daraus höhere S_z - und S_p -Werte resultieren; in Abbildung 4.26 ist dargestellt, wie die Platzierung der Knoten zu einer Erhöhung der S_z -Werte führen kann. Die Knoten sind nicht direkt auf den Messpunkten angeordnet und daher zum Teil auch in Bereichen, die höher oder niedriger liegen als ein Messpunkt.

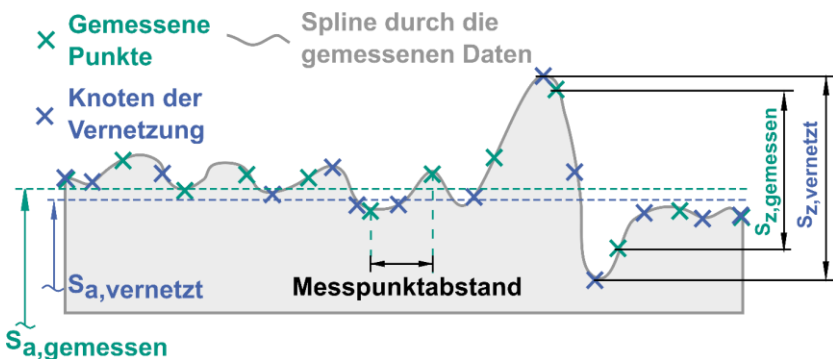


Abbildung 4.26: Durch Abweichungen zwischen den gemessenen Oberflächenpunkten und den Knoten der vernetzten Bauteile entstehen die abweichenden Rauheitswerte.

Der mit Graphit beschichtete Versuchsträger besitzt eine Oberfläche ohne große Gradienten. Die optische Analyse zeigt eine vernetzte Oberfläche, die die gemessene Oberfläche gut abbildet. Die Abweichungen der Rauheitswerte sind negativ, die Oberfläche erhält also durch die Spline-Generierung und die Vernetzung ein flacheres Profil. Eine Mischung von Vernetzungselementen (Dreiecke und Vierecke) ist hier von Vorteil, da die Strukturen in Rauheitstälern so besser abgebildet werden als in Einzelbetrachtungen.

Die Bremsscheibe zeigt ein ähnliches Bild wie die gedrehten Wellen. Die S_a - und S_k -Werte sind negativ, die S_z - und S_p -Werte positiv. Die tendenziell gleiche Ausrichtung der Werte bei Wellen und Scheibe lässt die Schlussfolgerung zu, dass die Werte bei gedrehten Oberflächen durch die Digitalisierung entsprechende Abweichungen zeigen.

Beim Bremsbelag ist die grafische Oberfläche stark durch einzelne Ausreißer beeinflusst. Somit ist die Oberfläche für FE-Simulationen nicht nutzbar, da die deformierten Elemente keine Simulation erlauben würden. Auch die Inkonsistenz zwischen den Abweichungen bei allen sechs Netzen unterstreicht dies.

4.4. Zusammenfassung der Forschungsfrage und Ausblick

Die vorgestellte Methode zur Übertragung realer Oberflächen in FE-Simulationen können Anwender für die Digitalisierung physischer Oberflächen nutzen. Der Aufbau der Methode (Abbildung 4.1) aus einzelnen Schritten ermöglicht das stückweise Bearbeiten und/oder Anpassen der Oberflächen. Die Schritte beziehen sich dabei nicht auf spezielle Software oder Anwendungen. Grundsätzlich benötigt ein Anwender ein Messmittel zum Einlesen der Oberfläche, was bspw. ein Interferometer oder ein Konfokalmikroskop sein kann. Für die Bearbeitung und Auswertung der eingelesenen Daten wird kommerzielle Software oder ein selbsterstellter Code benötigt (vgl. dazu Kapitel 2.3.2).

In weiteren Forschungsarbeiten sollte gezeigt werden, wie die Erzeugung virtueller Bauteile auf Basis der Messdaten direkt erfolgen kann. Somit wäre jeder Messpunkt bei der Vernetzung ein Knotenpunkt und die Spline-Generierung keine Ursache von Unschärfen. Ein solches Vorgehen führt jedoch zu starren Vernetzungen; lokale Verfeinerungen können so nicht umgesetzt werden. Zudem bedingt dieses Vorgehen den Einsatz von selbst-erstelltem Code und ist daher für den zeiteffizienten Einsatz in industriellen Produktentstehungsprozessen eventuell ungeeignet.

Die vorgestellte Methode zur Übertragung von realen Oberflächen in virtuelle Umgebungen (siehe Abbildung 4.1) kann bei der Entwicklung von Bauteilen mithilfe der FEM genutzt werden. Damit ist die Forschungsfrage beantwortet. Die einzelnen Vorgehensschritte werden entweder mit freiverfügbaren Tools oder mit kommerzieller Software (CAD-Software) umgesetzt. Die Übertragung aus der realen in die virtuelle Welt kann durch den Abgleich der Rauheitswerte der gemessenen und der vernetzten Oberflächen validiert werden. Den Produktentwickelnden stehen

somit die Methode selbst sowie ein Werkzeug zur Bewertung der Ergebnisse zur Verfügung.

Eingesetzt werden kann die hier vorgestellte Methode bei der computergestützten Analyse tribologischer Systeme wie etwa von Scheibenbremsen. Bei diesen ist ein sorgfältiges Vorgehen bei der Übertragung notwendig, um aussagekräftige Oberflächen zu erhalten. In Forschungsfrage 3 wird diese Methode genutzt, um aus den realen Oberflächen einer Bremsscheibe und den zugehörigen Belägen virtuelle Bauteile für FE -Simulationen zu erstellen, die anschließend für die Berechnung der Reibungszahlen genutzt werden.

5. Analyse von Graphitschmierungen in Axialkugellagern

Graphit ist seit Jahrhunderten als Schmiermittel bekannt, wird aber im Vergleich zu Öl oder Fett selten nur zu diesem Zweck eingesetzt. Angewendet wird es vielmehr in Bereichen, in denen neben der Schmierwirkung auch eine elektrische Leitfähigkeit verlangt wird, wie in Stromabnehmern von Schienenfahrzeugen oder Bürsten in Elektromotoren. Aufgrund der großen Bindungsenergie der Kohlenstoffatome in Graphit hat dieses Material auch bei hohen Temperaturen ($100^{\circ}\text{C} < T < 350^{\circ}\text{C}$) noch konstante Eigenschaften.

Wird Graphit als Schmiermittel verwendet, erfolgt dies meistens in Verbindung mit einem Zusatzstoff wie Fett oder Öl. Bei den nur von wenigen Herstellern angebotenen Wälzlager sogar ausschließlich. Graphit liegt in diesen Produkten entweder fest gebunden oder als Graphitpaste vor. Da diese Zusatzstoffe die Schmierwirkung beeinflussen, ist der Einfluss von reinem Graphit auf die Reibung in Wälzlager unbekannt. In dieser Forschungslücke setzt die hier vorliegende Arbeit an.

Das übergeordnete Ziel des Forschungsprojekts, in dessen Rahmen diese Arbeit entstand, ist die Untersuchung feststoffgeschmierter Systeme. Fokussiert auf die Anwendung Wälzlager und das Schmiermittel Graphit, soll am IPEK ein Demonstrator eines auf Lebensdauer mit Graphit geschmierten Axialkugellagers entwickelt werden, das ein konstantes Reibungszahlniveau – auch bei hohen Temperaturen – aufweist.

Für die Entwicklung dieses Axialkugellagers werden physische Versuche (Experimente) und numerische Simulationen durchgeführt, um die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf weitere Baugrößen sicherstellen zu können. Dazu ist die Definition von Parametern notwendig, anhand derer ein Abgleich des Simulationsmodells mit den Versuchsergebnissen durchgeführt werden kann. Zur Untersuchung wurde ein Axiallager der Baugröße 51208 ausgewählt, da diese Lagerbauform kraftlos und somit beschädigungslos zerlegt, untersucht und auch wieder zusammengesetzt werden kann. Hieraus leitet sich die zweite Forschungsfrage ab:

Forschungsfrage 2: Welche Parameter zur Beschreibung des Reibungsverhaltens graphitgeschmierter Axialkugellager müssen in numerischen Modellen abgebildet werden, um die Modelle für die Weiterentwicklung von Axialkugellagern nutzen zu können?

5.1. Untersuchungsvorgehen

Um die Forschungsfrage beantworten zu können, wird zunächst das Schmiermittel Graphit als Wälzlagerschmierstoff untersucht. Dazu ist die Entwicklung einer individualisierten Prüfumgebung notwendig; hier wird auf eine bereits vorhandene Umgebung zurückgegriffen (siehe dazu Joerger et al., 2019a, Joerger, Lin, Bause, Spadinger & Albers, 2020). Die darauf aufbauenden Untersuchungen (Joerger & Albers, 2020, Joerger, Morstein, Dienwiebel & Albers, 2021b, Joerger et al., 2021a, Joerger, Spadinger, Bause, Ott & Albers, 2022c, Joerger et al., 2022b) führen zu den relevanten Kenngrößen, die in der Simulation abgebildet werden müssen, damit das Mehrkörpersimulationsmodell mit den Messergebnissen abgeglichen werden kann. Der skalenübergreifende Charakter ergibt sich durch die Übertragung der Reibungseigenschaften in den Einzelkontakten (zwischen Kugeln und Ringen) auf das Simulationsmodell.

Schmiermittel

Die Methode zur Analyse der graphitgeschmierten Wälzlager und die numerischen Simulationen unterstützen deren Entwicklung. Für den Betrieb eines Wälzlagers ist neben den Bauteilen auch eine Schmierung notwendig. Die Sicherstellung der Schmierung erfordert neben dem Schmiermittel selbst einen Aufbringungsmechanismus. Bei einer Fettschmierung ist dieser den Fettfibrillen zuzuordnen, da diese das Speichern des Schmierstoffs am tribologischen Kontakt übernehmen. Wird Öl als Schmierstoff verwendet, kann die Aufbringung durch bspw. eine Ölumlauf- oder Ölbad Schmierung erfolgen. Da sich Graphit von den fett- bzw. ölbasierten Schmiermitteln unterscheidet, muss erst ein Aufbringungsmechanismus entwickelt werden.

Um Graphit zur Schmierung der Wälzlager einsetzen zu können, wird es zunächst mit Ethanol vermischt; in dieser Dispersion liegen nun Graphitpartikel und Ethanol in separaten Phasen vor. Mittels einer Airbrush-Lackierpistole wird die Graphitdispersion in der Prüfumgebung zerstäubt und auf die Kontaktflächen aufgebracht (Abbildung 5.12). Das Ethanol wird dabei durch die zugeführte Druckluft feinst verteilt und das Verdunsten wird beschleunigt, sodass bereits nach wenigen Sekunden nur noch reines Graphit im Kontakt vorhanden ist.

Im Betrieb muss die Schmierung in Intervallen von ca. 60 s wiederholt werden, dass die Axialkugellager kontinuierlich geschmiert sind. Bleibt die Schmierung aus, entstehen Stahl-Stahl-Kontakte (vgl. Abbildung 5.1).

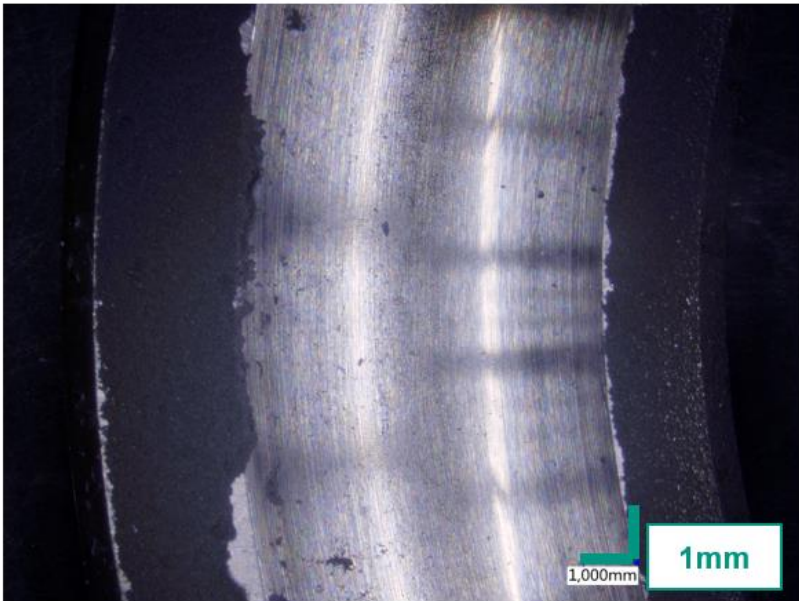


Abbildung 5.1: Lagerring eines initial mit Graphit beschichteten Axialkugellagers: Auf den ringförmigen Bereichen um die Laufbahn ist Graphit als mattschwarze Schicht sichtbar. Auf der Laufbahn hat sich das Graphit bereits nach wenigen Umdrehungen von der Oberfläche gelöst.

Prüfumgebung

Das System aus Axialkugellager und Airbrush-Pistole mit Graphitdispersion muss für die Prüfstandsuntersuchungen zwei Bedingungen erfüllen. Die kinematischen Anforderungen des Axialkugellagers müssen erfüllt werden und gegenüber der Umgebung ist eine entsprechende Abdichtung zu gewährleisten, um das Einbringen der Schmierung in die Lager sicherzustellen. Im Betrieb erfordern Axialkugellager eine kontinuierliche Drehbewegung bei kontinuierlicher Axialkraft. Ähnliche Bedingungen sind auch in Axialkolbenmaschinen zu finden, die am IPEK bereits in

der Prüfumgebung **IPEK ReibungsPrüfstand Rotatorisch** (IPEK RPR, Beschreibung siehe Blust, 2017) untersucht wurden. Da sich die kinematischen Anforderungen zwischen Axialkolbenmaschinen und Axiallagern ähneln, ist die Prüfumgebung für die durchzuführenden Untersuchungen geeignet.

Im Folgenden werden die Axialkugellager, die Weiterentwicklung der Prüfumgebung und die Entwicklung der Nachschmiereinheit dargestellt. Anschließend folgen die Ergebnisse der physischen Versuche und der numerischen Simulationen.

5.2. Physische Untersuchung

5.2.1. Axialkugellager

Für die Untersuchung wurden Axialkugellager der Baureihe 51208 ausgewählt. Zum einen können Axiallager problemlos zerlegt, untersucht und wieder zusammengebaut werden und zum anderen herrscht in ihnen eine homogene Belastungssituation, da die Last zeitunabhängig von allen Kugeln ge- und übertragen wird. Die Baureihe 51208 bietet dabei aufgrund ihrer Größenordnung günstige optische Bedingungen zur Untersuchung der Kontaktflächen.

Die äußeren Abmessungen (Abbildung 5.2, links) der Axiallager sind in den Herstellerangaben zu finden. Die für die Kontaktuntersuchungen ebenfalls notwendigen inneren Abmessungen der Axialkugellagerkomponenten (Kugeldurchmesser, Anzahl der Kugeln, Laufbahndurchmesser siehe Abbildung 5.2, rechts) wurden u. a. mithilfe eines Digitalmikroskops ermittelt, da sie als funktionsrelevante Parameter als Betriebsgeheimnis gelten und von den Herstellern nicht veröffentlicht werden.

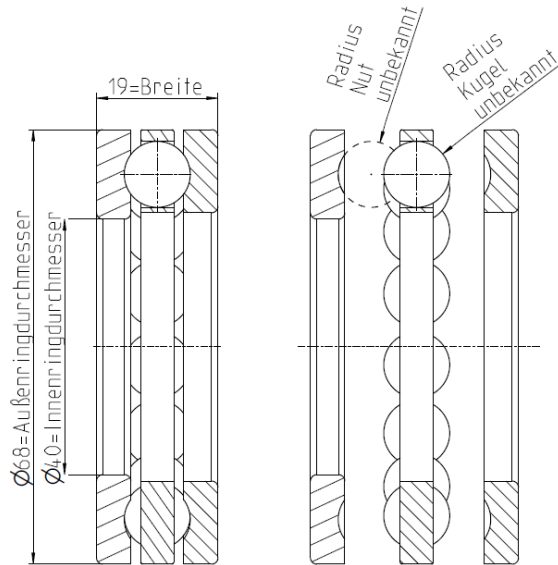


Abbildung 5.2: Lagerabmessungen Baureihe 51208

Tabelle 5.1: Lagereigenschaften (Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2021)

| | |
|-------------------------|-------------|
| Anzahl Kugeln | 15 |
| Dynamische Tragzahl | 44.000 N |
| Grenzdrehzahl | 5.500 1/min |
| Gewicht | 268 g |
| Betriebstemperatur max. | 150 °C |

Der Durchmesser des Innenrings ist kleiner als der des Außenrings, um das Lager auf der Welle zu fügen und einen Kontakt des Außenrings mit der Welle zu vermeiden. Die Kugeln werden vom Rillengrund geführt, sie führen dann wiederum den Käfig (siehe Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2021, S. 21). Im Gegensatz zu Radiallagern sind die Bauteile bei Axialkugellagern in axialer Richtung nicht über einen Formschluss verbunden und lassen sich einfach zerlegen.

Eine Minimaldrehzahl ist notwendig, um das ordnungsgemäße Abrollen der Kugeln in der Laufbahn sicherzustellen und gleichzeitig radiale Kontakte zwischen Käfig und Kugel zu minimieren. Bei einer Entlastung der Lager im Betrieb würden die

Kugeln sich aus der über die Laufbahn definierten, optimalen Bewegung herausbewegen und die radialen Kontakte zwischen Käfig und Kugeln überlastet werden. Daher muss im Betrieb von Axialkugellagern eine kontinuierliche Axialkraft sichergestellt werden.

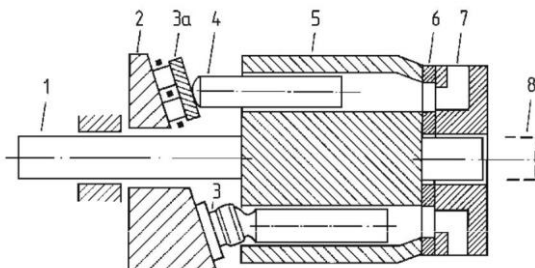
Neben der Minimallast ist die Lastsituation ein weiterer Unterschied zu Radiallagern. Wo bei Radiallagern eine Kugel zyklisch die Maximallast trägt, erfolgt die Belastung der Kugeln in Axiallagern gleichmäßig. Somit können diese eine im Vergleich zu größenähnlichen Radiallagern erhöhte Last tragen.

5.2.2. Prüfumgebung

RPR Generation 1

Im Verlauf des Forschungsprojekts, in dessen Rahmen diese Untersuchungen stattgefunden haben, soll ein auf Lebenszeit mit Graphit geschmiertes Axiallager entwickelt werden. Die Kinematik der Axialkugellager erfordert ein Antriebsmoment, um die Rotationsbewegung zu erzeugen und eine kontinuierliche Axialkraft, um die optimalen Abrollverhältnisse von Ringen, Kugeln und Käfig sicherzustellen.

Abbildung 5.3 zeigt eine Schnittansicht einer Axialkolbenmaschine. Die Zylindertrommel (5) wird dabei durch die Welle (1) angetrieben. Die Schrägstellung der Platten 2 und 3a gewährleistet ein zyklisches Hinein- und Herausgleiten der Zylinder (4), die wiederum den Druck im Bereich 7 aufbauen. Zwischen Zylindertrommel (5) und Steuerplatte (6) liegen eine Drehbewegung und eine kontinuierliche Axialkraft vor, die die Dichtigkeit des Systems gewährleistet. An dieser Stelle herrschen also ähnliche kinematische Bedingungen wie in den Axiallagern.



Steuerscheibe 6 und Anschlüsse 7 um 90° versetzt gezeichnet

Abbildung 5.3: Axialkolbenpumpe (Matthies & Renius, 2011, S. 63)

In einem vorangegangenen Forschungsprojekt wurde dieser Kontakt von Blust untersucht (Blust, 2017). Am IPEK ist die Prüfumgebung **ReibungsPrüfstand Rotatorisch** (kurz RPR, dargestellt in Abbildung 5.4) vorhanden, die die Bedingungen bereits grundsätzlich abbildet.

Die Prüfumgebung stellt dabei die Umgebung dar, die über eine Konfiguration an die jeweiligen Prüflinge angepasst werden kann. Die Analyse des Reibungsverhaltens der Axiallager erfordert somit die Änderung der Konfiguration der Prüfumgebung. Die Entwicklung der Konfiguration für Axialkugellager wird im Folgenden beschrieben und systematisch durchgeführt.

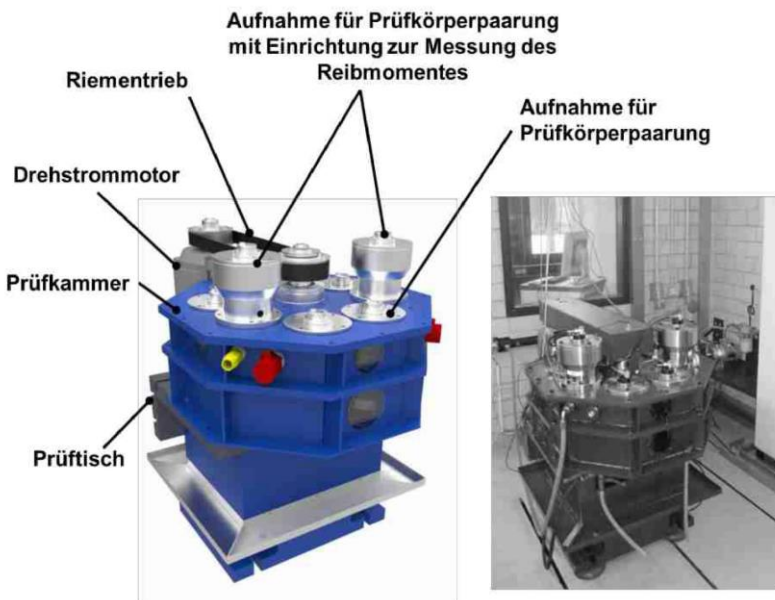


Abbildung 5.4: IPEK RPR – Prüfumgebung zur Untersuchung des Zylindertrommel-Steuerplatten-Kontakts (Blust, 2017)

Der RPR der ersten Generation besteht aus sechs Teilsystemen. In Abbildung 5.5 ist die Prüfumgebung in einer Schnittdarstellung abgebildet, bei der die Teilsysteme unterschiedlich eingefärbt sind. Das erste ist der Antriebsstrang (gelb): Die Drehbewegung wird über einen SEW DRL180 Asynchronmotor erzeugt, der rückseitig montiert ist. Die Übertragung der Drehbewegung (siehe Kraftfluss in Abbildung 5.6) erfolgt durch einen auf der Oberseite angebrachten Zahnriemen auf

eine Welle, die die Bewegung in das unterhalb der Prüfkammer liegende Getriebe überträgt. Dort wird die Drehbewegung über das Sonnenrad auf die acht Planetenräder übertragen. Diese Konstruktion wurde gewählt, um im Getriebe eine Ölbadschmierung mit bestmöglichen Dichtungseigenschaften zu erreichen, da die Dichtungen fern vom Ölbad montiert werden können und somit nur eine geringe Gefahr einer Leckage beim Betrieb besteht. Das Ölbad versorgt neben der Verzahnung auch die in der Getriebekammer angebrachten Lager mit Öl. Aufgrund der kontinuierlichen Axialkraft wurde die Lagerung der Getriebewelle entsprechend dem Prinzip „Trennung der Funktionen“ umgesetzt. Die radiale Lagerung erfolgt über zwei Radialrillenkugellager. In axialer Richtung muss die kontinuierliche Axialkraft von bis zu 8 kN getragen werden, weshalb hier Zylinderrollenlager eingesetzt werden.

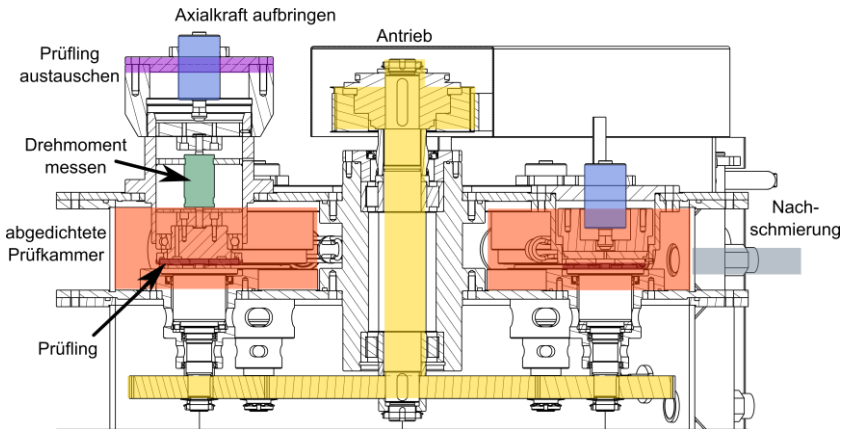


Abbildung 5.5: Generation 1 des RPR zum Testen der Zylindertrommel-Steuerplatte-Kontakte. Die Farben stellen die unterschiedlichen Teilsysteme des RPR dar (vgl. Tabelle 5.2 und Blust, 2017).

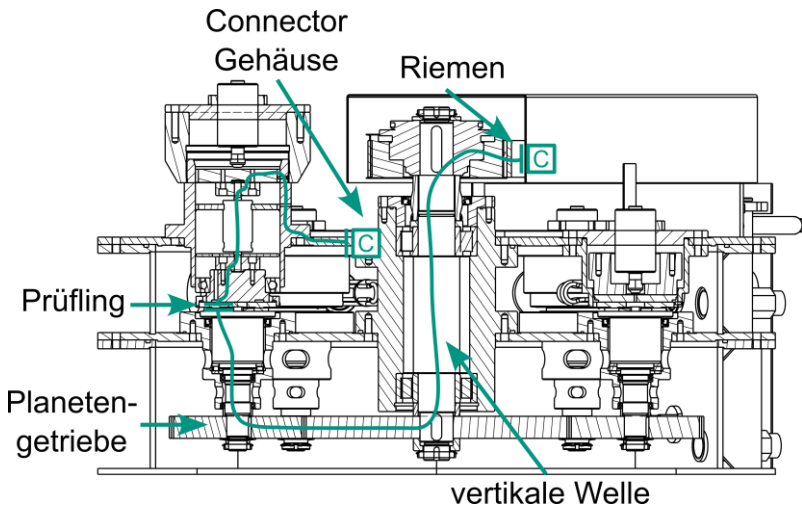


Abbildung 5.6: Mit dem C&C²-Ansatz modellierter Kraftfluss im Antriebsstrang des RPR. Der Kraftfluss verläuft über den Riemen, die vertikal angeordnete Welle, das Planetengetriebe in den Prüfling, von wo aus der Kraftfluss in das Gehäuse abgeleitet wird. (Joerger et al., 2019a)

Oberhalb des Getriebes sitzt die Prüfkammer (orange), die über Radialwellendichtringe gegenüber der Welle abgedichtet wird. In der ersten Generation des RPR wurde die Prüfkammer mit Öl gefüllt und enthielt die nasslaufenden Prüflinge. Die Abdichtung wurde ausgeführt, da sich die Öle von Getriebe und Prüflingen unterschieden. In der Messkammer sind in zwei von acht Prüfstellen Drehmomentmesseinheiten (grün) eingebaut. Die übrigen sechs Kammern sind Mitlaufkammern, die bspw. für Langzeittests genutzt werden können. Die Messeinheit besteht in Generation 1 aus einem Drehmomentsensor, der das über die tribologische Paarung übertragene Drehmoment misst und dafür oberhalb in Umfangsrichtung abgestützt wird. Darüber sitzt ein Hydraulikzylinder (blau) zur Aufbringung der Axialkraft. Der zuletzt beschriebene Teil kann ausgebaut und der Prüfling herausgenommen werden. Neben dieser Öffnung (lila) sind seitlich Öffnungen angebracht, die für das Filtern, Erhitzen oder Kühlen des Öls in der Prüfkammer (grau) genutzt wurden.

Beschreibung der Änderungen

Auf Basis der Systemanalyse des RPR der ersten Generation werden die notwendigen Änderungen zur Untersuchung graphitgeschmierter Axialkugellager

sichtbar. Durch dieses strukturierte Vorgehen können die Anpassungen in Variationsarten nach Albert Albers, Bursac & Rapp, 2017 eingeteilt werden. Dies ermöglicht eine Aufwands- und Risikoabschätzung der Anpassungen an die Prüfumgebung.

Die Änderungen sind gemäß Abbildung 5.7 in Übernahme-, Prinzip- und Ausprägungsvariation aufgeteilt. Beim Antriebsstrang, bei der Momentmessung und beim Prüflingswechsel liegen Übernahmevariationen vor, da bei diesen drei Systemen keine Änderungen gegenüber der ersten Generation vorgenommen wurden.

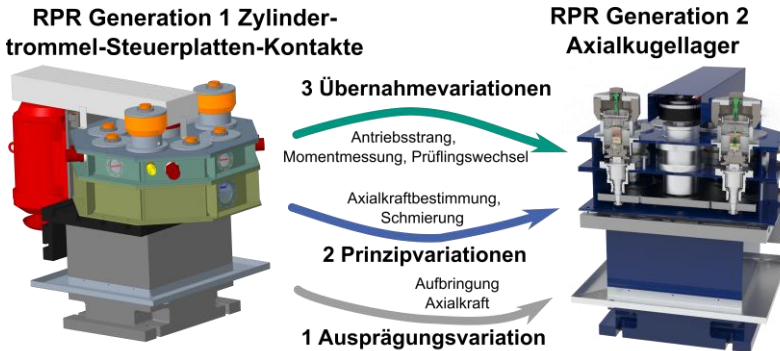


Abbildung 5.7: Vergleich RPR der Generationen 1 und 2

Die erste Prinzipvariation ist die Schmierung der Axialkugellager: Die bisherige Ölbadschmierung wurde gegen eine Schmierung per Airbrush-Pistolen mit Graphitdispersion ausgetauscht. Die für die Aufbringung der Axialkraft bereits vorhandene Pneumatik konnte über die seitlichen Öffnungen in die Prüfkammer geführt und für die Versorgung und Aktuierung der Airbrush-Pistolen genutzt werden. Die Graphitdispersion befindet sich in einem oberhalb angebrachten Tank und fließt bei Aktuierung aufgrund der Schwerkraft selbstständig nach.

Die zweite Prinzipvariation ist die Messung der aufgetragenen Axialkraft über einen Kraftsensor. Zuvor wurde die Axialkraft aus dem Hydraulikdruck berechnet. Diese Änderung stellt eine Prinzipvariation dar und führt zu einer erhöhten Messgenauigkeit, da die Größe selbst gemessen wird und nicht berechnet werden muss.

Anpassungen für RPR Generation 2

Für die Aufnahme der Axialkugellager erfolgten Anpassungen bei den Teilsystemen am RPR. Diese sind in Abbildung 5.8 analog zu Abbildung 5.5 farblich gekennzeichnet. Das erste Teilsystem, der Antriebsstrang, kann unverändert in die zweite Generation übernommen werden. Einzige Veränderung ist die Erneuerung von Verschleißteilen wie Lager und Dichtungen. Die Prüflager werden an der gleichen Stelle eingesetzt. Antriebswelle und Prüflager werden über Adapterplatten verbunden. Die einfache Konstruktion der Adapterplatten erlaubt zudem das zeiteffiziente Testen weiterer Axiallagergrößen.

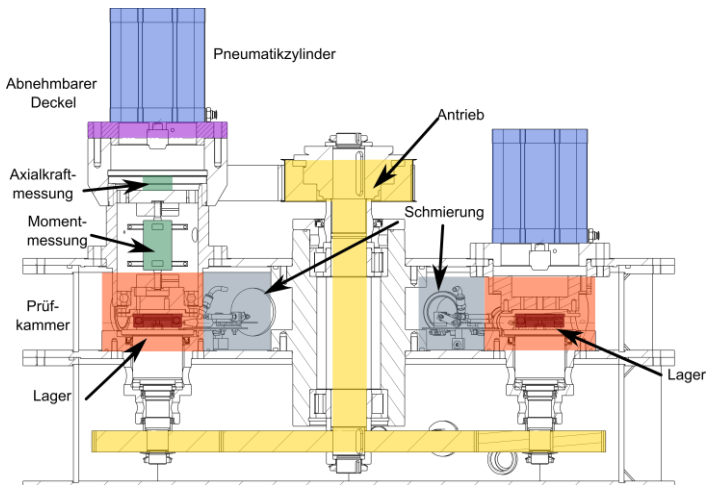


Abbildung 5.8: Generation 2 des RPR für graphitgeschmierte Axialkugellager. Die Farben geben die Teilsysteme des RPR an.

Die Drehmomentmesseinheit (grün in Abbildung 5.8) wird beibehalten, da in beiden Generationen das übertragene Moment zur Berechnung der Reibungszahl genutzt wird. Die Axialkraft wurde über Hydraulikzylinder aufgebracht, die aufgrund der möglichen Undichtigkeit gegen Pneumatikzylinder (blau in Abbildung 5.8) ausgetauscht werden.

Die Nachschmierung wurde über eine Ölbadschmierung erzeugt. Wie zuvor beschrieben ist diese Form der Schmierung für Graphitdispersion nicht geeignet, da das Ethanol unverzüglich verdampft. Zur Schmierung wurden Airbrush-Pistolen in der Prüfkammer montiert (siehe Abbildung 5.9), die über Pneumatikzylinder aktuiert

werden. Die zugeführte Menge an Graphitdispersion wird über einen Durchflusssensor gemessen.

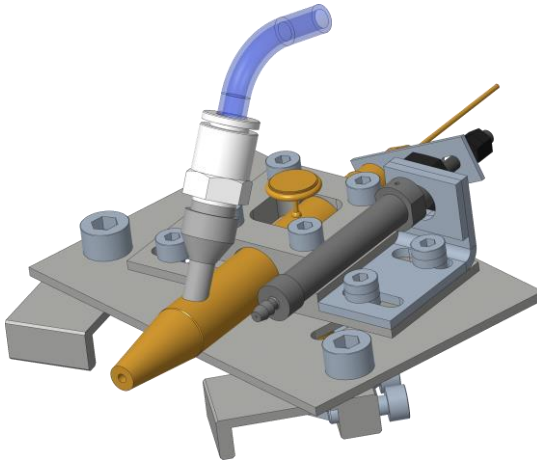


Abbildung 5.9: Die Aktuierung der Nachschmiereinheit erfolgt über den grauen Zylinder; die Graphitdispersion wird über den blauen Schlauch in die Pistole geleitet.

Die Anpassungen ermöglichen das Testen der Axialkugellager mit Graphitschmierung. Die angepasste Prüfumgebung ist in Abbildung 5.10 zu sehen.



Abbildung 5.10: Zweite Generation des RPR zum Testen von Axialkugellagern mit Graphitschmierung

Bewertung des Entwicklungsrisikos







Die Abschätzung des Entwicklungsrisikos der Veränderungen am RPR von Generation 1 kann mithilfe der Variationsarten erfolgen. Das Risiko beschreibt dabei die Wahrscheinlichkeit, dass ein Teilsystem nicht wie gewünscht funktioniert.

Die drei Übernahmevariationen (betreffend Antriebsstrang, Drehmomentmessung und Prüflingsaustausch) bergen nur ein geringes Entwicklungsrisiko, da alle drei Teilsysteme bereits verwendet wurden und zuverlässig funktionieren. Die Axialkraft wird in der zweiten Generation über einen Pneumatikzylinder aufgebracht, der gegenüber dem Hydraulikzylinder den Vorteil hat, dass keine Leckage von

Hydrauliköl erfolgen kann. Der Austausch ist daher mit einem geringen Risiko verbunden.

In Generation 1 wurde die Axialkraft aus dem Messwert eines Hydraulikdrucksensors und der Kolbenfläche berechnet. Jetzt wird die Axialkraft durch einen Kraftsensor gemessen. Somit wird die Zielgröße selbst gemessen und daher wird das aus der Änderung resultierende Entwicklungsrisiko als gering eingeschätzt.

Tabelle 5.2: Vergleich der Teilsysteme von RPR Generation 1 und Generation 2 in Bezug auf die Variationsarten

| Teilsystem (Farben entsprechen Abbildung 5.8) | RPR Gen. 1 (Axialkolben- pumpen) | RPR Gen. 2 (Axialkugellager) | Überwiegende Variationsart |
|---|--|---------------------------------|-------------------------------|
|  Antriebsstrang | Motor, Riemen und Getriebe | Motor, Riemen und Getriebe | ÜV |
|  Prüflingswechsel | Oberhalb Prüfkammer | Oberhalb Prüfkammer | ÜV |
|  Momentmessung | Momentensensor | Momentensensor | ÜV |
|  Schmierung | Ölbad | Airbrush-Pistolen | PV |
|  Axialkraftbestimmung | Berechnet aus Hydraulikdruck | Gemessen von Sensor | PV |
|  Axialkraft aufbringen | Hydraulikzylinder | Pneumatik- zylinder | AV |

Die zweite Prinzipvariation umfasst die Schmierung und somit die Untersuchung selbst. Die bisherige Ölbadschmierung wurde durch eine Schmierung per Airbrush-Pistolen ersetzt. Die Airbrush-Pistole und Zusatzelemente wie Schläuche oder Ventile werden zusammen als Nachschmierungseinheit bezeichnet. Da diese Einheit einen Neuentwicklungsanteil enthält, resultiert hieraus ein Entwicklungsrisiko. Es besteht konkret darin, dass die Funktion nicht wie gewünscht erfüllt wird. Die Erkenntnis, dass die Airbrush-Einheit eine Prinzipvariation mit höherem Risiko darstellt, führte zu intensiven Diskussionen mit Fachleuten. Zudem wurden umfangreiche Tests außerhalb der Prüfumgebung mit der Airbrush-Pistole durchgeführt, um die Funktionsfähigkeit zu gewährleisten.

5.2.3. Nachschmiereinheit

Die Nachschmiereinheit (Abbildung 5.11) besteht aus einer handelsüblichen Airbrush-Pistole, die über einen Pneumatikzylinder aktuiert wird. Die für die Axialkraftaufbringung bereits vorhandene Pneumatik konnte über die seitlichen Öffnungen in die Prüfkammer geführt und für die Versorgung genutzt werden. Die Graphitdispersion befindet sich in einem oberhalb angebrachten Tank und fließt bei Aktuierung durch die Schwerkraft selbständig nach. Dabei öffnet sich das Ventil der Airbrush-Pistole und geringe Mengen Graphitdispersion werden vom Luftstrom mitgerissen.

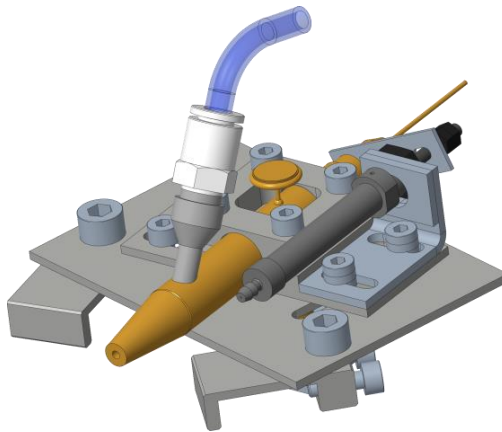


Abbildung 5.11: Nachschmiereinheit für das Einsprühen der Graphitdispersion. Nicht dargestellt ist der Behälter, der über den blauen Schlauch mit der Nachschmiereinheit verbunden ist.

Die Pistolenspitze ist auf den Spalt der Lager zwischen Innenring (unterer Ring) und Käfig gerichtet. So gelangt das Graphit in die Kontaktzone, unter Beibehaltung der ursprünglichen Form der Lager. In Abbildung 5.12 ist die Nachschmierung in der ruhenden Prüfumgebung am zusammengesetzten Lager dargestellt. Das rechte Bild zeigt, dass trotz des schmalen Spalts zwischen Innenring und Käfig eine entsprechende Menge Graphitdispersion in das Lager gelangt. Bereits wenige Sekunden nach der Beendigung des Sprühvorgangs ist das Ethanol als Träger verdampft; es verbleibt eine mattschwarze Schicht auf den Bauteilen. Die absolut eingesprühete Menge wird über den Durchflusssensor gemessen und geregelt.

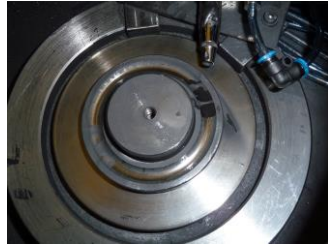


Abbildung 5.12: Nachschmierung bei ruhender Prüfumgebung

5.2.4. Prüflingsvorbereitung

Bei jedem Versuchslauf werden unbenutzte Lager verwendet, die vom vorhandenen Restöl befreit wurden. Die Lager sollen während des gesamten Laufs mit Graphit geschmiert werden. Um anfängliche Trockenläufe und damit Verschleiß an den unbenutzten Lagern zu vermeiden, werden die Lager nach ihrer Reinigung außerhalb der Prüfkammer mit der Graphitdispersion beschichtet. Die beschichteten Lagerteile sind in Abbildung 5.13 dargestellt.



Abbildung 5.13: Beschichtete Lagerteile (v. l. n. r: Innenring, Käfig mit Kugeln, Außenring)

Die Beschichtung mit der Airbrush-Pistole führt zu der sichtbaren, mattschwarzen Schicht. Während des Beschichtungsvorgang mit der Graphitdispersion ist die Oberfläche zunächst durch das noch nicht verdampfte Ethanol glänzend, sie trocknet aber bereits während des Sprühens ab. Beim Zusammenlegen der Bauteile zum Lager zeigt sich, dass sich die fragile Graphitschicht direkt ablöst. Sie splittert überwiegend an den Kontaktflächen zwischen Kugel und Laufbahn, aber auch geringfügig an den ringförmigen Flächen neben den Laufbahnen, ab.

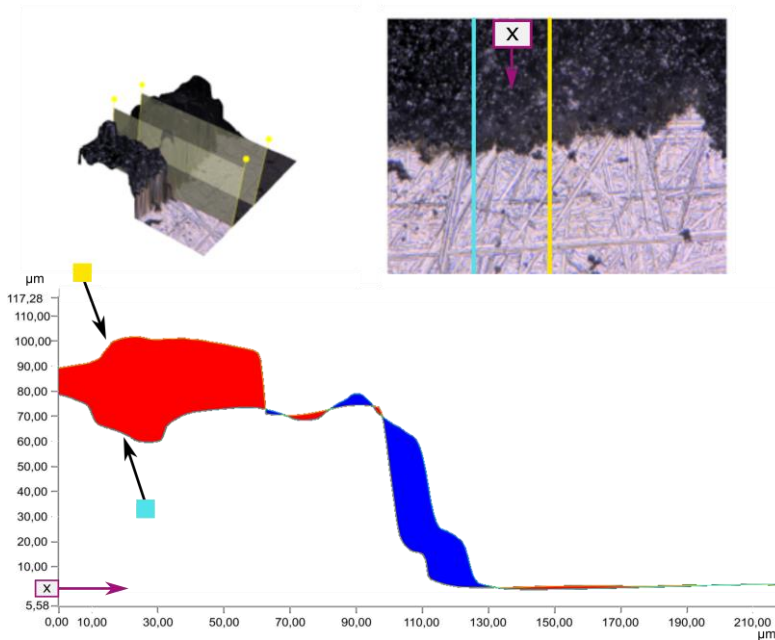


Abbildung 5.14: Die Graphit-Beschichtung löst sich bereits bei geringen Belastungen ab. Oben dargestellt sind die ringförmigen Flächen außerhalb der Laufbahnen in einer isometrischen (links) und einer Draufsicht (rechts).

Abbildung 5.14 gibt einen Ausschnitt der ringförmigen Flächen außerhalb der Laufbahnen wieder. Auch dort splittet Graphit ab und erlaubt somit die Messung der Schichtdicke auf einer ebenen Fläche. Der untere silberne Teil in Abbildung 5.14 (oben rechts) zeigt die Oberfläche des Metalls mit willkürlich ausgerichteten Bearbeitungsspuren, die durch einen Schleifprozess entstanden sind. Die dunkle, darüberliegende Fläche ist die Graphitbeschichtung. Im Diagramm sind die Höhenverläufe der petrolfarbenen und der gelben Linie dargestellt, die bei 80 μm und 90 μm Höhe starten. Ab ca. $x = 110 \mu\text{m}$ fällt die Dicke ab, also ist an dieser Stelle der Übergang zwischen beschichtet und unbeschichtet. Die Höhendifferenz (=Schichtdicke) liegt hier bei ca. 70 – 80 μm . Einzelne schwarze Flecken im unteren Bereich zeigen aber, dass vereinzelt Graphitreste bspw. in Rauheitstälern bestehen bleiben, die als Schmiermittelreservoir angesehen werden können.

5.3. Ergebnisse der Untersuchungen

Die Untersuchungen an den graphitgeschmierten Axialkugellagern wurden unter drei Belastungsstufen und bei drei Geschwindigkeiten durchgeführt. Die Belastungen wurden gemäß der statischen Belastbarkeit des Lagers ausgewählt, die Geschwindigkeiten gemäß den Erfahrungswerten aus der Literatur (Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2019) und auf Basis von Vorversuchen. In Abbildung 5.15 sind die neun Versuchspunkte dargestellt. In Summe wurden 72 Versuche über jeweils 900 s und mit acht Lagern durchgeführt.

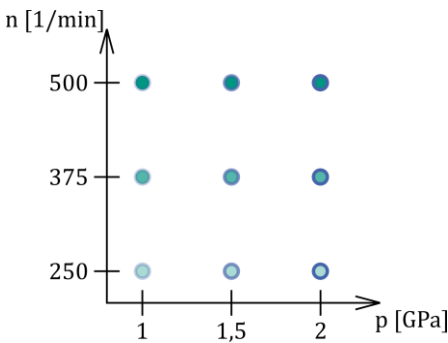


Abbildung 5.15: Versuchsmatrix mit drei unterschiedlichen Drehzahlen und Pressungen

Vorversuche gaben Auskunft darüber, mit welchen Nachschmierintervallen und Nachschmiermengen ein Trockenlaufen der Lager vermieden werden kann. Vor jedem Versuch wurde ein Lager 5 min stoßweise mit 0,4 ml Graphitdispersion je Minute geschmiert, damit die Startbedingungen identisch sind. Die Nachschmierung erfolgte in den gleichen Mengen und Intervallen. Die Starttemperatur betrug bei den Versuchen zwischen 28°C und 30°C am Außenring.

Im ersten Versuchsblock wurden drei Geschwindigkeiten und drei Belastungen gefahren. Die gemessenen Reibungszahlen bei 375 1/min sind in Abbildung 5.16 dargestellt. Die drei Kurven wurden beispielhaft für den Verlauf der Messungen ausgewählt. Die petrolfarbene Kurve entsteht bei einer Kontaktpressung von 1 GPa zwischen Kugel und Ring, die blaue und die graue bei Drücken von 1,5 bzw. 2,0 GPa. Zum Zeitpunkt des Einsprühens fällt die Reibungszahl schlagartig ab, steigt aber unverzüglich wieder an. Im Diagramm sind die Messwerte mit einem gleitenden Mittelwert belegt, um die Darstellung zu verbessern. Durch die

hochfrequente Messung von 1000 Hz bei der Drehmoment- und Axialkraftmessung wären andernfalls die Verläufe nur schlecht darstellbar.

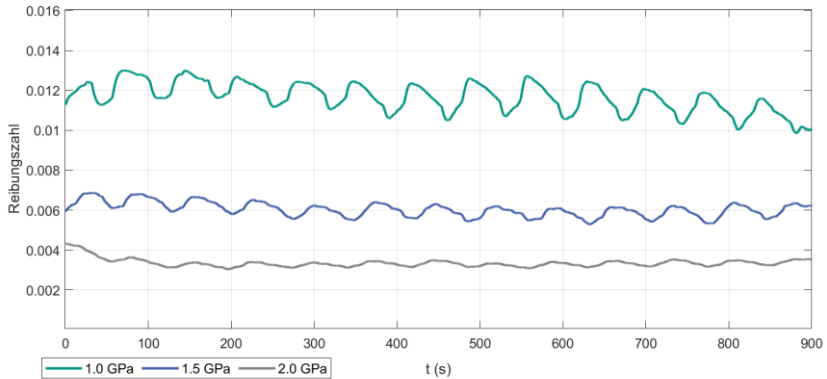


Abbildung 5.16: Reibungszahl bei 375 1/min (nach Joerger et al., 2021a)

Die mit der Sprühschmierung schwankende Reibungszahl findet sich bei allen untersuchten Kontaktpressungen, wobei die Reibungszahl mit steigendem Druck abnimmt. Diese Beobachtung haben Morstein und Dienwiebel bei Untersuchungen auf niedrigerer Skala bestätigt (Morstein & Dienwiebel, 2021).

Die Gesamtauswertung der 72 Versuche zeigen die Boxplots in Abbildung 5.17 und 5.18. In Abbildung 5.17 wird die Abhängigkeit der Reibungszahl von der Geschwindigkeit zusammengefasst. Bei 250 1/min und 500 1/min sind die Bereiche der Reibungszahl etwa gleich groß, der Mittelwert liegt bei ca. 0,005. Bei 375 1/min ist die Reibungszahl etwas niedriger. Ein Trend oder eindeutiger Zusammenhang zwischen der Reibungszahl und der Geschwindigkeit ist allerdings nicht erkennbar; dies legten die Voruntersuchungen nahe. Beobachtet werden konnte bei den Versuchsläufen allerdings, dass sich mit einer höheren Umdrehungsgeschwindigkeit die Haltbarkeit der Schmierung reduziert und ein kürzeres Nachschmierintervall erfordert.

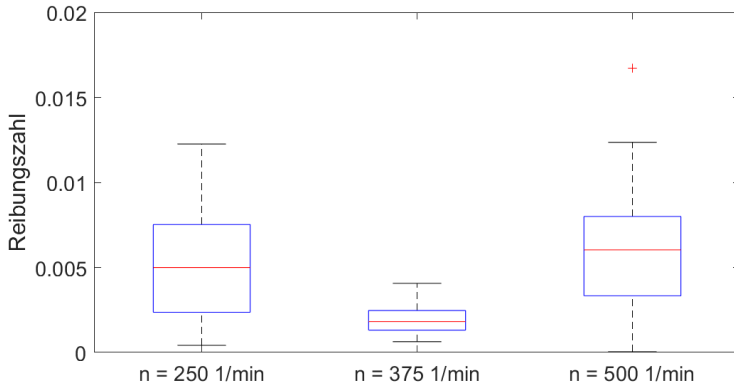


Abbildung 5.17: Boxplot der Reibungszahl in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit (nach Joerger et al., 2022c)

Die Auswertung der Versuchsläufe zur Abhängigkeit der Reibungszahl von der Flächenpressung zwischen Kugel und Ring (Abbildung 5.18) hat die aus Abbildung 5.16 abgeleitete These bestätigt. Liegt bei 1 GPa die mittlere Reibungszahl bei 0,005, sinkt sie bei 1,5 GPa auf ca. 0,004 und bei 2 GPa auf ~0,003 ab. Auch die Intervallbreiten der Drücke haben sich verringert. Es ist davon auszugehen, dass dieser Trend sich oberhalb einer Pressung von 2 GPa kaum fortsetzt, da diese hohe Flächenpressung die Oberflächen der Ringe und der Kugeln schädigt. Die Druckabhängigkeit der Reibungszahl bei Festschmierstoffen wird von Tillmann et al. (2019) und Morstein und Dienwiebel (2021) belegt.

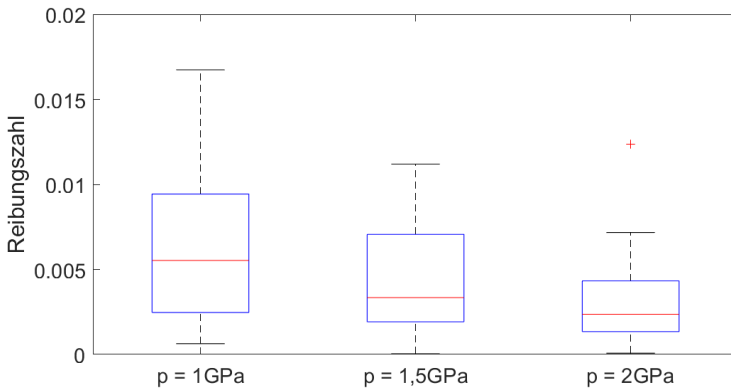


Abbildung 5.18: Boxplot der Reibungszahlen in Abhängigkeit der Flächenpressungen (nach Joerger et al., 2022c)

Neben den Geschwindigkeiten und Pressungen wurden in weiteren Versuchen die Einsprühdauer und die Einsprühmenge variiert. Die Einsprühdauer wurde in drei Schritten von 60 s auf 180 s und schließlich 300 s variiert. Die Menge wurde dabei konstant bei 0,4 ml (Abbildung 5.19) gehalten. Bei der Veränderung der Einsprühmenge wurden 0,1 ml, 0,2 ml und 0,4 ml als Nachschmiervolumina gewählt, wobei das Intervall von 60 s beibehalten wurde (siehe Abbildung 5.20). Die jeweils eingesprühete Graphitmenge kann Tabelle 5.3 entnommen werden.

Tabelle 5.3: Nachschmiermenge

| Nachschmiermenge | Nachschmierintervall | Graphitdispersion pro Min. | Mittlere Reibungszahl |
|------------------|----------------------|----------------------------|-----------------------|
| 0,4 ml | 60 s | 6 ml | 0,0029 |
| 0,4 ml | 180 s | 2 ml | 0,0049 |
| 0,4 ml | 300 s | 1,2 ml | 0,0059 |
| Nachschmiermenge | Nachschmierintervall | Graphitdispersion pro Min. | Mittlere Reibungszahl |
| 0,1 ml | 60 s | 1,5 ml | 0,0087 |
| 0,2 ml | 60 s | 3 ml | 0,0058 |
| 0,4 ml | 60 s | 6 ml | 0,0035 |

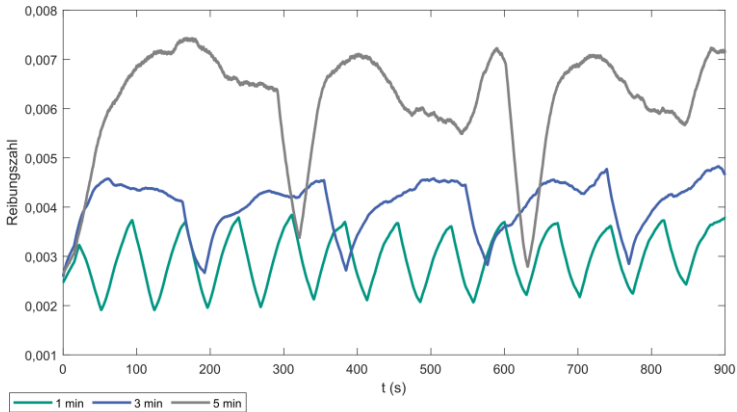


Abbildung 5.19: Reibungszahlverläufe bei Veränderung des Nachschmierintervalls in 3 Stufen: 60 s, 180 s und 300 s.

Bei der Veränderung des Nachschmierintervalls zeigt sich, dass mit einer größeren Intervalldauer die Reibungszahl deutlich ansteigt. Doch bei einer Nachschmierung im Abstand von 60 s (petrolfarbene Kurve) wird eine mehr als siebenfache Menge Graphitdispersion benötigt als bei einem Sprühvorgang alle 300 s (graue Kurve) (vgl. Abbildung 5.19). Die Auswirkungen der Veränderung der eingesprühten Menge pro Stoß sowie der Intervalllänge auf die Reibungszahl sind in den Boxplots in Abbildung 5.20 und 5.21 dargestellt. Sie zeigen, dass bei einer größeren Menge Graphit im Kontakt die Reibungszahl sinkt. Die Steigungen der Mittelwerte der Reibungszahl (Abbildung 5.21) belegen, dass das Intervall zwischen den Einsprühstößen einen größeren Einfluss auf die Reibungszahl hat als die eingesprühte Menge.

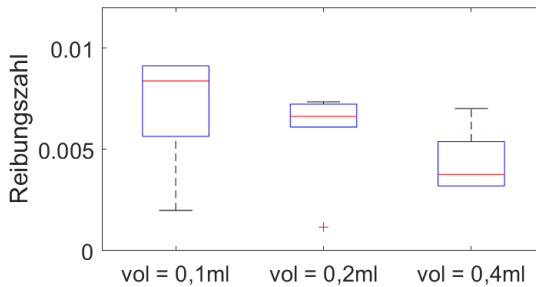


Abbildung 5.20: Reibungszahl in Abhängigkeit von der eingesprühten Menge

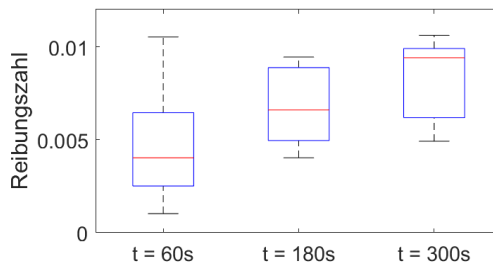


Abbildung 5.21: Reibungszahl in Abhängigkeit von der Länge des Nachschmierintervalls

5.3.1. Oberflächenanalyse der Wälzlagerbauteile

Die Oberflächen der Axialkugellager weisen nach den Versuchsdurchläufen deutliche Graphitreste auf. In Abbildung 5.22 zu sehen ist die Oberfläche des Innenrings eines solchen Lagers mit Graphitspuren, die zum Teil auch festgewalzt wurden. Die beiden reflektierenden Streifen gehören zum Rand des überwälzten Bereichs und zeigen die Metalloberfläche des Rings. Es sind also bereits während der Versuche sowohl Metall-Metall- als auch Metall-Graphit-Kontakte aufgetreten. An einigen Stellen des Lagers sind rotbraune Verfärbungen zu erkennen, bei denen es sich um Rost handelt. Er bildet sich durch Oxidation aufgrund des fehlenden Korrosionsschutzes z. B. durch Öl.



Abbildung 5.22: Oberfläche des Innenrings des Axialkugellagers nach Versuchsende. In der Mitte ist die Oberfläche der Laufbahn sichtbar, auf der das Graphit überwiegend abgelöst ist. An den Rändern ist Graphit als mattschwarze Beschichtung sichtbar.

Die Ansicht der Laufbahn bei höherer Auflösung bestätigt die Annahmen. In Abbildung 5.23 ist überwiegend die Oberfläche des Stahls sichtbar. Daneben sind auch Graphitpartikel sichtbar, die zum Teil festgewalzt wurden und sich unter anderem in den Rauheitstälern eingelagert haben.

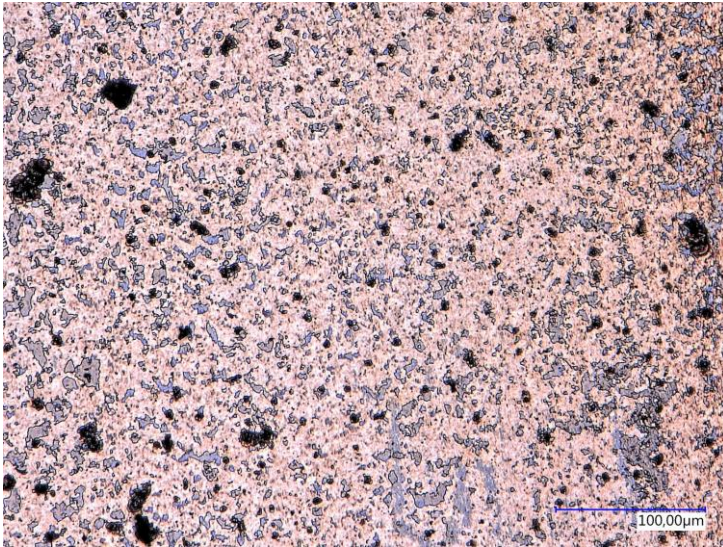


Abbildung 5.23: Vergrößerte Aufnahme des Innenrings eines Axialkugellagers nach Versuchsende. Die hellen Bereiche sind die Oberfläche des Stahls, die dunklen zeigen in Tälern eingewalztes Graphit.

5.3.2. Beschreibung von Graphitreibung mit dem C&C²-Ansatz

Die üblichen Reibungsmechanismen wurden mit dem C&C²-Ansatz in Kapitel 2.5 umfassend erläutert. Auf Basis der Versuchsergebnisse und der Auswertung der Proben kann für die Graphitschmierung ein C&C²-Modell erstellt werden, das die Graphitreibung beschreibt.

Abbildung 5.24 zeigt eine Momentaufnahme von zwei rauen Oberflächen, in deren Rauheitstälern sich Graphit eingelagert hat. Bei der Bewegung von Graphit entsteht dabei ein Kontakt von Stahl mit Graphit (WFP2). Das Graphit bildet dabei eine eigene Leitstützstruktur, wie etwa bei der Flüssigkeitsreibung das Öl. Die in diesem WFP entstehende Reibung kann mit den Versuchen von Morstein und Dienwiebel beschrieben werden. Im WFP3 liegt ein reiner Stahl-Stahl-Kontakt vor, bei dem höhere Reibung auftritt (Joerger et al., 2022a)

Die Gesamtreibung im graphitgeschmierten Kontakt ergibt sich daher (ähnlich zur Mischreibung) über die anteilig vorliegenden lokalen Kontakte. Die Verteilung des Graphits in den Rauheitstälern ist dabei maßgeblich von der Nachschmierung und

der Kontaktkinematik abhängig. Liegt etwa eine reine Gleitbewegung (hoher Slide-to-Roll-Ratio, SRR, auch Schlupf genannt) vor, wird mehr Graphit aus dem Kontakt herausgetragen und die Reibungszahl steigt. Bei einer Wälzbewegung verbleibt mehr Graphit in den Rauheitstälern, wodurch die Anzahl an Graphit-Stahl-Kontakten steigt, die weniger stark zur Reibung beitragen als die Stahl-Stahl-Kontakte. (Joerger et al., 2022a)

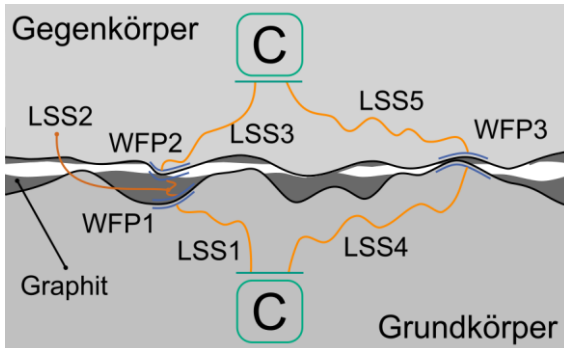


Abbildung 5.24: C&C²-Modell für Feststoffschmierung mit Graphit (Joerger et al., 2022a)

5.3.3. Fazit und Übertragung in Simulationen

Die Ergebnisse der Untersuchungen an den graphitgeschmierten Axialkugellagern auf dem RPR können in Hinblick auf die Reibungszahl in eine quantitative Aussage und einen qualitativen Trend unterschieden werden. Messbar ist die absolute Höhe der Reibungszahl unter verschiedenen Bedingungen. Belegt werden kann die Tendenz, dass die Reibungszahl mit einer erhöhten Pressung abnimmt. Die Erstellung eines computergestützten Modells zur Abbildung dieser Reibung muss diese beiden Effekte berücksichtigen. Die Simulation soll dabei einen konstanten Betriebszustand abbilden; für unterschiedliche Lasten werden daher mehrere Simulationen benötigt.

Bei den nächsten Versuchen werden die Einsprühzeit und die Einsprühmenge variiert, um die (minimale) Menge an Graphit für eine konstante Reibungszahl zu bestimmen. Da in der späteren Anwendung von einer konstanten Schmierung ausgegangen werden soll, fließen diese Ergebnisse nicht in das Simulationsmodell ein. Sie werden aber bei der Entwicklung des auf Lebensdauer geschmierten Axialkugellagers im Rahmen der Fortsetzungsprojekte berücksichtigt.

5.4. Parametrierbares Mehrkörpersimulationsmodell zur Analyse des Reibungsverhaltens der Axialwälzlager

Für die Entwicklung physischer Produkte sind Experimente unabdingbar, da jede numerische Simulation eine Abstraktion der Realität darstellt und daher niemals alle Randbedingungen eines Systems berücksichtigen kann. Simulationen sind aber sinnvoll und notwendig, da sie die einfache Veränderung von Parametern erlauben. Damit können unterschiedliche Konzepte bewertet und gegeneinander abgewogen werden.

Für die Weiterentwicklung des Systems Wälzlager zum graphitgeschmierten Axialkugellager besteht daher der Bedarf an einem Simulationsmodell, das die Abbildung der graphitgeschmierten Lager und insbesondere der Reibung mit Graphit ermöglicht. Die physischen Untersuchungen auf der Makroebene am Gesamtsystem sollen abschließend mit den Simulationsergebnissen abgeglichen werden. Die Umsetzung des Wälzlagers erfolgt als Mehrkörpersimulationsmodell (MKS-Modell) mit der Software MSC Adams.

5.4.1. Aufbau des MKS-Modells und Reibkraftberechnung

Zur Abbildung der Experimente in numerischen Simulationen wurde ein MKS-Modell (siehe Abbildung 5.25) erstellt, das den Innen- und Außenring sowie drei Kugeln umfasst. Die Reduzierung der Kugelanzahl führt zu einer kürzeren Berechnungszeit, da weniger Kontaktkräfte berechnet werden müssen. Der Käfig wird über ein Feder-Dämpfer-System abgebildet. Die Bauteile sind starr, d. h. Verformungen werden nicht berücksichtigt.

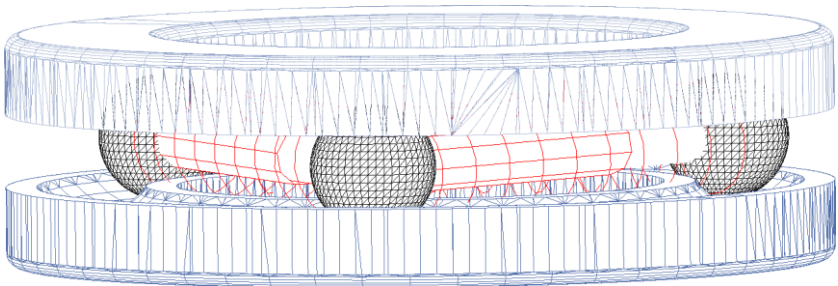


Abbildung 5.25: Im MKS-Modell des Lagers der Baureihe 51208 wurden zur Reduzierung der Berechnungszeit nur drei Kugeln und ein vereinfachter Käfig abgebildet.

Aus der Literatur ist derzeit kein Reibungsgesetz bekannt, das die Berechnung der Reibungskräfte in graphitgeschmierten Kugellagern oder in hochbelasteten, graphitgeschmierten Kontakten erlaubt. Daher liegt der Fokus in diesem Teil der Arbeit auf der Modellierung der Reibungskräfte zwischen den Kugeln und Ringen. Ziel ist, einen ersten Vorschlag zur Abbildung der Reibungskräfte in graphitgeschmierten Axialkugellagern zu präsentieren. Der Ansatz hat dabei noch nicht den Anspruch, Graphitreibung vollumfänglich abzubilden, sondern soll zur virtuellen Nachbildung der Axiallagerversuche auf dem RPR genutzt werden und anschließend als Basis für weitere Ausarbeitungen dienen.

Für reguläre Fett- und Ölschmierungen ist ein Ansatz zur Bestimmung der Reibungskräfte in Schaeffler Technologies AG & Co. KG (2019) aufgeführt. Da Graphit jedoch keine viskosen Materialeigenschaften aufweist, sind die Berechnungsvorschriften für fett- oder ölgeschmierte Lager nicht gültig. Die Beschreibung von Reibungskräften in graphitgeschmierten Systemen erfordert andere Ansätze.

Hierbei werden zum einen die Ergebnisse der physischen Versuche einbezogen, in denen eine druckabhängige Reibungszahl beobachtet werden kann. Zum anderen wird berücksichtigt, dass in einem reinen Gleitsystem das Graphit aus dem Kontakt herausgetragen wird (Morstein & Dienwiebel, 2021). Im MKS-Modell sind daher sowohl die Druckabhängigkeit als auch der Gleit- und Rollanteil (SRR) abzubilden.

5.4.2. Berechnungsansatz für die Reibkraft

Die Grundlage für die Berechnung der Reibkraft im Kugel-Ring-Kontakt ist das Coulombsche Gesetz $F_R = F_N \cdot \mu$. Die Normalkraft kann dabei direkt aus der Simulation entnommen werden. Die Reibungszahl (vgl. auch Reibwert in Kapitel 2.5.1) für die MKS kann dagegen nicht – wie üblich – aus Gleitversuchen (vgl. Mikrotribometeruntersuchungen Morstein & Dienwiebel, 2021) abgeleitet werden, da im Axialkugellager Wälzen vorliegt. Aufgrund der Kinematik im Kontakt, die aus Gleiten und Wälzen besteht, wird die Reibungszahl als Summe aus einem Gleitreibungs- und einem Wälzanteil angenommen

$$\mu_{\text{wälzen}} = \mu_{\text{gleiten}} + \mu_{\text{rollen}}.$$

Der Rollwiderstand wird als deutlich geringer als der Gleitwiderstand angenommen, daher wird $\mu_{\text{rollen}} = 0$ gewählt. Die Bestimmung von μ_{gleiten} erfolgt aus Literaturangaben, wobei an dieser Stelle die Druckabhängigkeit mitberücksichtigt werden muss: $\mu_{\text{gleiten}} = f(p)$.

Morstein und Dienwiebel (2021) präsentieren für verschiedene Pressungen den Reibwert in reinen Gleitsystemen. Die Übertragung der Reibwerte in Reibungszahlen für μ_{gleiten} erfolgt über das Slide-to-Roll-Verhältnis (SRR): $\mu_{\text{gleiten}} = \mu_{\text{gleiten,lit}} \cdot \text{SRR}_{\text{lit}}$. Mit diesen Annahmen kann die Reibkraft im Einzelkontakt ermittelt werden. In der MKS werden in den sechs Kontakten die Reibkräfte berechnet. Die Auswertung erfolgt dann durch Zusammenführung der Energieverluste in den sechs Kontakten in Abhängigkeit des SRR.

Die Simulation bildet die Versuche bei 1 GPa ab. Der SRR wurde in den Simulationen als 1 %, 2 % und 10 % angenommen. Der Wert für $\mu_{\text{gleiten,lit}}(p = 1 \text{ GPa}) = 0,15$ wurde Morstein und Dienwiebel (2021) entnommen. Die Implementierung der SRR-abhängigen Reibkraft erfolgte über eine Fortran-Subroutine.

5.4.3. Ergebnisse

Das Ergebnis der MKS ist die Summe der Reibkräfte in den Kontakten, die zusammen mit der aufgebrachten Normalkraft zur Berechnung der Reibungszahl des Lagers genutzt wird. Diese ist bei 1 % SRR 0,0023. Bei 2 % 0,0024 und bei 10 % 0,0056. Die steigende Reibungszahl entspricht dabei der Berücksichtigung eines höheren Gleitanteils im Kontakt, wodurch ein höherer Energieverlust erfolgt.

Tabelle 5.4: Ergebnisse zur Berechnung der Reibungszahlen in Axialkugellagern in einer MKS unter Berücksichtigung des SRR (Joerger et al., 2022c)

| SRR | 1 % | 2 % | 10 % |
|-----------------------|--------|--------|--------|
| μ_{Gesamt} | 0,0023 | 0,0024 | 0,0056 |

5.4.4. Diskussion

Das makroskopische MKS-Modell berücksichtigt eine druck- und gleitanteilabhängige Reibung in den Kontakten des Axialkugellagers. Die Berechnung der Reibkräfte in den Einzelkontakten erfolgt mit dem Coulombschen-Gesetz. In der Simulation findet durch die Berücksichtigung der Geometrien von Kugeln und Ringen die Übertragung der Reibwerte in die Reibungszahl des graphitgeschmierten Axialkugellagers statt. Dazu werden die Reibungswiderstände der Einzelkontakte (Reibwerte) aufsummiert und ergeben die Reibungszahl, die somit die Reibwerte von der Mikro- als auch die Geometrie der Bauteile von der Makroebene umfasst.

In weiteren Simulationen sollte der Berechnungsansatz detaillierter ausgeführt werden. Es könnten etwa noch Terme für die Berücksichtigung der Käfigreibung integriert werden. Die Größenordnung der Ergebnisse zeigt jedoch, dass der Ansatz sich dazu eignet, die in den Versuchen erzielten Reibungszahlen nachzuberechnen. Die Entwicklung weiterer Baugrößen von Axialkugellagern kann demnach durch das Modell unterstützt werden, da der Ansatz zur Berechnung der Reibung mit geringem Aufwand in anderen Simulationen angewendet werden kann.

5.5. Abschluss der Forschungsfrage

Das Mehrkörpersimulationsmodell und das implementierte Reibungsgesetz sind ein erster Ansatz zur computergestützten Berechnung der Reibungszahl in einem graphitgeschmierten Axialkugellager unter Berücksichtigung der Aufteilung in einen Wälz- und einen Gleitanteil. Die Ermittlung der Reibungszahl kann dabei zu einem Zeitpunkt im Entwicklungsprozess erfolgen, zu dem etwa die Lasten und das SRR noch nicht bekannt sind. Durch gezielte Parameterstudien können mit dem Modell bspw. die minimalen und maximalen Reibungszahlen ermittelt werden, die andernfalls erst nach Durchführung von Versuchen verfügbar wären.

Eine weitere Besonderheit des MKS-Modells ist die Verbindung von Skalen. Im Bereich der Tribologie werden viele standardisierte Tests mit standardisiertem Equipment durchgeführt. Dabei werden insbesondere die Kategorien 5 und 6 der tribologischen Prüfkette (Abbildung 2.28) adressiert, die aufgrund der Größe der Kontaktfläche der Mikroskala zuzuordnen sind. Im Bereich der Produktentwicklung erfüllt eine tribologische Baugruppe ihre Funktion aber in Wechselwirkung mit den Restsystemen und wird daher hier der Makroebene zugeordnet. Diese Verbindung lässt sich im Modell über die Integration der auf der Mikroebene ermittelten Reibungszahlen erreichen. Somit können die Informationen aus den Grundlagenversuchen auf die Systemebene der Baugruppen übertragen werden.

Die Reibungszahl hat sich als zentraler Beschreibungsparameter für die Reibungseigenschaften von tribologischen Systemen etabliert. Dies wurde auch deutlich, da die Verbindung der Skalen über die Reibungszahl erfolgt. Es muss eine präzise Unterscheidung zwischen den Betrachtungsebenen erfolgen, da etwa auf der Mikroebene andere Belastungen und Randbedingungen vorliegen als auf der Makroebene. Daher wird an dieser Stelle auf die Unterscheidung der Begriffe Reibwert, Reibungszahl und Systemreibungszahl nach Bernhardt (2017), Kniel (2017), Behrendt (2009), Basiewicz (2020) und Stuffer (2007) in Kapitel 2.5.1 verwiesen.

Im Bereich der physischen Versuche wurden Axialkugellager mit Graphit geschmiert und die resultierenden Reibungszahlen gemessen. Dazu war eine Anpassung der Prüfumgebung notwendig. Die sorgfältige Analyse des Vorgängersystems mit dem C&C²-Ansatz (Abbildung 5.6) führte zur effizienten Entwicklung der angepassten Umgebung in der Konfiguration für das Testen von graphitgeschmierten Axialkugellagern. Der modulare Aufbau der Prüfumgebung erlaubt ferner das Übertragen der Teilsysteme (z. B. der Nachschmiereinheit) an andere Prüfstände, um dort fortführende Untersuchungen durchzuführen.

Die in den Versuchen ermittelten Reibungszahlen zeigen, dass die Schmierung von Axialkugellagern mit Graphit möglich ist. Dabei ist neben dem Schmiermittel selbst auch der Aufbringungsmechanismus ein zentraler Baustein. Die Nachschmierung mit flüssiger Graphitdispersion gestaltet sich kompliziert, da Zusatzaggregate benötigt werden und Ausreißer auftreten. Weitere Forschung am IPEK erfolgt daher unter Berücksichtigung alternativer Aufbringungsmechanismen etwa als Festkörperopferbauteil.

Auch die Auswertung der Versuche erfolgte anhand der Reibungszahl, die präzise vom Reibwert, der Reibungszahl und der Systemreibungszahl abgegrenzt werden muss, um die Ebene der tribologischen Prüfkette zu berücksichtigen. Diese drei Parameter sind für diese und weitere Forschungs- und Entwicklungsansätze unverzichtbare Bestandteile, um Ergebnisse leicht und verständlich zu beschreiben und zu präsentieren. Zudem lässt sich anhand der unterschiedlichen Parameter die Untersuchungsebene darstellen, da etwa der Reibwert üblicherweise auf der Mikroebene, die Systemreibungszahl dagegen auf der Systemebene ermittelt wird.

In diesem Kapitel wurde der skalenübergreifende Charakter deutlich, da von Einzelkontakten zwischen Kugel und Ring auf das gesamte Wälzlager mit - hier – 30 Kontakten hochskaliert wird. Im vorgestellten Lagersystem herrschen aufgrund der geringen Kontaktfläche hohe Pressungen zwischen Kugel und Ring.

Im folgenden Kapitel wird das Friktionssystem Scheibenbremse untersucht, bei dem üblicherweise nur zwei für die Hauptfunktion relevanten Kontakte vorhanden sind. Diese Kontaktflächen sind jedoch größer, wodurch die maximale Flächenpressung sinkt. Für die Skalierung bedeutet dies, dass die repräsentative Kontaktfläche zwar geringere Pressungen aufweist, aber auch wieder auf eine größere Gesamtfläche skaliert wird.

6. Virtuelle und physische Analyse reibinduzierter Schwingungen in einem Scheibenbremssystem

Tribologische Systeme können eine Quelle akustisch wahrnehmbarer Frequenzen sein, wenn im Reibkontakt Schwingungen entstehen. Dazu gehört zum Beispiel das Bremsenquietschen, das in dem aus Bremsscheibe und Bremsbelag bestehenden Friktionssystem beim Abbremsen von Fahrzeugen entstehen kann. Im Folgenden wird daher ein Friktionssystem am Beispiel der Scheibenbremse untersucht. Dabei ist zu beachten, dass ein Entwicklungsziel für Friktionssysteme nicht grundsätzlich die Reduzierung von Reibung ist, sondern vielmehr die Absicherung eines stabilen (robusten) Reibungsverhaltens über der Gleitgeschwindigkeit.

Mit der Untersuchung reibinduzierter Schwingungen am Beispiel des Bremsenquietschens wird gezeigt, dass computergestützte Methoden und Werkzeuge die Abbildung skalenübergreifender Probleme ermöglichen. Konkret wird eine Methode (siehe Joerger et al., 2021d, Joerger et al., 2021e, Joerger, Spiropoulos, Dannecker & Albers, 2022d) präsentiert, die die Mikro- und die Makroebene miteinander verbindet, um Einflussgrößen verschiedener Skalen zusammenzuführen. Die Zielsetzung besteht darin, inhomogene Kontakteigenschaften in skalenübergreifenden Simulationen abzubilden und zu modellieren, um deren Einfluss auf das Phänomen Bremsenquietschen zu zeigen.

Diese Zielsetzung adressiert die zweite Forschungshypothese, die sich auf die Übertragung von Reibungszahlen zwischen Mikro- und Makroebene in Simulationsmethoden bezieht. Die Antwort auf die dritte Forschungsfrage ist daher die Simulationsmethode, die diese Verbindung ermöglicht:

Forschungsfrage 3: Wie kann eine Methode aussehen, mit dem das mikrotribologische Reibungsverhalten eines Bremssystems auf der Makroebene abgebildet werden kann?

6.1. Darstellung der Untersuchungsmethode

Eine der Ursachen von Bremsenquietschen ist der inhomogene Reibkontakt zwischen Bremsscheibe und Bremsbelag (siehe Kapitel 2.11). Die Ausprägung des Quietschen hängt dabei aber auch von der makroskopischen Gestalt des Bremssystems ab (vgl. Bopp, Joerger, Behrendt & Albers, 2021), da dieses die Schallabstrahlung, die letztlich vom Menschen wahrgenommen wird, beeinflusst. Die Komplexität des Phänomens beruht also auf sowohl mikro- als auch makroskopischen Faktoren, die die Geräuschbildung beeinflussen. Eine Methode zur Untersuchung des Phänomens muss daher skalenübergreifend angelegt sein, um die Einflussfaktoren der unterschiedlichen Ebenen berücksichtigen zu können.

Die hier vorgestellte Methode umfasst FE-Modelle, MKS und physische Versuche (siehe Abbildung 6.1). Den Ausgangspunkt bilden die real vorliegenden, physischen Bauteile Scheibe und Belag (links unten), Endpunkte sind die Auswertung und Interpretation der Ergebnisse (rechts unten). Die Simulationen sind in der virtuellen Entwicklungsumgebung zusammengefasst. Parallel dazu werden die Experimente in der physischen Entwicklungsumgebung dargestellt. Methoden und Vorgehensweisen werden durch Kästen repräsentiert, Pfeile symbolisieren den Material- und Informations- bzw. Datenfluss.

Die Untersuchung beginnt mit der Übertragung der Eigenschaften des Bremssystems - Materialdaten, Oberflächenrauheiten, Geometrien - in die virtuelle Umgebung über die Schnittstelle Datentransfer. In der virtuellen Produktentwicklungsumgebung werden Reibungszahlen auf der Mikroebene mit einem FE-Modell berechnet. Dabei wird ein Ansatz nach Lorentz und Albers (2013) und Reichert, Lorentz und Albers (2016) genutzt, der auf Basis der realen Geometrien zweier Oberflächen die Reibungszahlen in der Kontaktpaarung ermittelt. Die graphische Abbildung dieses Ansatzes erfolgt mit dem weiterentwickelten Kopplungsmodell nach A. Albers et al. (2022). Damit werden die Änderungen zwischen der ersten (Albers et al., 2017) und zweiten Generation (A. Albers et al., 2022) des FE-Reibmodells zur Berechnung der Reibungszahlen aufgezeigt.

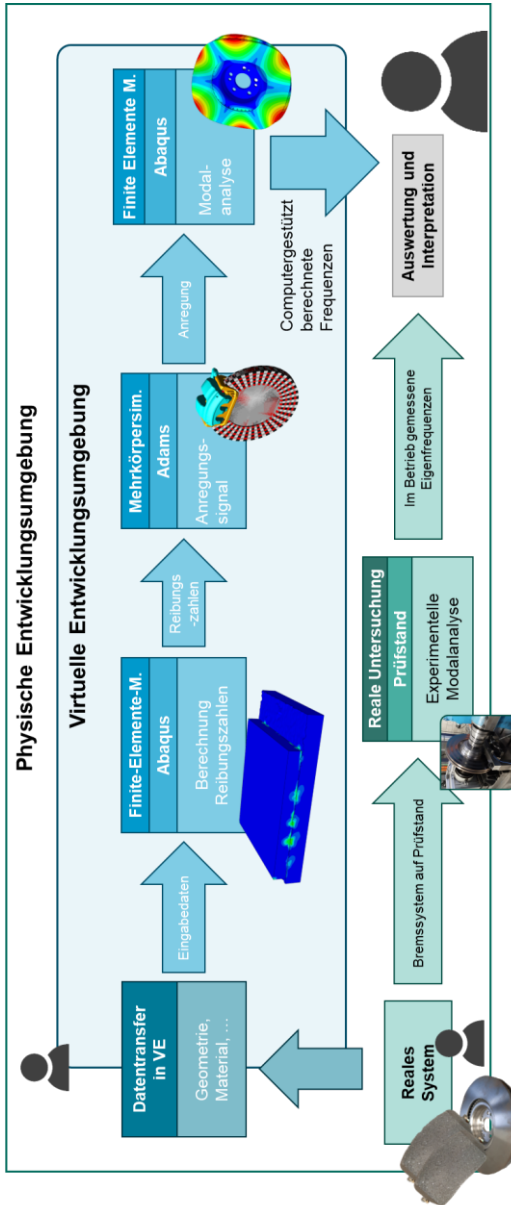


Abbildung 6.1: Gekoppelte Methode für die Analyse von reibinduzierten Schwingungen in Bremssystemen (nach Joerger, Spiropoulos, Dannecker & Albers, 2022)

Nach der Berechnung der Reibungszahlen werden diese in ein Mehrkörpersimulationsmodell (MKS-Modell) übertragen, das das Bremssystem auf der Makroebene abbildet. Das Ergebnis der Mehrkörpersimulation sind Kraftanregungssignale aus dem Bremskontakt, die in einer FE-Modalanalyse auf das makroskopische Bremssystem aufgebracht werden. Hieraus ergeben sich die Antworten des Bremssystems unter Berücksichtigung der Anregungen, die aus der MKS und auch aus der Reibungszahlberechnung auf der Mikroebene stammen. Somit werden Einflüsse der Mikroebene über das FE-Modell und Einflüsse der Makroebene aus der MKS bei der Berechnung der Systemantworten berücksichtigt.

Neben den virtuellen Untersuchungsmethoden erfolgt die Analyse des Bremssystems auch auf einem Prüfstand, um die im realen Betrieb entstehenden Schwingungen zu messen. Diese werden dann zum Abgleich mit den berechneten Anregungsfrequenzen verwendet.

6.2. Vorgehensweise

6.2.1. Spezifizierung von Bremsscheibe und Bremsbelag

Ausgangspunkt der Untersuchung sind die realen Bauteile Bremsscheibe und Bremsbelag. Diese Teile des Bremssystems werden meist von verschiedenen Lieferanten hergestellt und von einem Fahrzeughersteller in seinen Produkten verbaut. Ein Komfortdefizit durch Geräuscentwicklung wird in der Regel vom Hersteller identifiziert, der den Lieferanten darüber informiert. Bereits hier zeigt sich, dass neben dem Fahrzeughersteller weitere Stakeholder am Beschaffungs- und Entwicklungsprozess beteiligt sind, die ihrerseits auf Zulieferer für Zusatzteile wie bspw. Belagsklebstoff zurückgreifen. Diese Verflechtungen zeigen die Komplexität auf, die sich hinter dem Phänomen Bremsenquietschen verbirgt.

Für die Untersuchung wurde von einem Zulieferer eine laut Hersteller zum Quietschen neigende Bremse ausgewählt. Die Analyse beschränkt sich auf das isolierte System Beläge, Scheibe und Sattel (siehe Abbildung 6.2 a) bis c)). Diese Bauteile sind in der Radaufhängung frei gelagert, sodass die Übertragung eines Anregungssignals von der Karosserie ausgeschlossen werden kann. Auch die Übertragung einer Anregung durch den Antriebsstrang wird hier zunächst ausgeschlossen, da die Bremse üblicherweise im Schubbetrieb betätigt wird und der Kraftfluss zwischen Motor und Rädern getrennt ist.

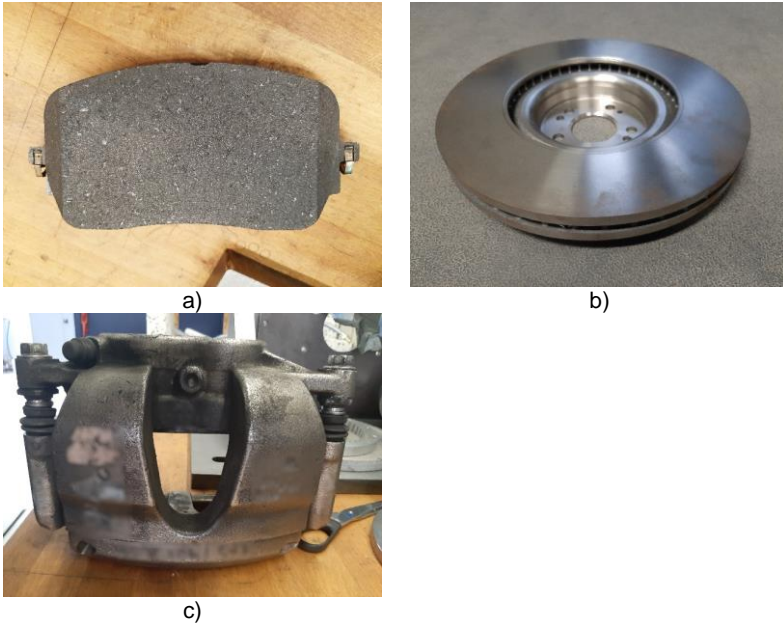


Abbildung 6.2: a) Belag b) Bremsscheibe c) Bremssattel

6.2.2. Berechnung der Reibungszahlen mit FE-Simulationen

Um die Nachvollziehbarkeit einer Simulationsmethode gewährleisten zu können, muss diese dokumentiert und übersichtlich dargestellt werden. Dies ist mit dem Kopplungsmodell nach Albers et al. (2017) (siehe Kapitel 2.9 und A. Albers et al., 2022) möglich. Damit kann zudem auch eine Risikoabschätzung vorgenommen werden.

Risikoabschätzung beim Einsatz von Simulationsmethoden

Vor dem Einsatz einer Simulationsmethode ist das daraus resultierende Risiko zu bewerten. Grundlage dafür sind bspw. die Kosten für die Software, die Verfügbarkeit von Berechnungsansätzen, das Vorliegen von Materialdaten oder die Erfahrungen in der Berechnungsabteilung. Für die Risikoabschätzung eignet sich der Kopplungsansatz nach A. Albers et al. (2022), da hier die einzelnen Elemente bezüglich deren Risiken bewertet werden können. Im Folgenden wird eine Risikoabschätzung für das lokale Reibmodell auf der Mikroebene dargestellt.

Die Berechnung der Reibungszahlen der Scheibe-Belag-Paarung erfolgt mit einem Ansatz nach Lorentz und Albers (2013) und Reichert et al. (2016). Die erste Generation des methodischen Vorgehens zur Reibungszahlberechnung ist in Reichert (2019) mit dem Kopplungsansatz nach Albers et al. (2017) beschrieben und in Abbildung 6.3 dargestellt. Die dort angegebene Generation berücksichtigte bei der Berechnung der Reibungszahlen neben der realen Oberflächentopografie auch Mischreibung sowie Temperatureinflüsse. Die zweite Generation des Berechnungsmodells, das hier zur Ermittlung der Reibungszahlen der Scheibe-Belag-Paarung eingesetzt wird, ist in Abbildung 6.4 dargestellt.

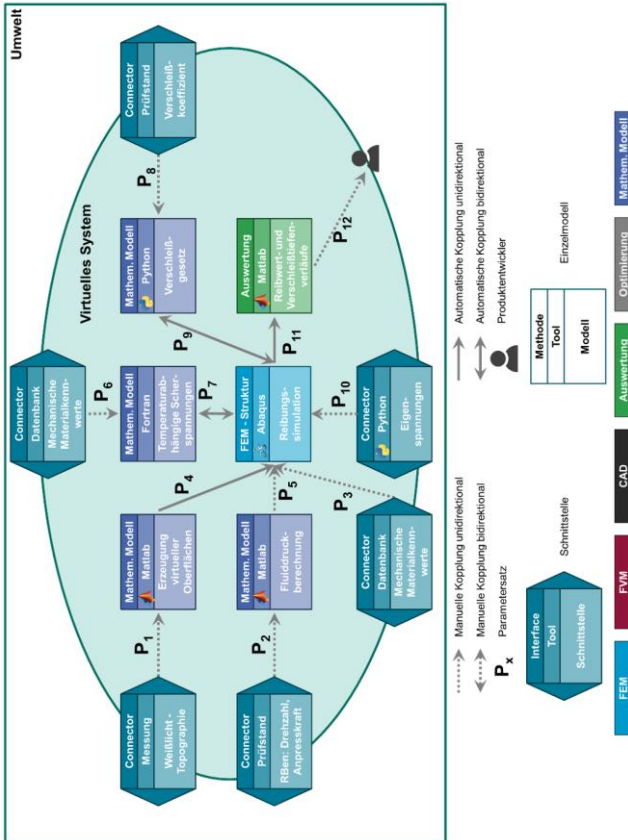


Abbildung 6.3: Ganzheitliche Methode zur numerischen Abbildung von Verschleiß auf realen Oberflächen (Albers, Reichert, Thorén, Bursac & Serf, 2017b)

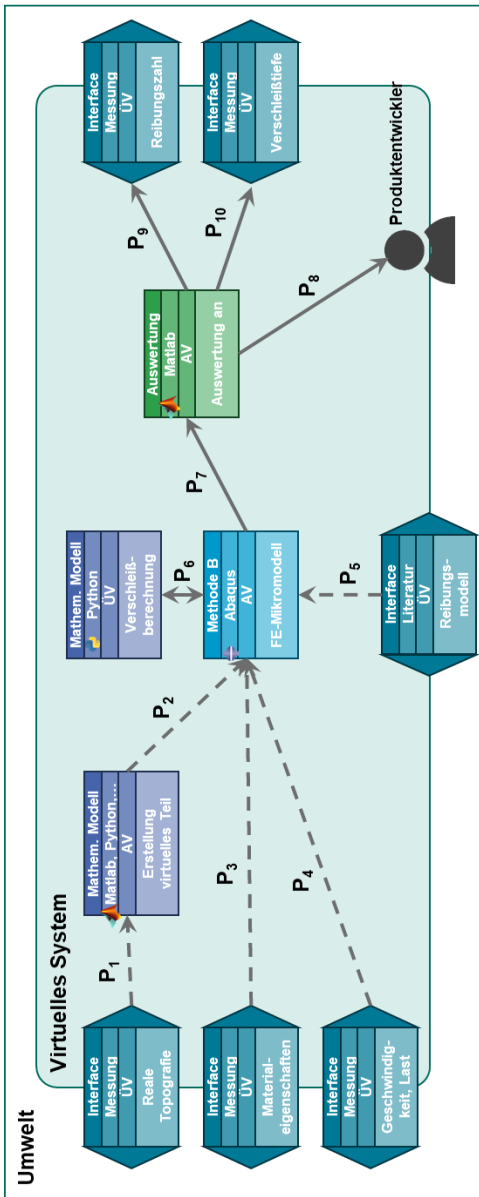


Abbildung 6.4: Zweite Generation des FE-Modells zur Berechnung der Reibungszahlen in trockenlaufenden Systemen

Voraussetzung für eine Analyse des tribologischen Systems mit computergestützten Methoden ist die Übertragung von Daten aus der physischen in die virtuelle Umgebung. In der ersten Generation des FE-Reibmodells wurden die reale Oberflächentopografie, die Materialeigenschaften und die Lasten über die Interfaces (auch Schnittstellen) übertragen. In der zweiten Generation werden diese Übergaben als Übernahmevariation beibehalten, ebenso wie die Verschleißberechnung. Angaben zur Schmierung, die in der ersten Generation noch berücksichtigt sind, werden ausgesondert, da ein trockenlaufendes tribologisches System untersucht wird.

Das Prinzip des FE-Reibmodells ist identisch, doch da sich die Erstellung der virtuellen Elemente gegenüber der ersten Generation durch Anpassungen bei der Kontaktdämpfung geändert hat und auch das Output-Format modifiziert wurde, wird dies als Ausprägungsvariation eingestuft. Die Output-Daten werden per Berechnungssoftware MATLAB direkt veranschaulicht oder über die beiden Interfaces an die MKS übertragen.

Die Darstellung der Simulationsmethode (Abbildung 6.4) unter Berücksichtigung der Variationsarten erlaubt die Bewertung des Vorgehens hinsichtlich des Risikos nach A. Albers et al. (2022). Das Risiko bezieht sich auf die Durchführbarkeit und Anwendung der Methode. So müssen bspw. bei einem hohen Risiko viel Zeit und Kosten in die Anwendung und Validierung der Simulationsmethode investiert werden.

Bei dieser Untersuchung sind zwei von zehn Kopplungen angepasst worden. Von zehn Methodenbausteinen sind drei Ausprägungsvariationen und sieben Übernahmevariationen vorhanden. Nach A. Albers et al. (2022) ergibt sich demnach ein Risiko von 36 %, das als gering einzuschätzen ist.

Vorbereitung der Berechnung der Reibungszahlen mit FE-Simulationen

Im ersten Schritt werden die realen Oberflächen von Belag und Scheibe (siehe Abbildung 6.5) in virtuelle Bauteile transferiert. Die Oberfläche der Scheibe zeigt eine rillenförmige Struktur mit punktuellen Kornausbrüchen. Diese entstanden durch das Abdrehen des Bauteils nach dem Gießvorgang. Der Belag zeigt eine inhomogene Struktur mit einzelnen Partikeln. Die konkrete Zusammensetzung des inhomogenen Belagmaterials wird als Betriebsgeheimnis vom Hersteller nicht angegeben.

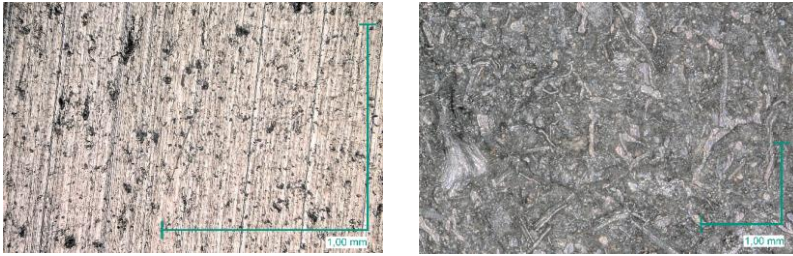


Abbildung 6.5: Mikroskopaufnahmen von Scheibe (links) und Belag (rechts)

Das lokale Reibmodell auf Mikroebene nach Lorentz und Albers (2013) und Reichert et al. (2016) basiert auf den realen Geometrien von Kontaktpaarungen. Der erste Schritt ist die Übertragung der Oberflächen in digitale Bauteile. Für die Modellerstellung werden die Oberflächen in der FE-Software Dassault Abaqus 2019 vernetzt. Die vernetzten Bauteile sind in Abbildung 6.6 dargestellt. Die Bauteile haben eine Kantenlänge von 3 mm; damit können alle relevanten Strukturen der Oberflächen im digitalen Bauteil abgebildet werden. Ein zu großes Bauteil würde die notwendige Vorbereitungszeit und die Berechnungszeit der Simulation erheblich verlängern.

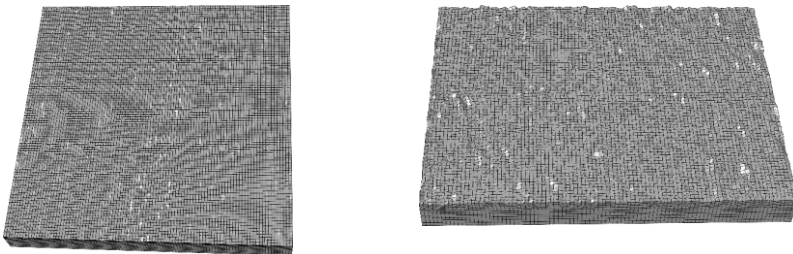
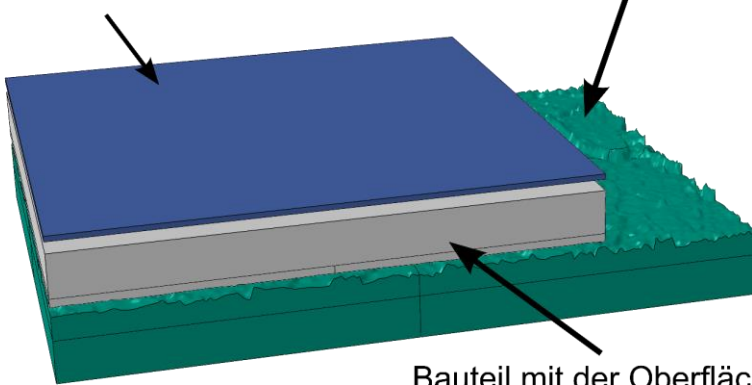


Abbildung 6.6: Vernetzte Oberflächen von Ausschnitten von Scheibe (links) und Belag (rechts)

Ablauf der Reibungssimulation

Dämpfungsplatte
(Damping)

Bauteil mit der Oberfläche
des Belags (Base)



Bauteil mit der Oberfläche
der Scheibe (Slider)

Abbildung 6.7: FE-Modell mit den realen Oberflächen

Das FE-Reibmodell sieht vor, die beiden Bauteile gegenüberliegend anzuordnen, aneinander zu pressen, zu verfahren und daraus die Reibungszahlen in Abhängigkeit vom Druck zu berechnen. Die Anordnung der Bauteile im FE-Modell ist in Abbildung 6.7 dargestellt. Im realen System steht der Bremsbelag still, weshalb der untere Körper (Base, petrolfarben) als Belag anzusehen ist. Der Scheibenkörper (Slider, grau) liegt oberhalb, auf ihm ist eine Dämpfungsplatte (Damping, blau) angebracht. Sie ist erforderlich, da die Simulation dynamisch explizit durchgeführt wird und daher auch Trägheitsterme berücksichtigt, die zu Schwingungen im System führen können. Der Dämpfungskörper ist über Dämpfungselemente mit dem Slider verbunden und gewährleistet eine konstante Anpresskraft.

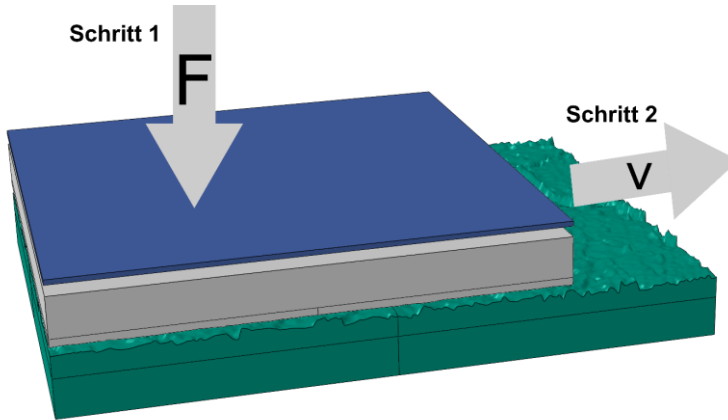


Abbildung 6.8: FE-Modell für die Reibungssimulation

Im Verlauf der hier weiterentwickelten FE-Simulation bewegt sich der obere Körper über den unteren unter einer gegebenen Anpresskraft hinweg (siehe Abbildung 6.8). Nach jedem Simulationsschritt (vgl. Abbildung 6.9) werden die Reibungszahl und der Verschleiß berechnet (siehe Kapitel 6.2.2). Erreicht der Slider das Ende der Base wird dieser zurückgesetzt und ein neuer Zyklus beginnt. Die Anzahl der Schritte, bis ein Zyklus beendet ist, kann frei gewählt werden. Dabei gilt: Je kleiner die durchgeführten Schritte sind, desto genauer kann die Reibungszahl im Verlauf berechnet werden – bei allerdings erhöhter Berechnungszeit. Die Gesamtstrecke der Simulation entspricht der Summe der einzelnen Schrittweiten.

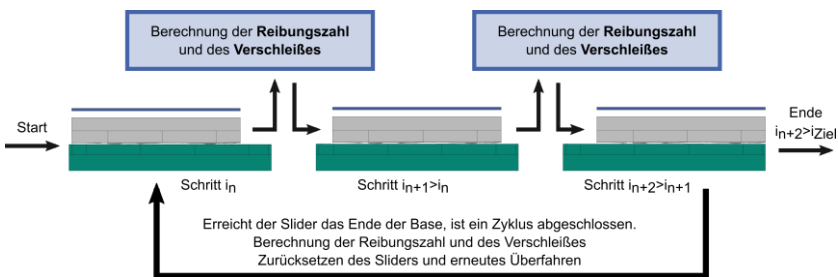


Abbildung 6.9: Darstellung des zyklischen Ablaufs der FE-Reibungssimulation

Berechnung der Reibungszahlen in der FE-Simulation

In FE-Simulationen werden die Tangential-/Reibungskräfte in Kontakten üblicherweise mit dem Coulombschen-Gesetz berechnet. Da hier aber das Ziel verfolgt wird, über die Tangentialkräfte die Reibungszahlen zu berechnen, müssen die Reibungskräfte anders bestimmt werden. Gewählt wurde dafür die kritische Schubspannung. Diese Reibungsbedingung erlaubt das Abgleiten zweier in Kontakt stehender Knoten des FE-Netzes nur, wenn zwischen ihnen eine Schubspannung wirkt, die die festgelegte kritische Schubspannung übersteigt. Die Tangentialkraft resultiert dann aus der Bewegung des Sliders, der definierten kritischen Schubspannung und der Anzahl in Kontakt stehender Knoten.

Die Bewegung des Sliders ergibt sich aus den Randbedingungen (siehe Kapitel 6.2.3). Die kritische Schubspannung wird mit $\tau_{krit} = \frac{\sigma_{ES}}{\sqrt{3}}$ (Bowden & Tabor, 2001) berechnet. Als Anhaltspunkt für die kritische Schubspannung dient hier die Streckgrenze des Gusseisens der Bremsscheibe, da keine den plastischen Bereich des Belags betreffenden Kenngrößen für dieses Material vorlagen. Die Anzahl der Knoten bzw. die reale Kontaktfläche hängt von der tatsächlichen Oberflächentopografie ab. Der Zusammenhang zwischen Normalkraft und realer Oberfläche wurde bereits von Greenwood und Williamson (1966) untersucht und ist im Stand der Forschung beschrieben (Kapitel 2.5).

Das Ergebnis der Simulation sind die aus den Tangential- und Normalkräften berechneten Reibungszahlen. Die Tangentialkräfte ergeben sich aus der kritischen Schubspannung. Daher kann im Umkehrschluss das Coulombsche-Gesetz herangezogen werden, um bei den Knoten mit Tangentialkraft eine Reibungszahl zu berechnen.

Die Tangentialkraft, also die der Bewegung entgegengesetzte Kraft, entsteht an Knoten mit Kontakt. Die Aufsummierung der einzelnen Tangentialkräfte ergibt die gesamte Tangential- bzw. Reibungskraft im FE-Modell. Analog kann die Normalkraft berechnet werden. Der Quotient aus Tangentialkraft und Normalkraft ergibt dann gemäß dem Coulombschen-Gesetz die Reibungszahl des tribologischen System zum jeweiligen Zeitpunkt in der Simulation (siehe Abbildung 6.10).

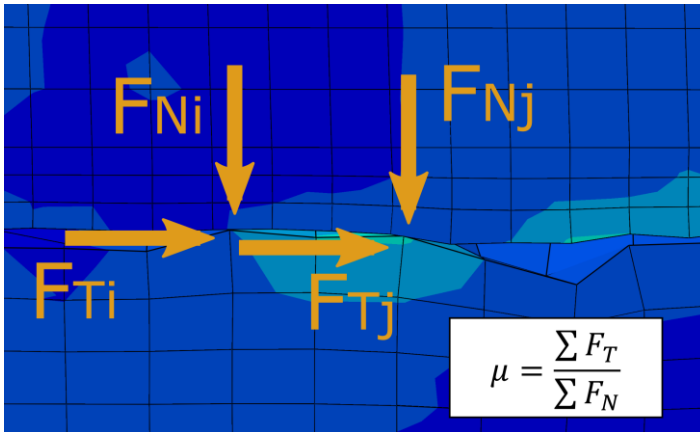


Abbildung 6.10: Berechnung der Reibungszahlen

Berechnung des Verschleißes in der FE-Simulation

Die Änderung der Oberflächenknotenkoordinaten ist in Abbildung 6.11 dargestellt. An den Knoten i und j ergeben sich durch die globale Belastung Normalkräfte von F_i und F_j sowie Verschiebungsdistanzen von s_i und s_j . Diese werden jeweils mit dem Verschleißfaktor multipliziert: das Resultat ist die Verschleißdistanz. Zur Skalierung längerer Verschleißwege wird der von Reichert (2019) vorgeschlagene Skalierungsfaktor angewendet. Die Oberflächenknoten werden entsprechend ihrer jeweiligen Verschleißdistanz verschoben, wodurch die Oberflächen mit höherer Schrittzahl zunehmend verschleifen. Da sich die Struktur der Oberfläche verändert, wird auch die Reibungszahl beeinflusst, da diese von der Anzahl der in Kontakt stehenden Knoten abhängig ist. Rechts in Abbildung 6.11 ist im grünen (belasteten) Bereich sichtbar, dass die zuvor links vorhandenen Rauheitshügel abgetragen werden. Entgegen der FE üblichen Volumenkonstanz wird hier das Volumen dieser Elemente reduziert. Diese Reduzierung stellt den Verschleiß dar.

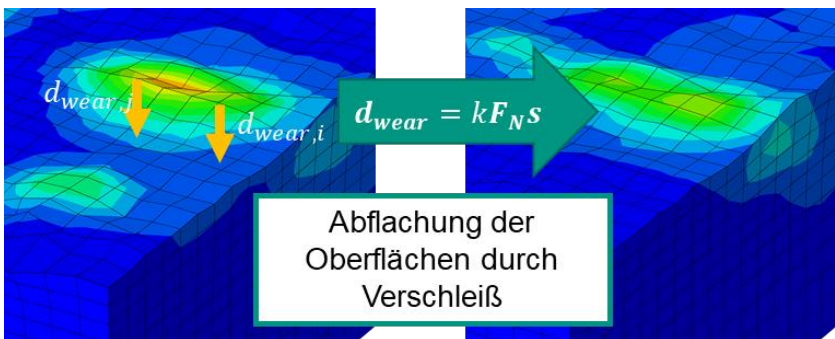


Abbildung 6.11: Verschleißbedingte Verschiebung der Oberflächenknoten

6.2.3. Randbedingungen für FE-Reibmodell

Das Phänomen Bremsenquietschen wird insbesondere bei Bremsvorgängen im langsamen innerstädtischen Verkehr, etwa in verkehrsberuhigten Zonen oder vor Ampelkreuzungen, als störend empfunden. Als relevanter Geschwindigkeitsbereich werden daher für die Untersuchung Geschwindigkeiten bis 30 km/h angenommen. In dieser Situation liegt der Bremsdruck zwischen den Belägen und der Scheibe im niedrigen Bereich, unterhalb 5 MPa (vgl. auch VDA Empfehlung 315). Der Bremsleitungsdruck, der häufig in Veröffentlichungen und Datenblättern angegeben wird, kann damit über die Größe der idealen Kontaktfläche zwischen Scheibe und

Belag berechnet werden. Im Folgenden wird – sofern nicht anders angegeben – der Druck zwischen Belag und Scheibe beschrieben.

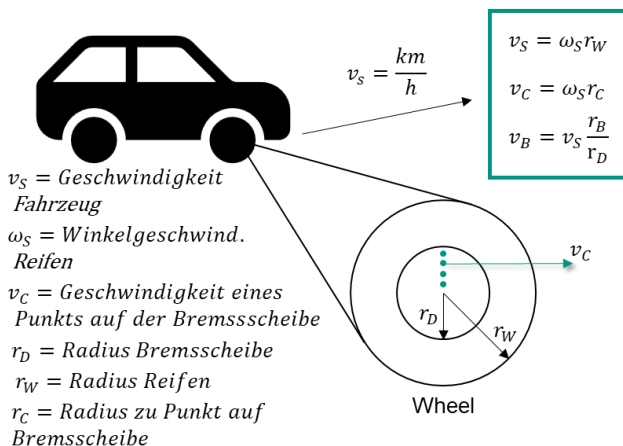


Abbildung 6.12: Berechnung der Geschwindigkeitsrandbedingungen

Aus den Fahrgeschwindigkeiten können mithilfe der Formeln in Abbildung 6.12 die Bremsscheibengeschwindigkeiten (vgl. Tabelle 6.1) am inneren, mittleren und äußeren Durchmesser der Bremsscheibe berechnet werden.

Tabelle 6.1: Geschwindigkeiten der Simulation

| Geschwindigkeit v (Berück. Geometrie der Bremsscheibe) | | | |
|--|---------------------------|---------------------------|---------------------------|
| v_s | $v_{c,in}$ | $v_{c,mid}$ | $v_{c,out}$ |
| $v_{s1} = 10 \frac{km}{h}$ | 1,02 $\frac{m}{s}$ | 1,24 $\frac{m}{s}$ | 1,44 $\frac{m}{s}$ |
| $v_{s2} = 20 \frac{km}{h}$ | 2,02 $\frac{m}{s}$ | 2,49 $\frac{m}{s}$ | 2,87 $\frac{m}{s}$ |
| $v_{s3} = 30 \frac{km}{h}$ | 3,06 $\frac{m}{s}$ | 3,74 $\frac{m}{s}$ | 4,31 $\frac{m}{s}$ |

Tabelle 6.2: Rotationsgeschwindigkeiten der Scheibe in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeiten

| Bremsdruck auf Belag ($\hat{=}$ Kraft F) nach VDA315 | | |
|--|--------------|--------------|
| p_1 | p_2 | p_3 |
| 1 MPa | 2 MPa | 3 MPa |

Aus den in Tabelle 6.1 aufgeführten neun Geschwindigkeiten und den drei Drücken aus Tabelle 6.2 ergeben sich in Summe 27 Simulationen mit jeweils 200 Schritten. Zur Einsparung von Rechenzeit werden nur die diagonalen (fettgedruckten) Werte der Geschwindigkeiten herangezogen. Dieses Vorgehen ist zulässig, da mit den drei reduzierten Geschwindigkeiten alle Punkte auf der Bremsscheibe abgedeckt werden können. In Kombination mit den drei Drücken ergeben sich in Summe neun FE-Reibsimulationen mit jeweils 200 Schritten. Die Zwischenwerte werden über Regressionen abgebildet.

Materialmodellierung

Die Bremsscheibe besteht aus GJL-250 Gusseisen und kann daher anhand des bekannten realen Materialverhaltens modelliert werden.

Der Bremsbelag besteht aus einer Vielzahl von Materialien in unterschiedlicher Zusammensetzung (siehe Kapitel 2.6.2). Im Gegensatz zu metallischen Werkstoffen existiert bislang kein standardisiertes Verfahren für die Messung und die Übertragung der Materialkennwerte eines inhomogenen Bremsbelags in ein FE-Modell. Ein standardisiertes Verfahren für das Testen von Bremsbelägen ist in der VDA Empfehlung 315 des Verbands der Automobilindustrie enthalten, lässt aber keinen Transfer der Daten in ein FE-Modell zu.

In einer internen Studie des Projektpartners ist das Verformungsverhalten eines Bremsbelags analysiert worden. Das Ergebnis, ein inhomogener Materialdatensatz, wurde zur Verfügung gestellt. Er wurde in die FE-Simulation implementiert und mit dem Base-Körper verknüpft.

Berechnung der FE-Simulation

Die Berücksichtigung von drei Geschwindigkeiten und drei Drücken ergibt in Summe neun Simulationsmodelle. Jede Simulation besteht aus jeweils 200 Schritten. Nach jeder Einzelrechnung (=Schritt) wird der Verschleiß der Oberflächenknoten berechnet. Die Simulation wird danach an gleicher Stelle mit den veränderten Oberflächen fortgesetzt. Außerdem wird nach jeder Einzelrechnung die Reibungszahl gemäß der Berechnungsvorschrift aus Kapitel 6.2.2 ermittelt.

Das Ergebnis der Simulationen sind somit die Verläufe der Reibungszahlen in Abhängigkeit von Anpressdruck und Geschwindigkeit. Die Gesamtdistanz von ca. 10 mm, die der Slider zurücklegt, ergibt sich als Summe der Produkte von Geschwindigkeit und Simulationsschrittweite. Die berechneten Reibungszahlen werden im nächsten Schritt von der Mikro- auf die Makroebene in ein MKS-Modell übertragen.

6.3. Mehrkörpersimulationsmodell

Die Berechnung der Anregungssignale für die FE-Modalanalyse erfolgt in einem MKS-Modell mit den Reibungszahlen aus dem FE-Reibmodell. In der MKS werden die idealen Geometrien der Bauteile des Bremssystems betrachtet.

Die Belastungen und somit auch die Bewegungen der Bremsbeläge werden durch die Randbedingungen an den Kontaktstellen definiert. Studien zeigen, dass die Reibungsbedingungen am inneren Rand des Belags (kleinerer Durchmesser) sich von denen am äußeren (großer Durchmesser) durch bspw. die Verkipfung der Beläge, aber auch durch die unterschiedlichen Geschwindigkeiten unterscheiden. Somit entstehen im globalen Kontakt zwischen Belag und Scheibe viele Einzelkontakte mit unterschiedlichen Randbedingungen. Das MKS-Modell zielt auf die Abbildung dieser Randbedingungen ab.

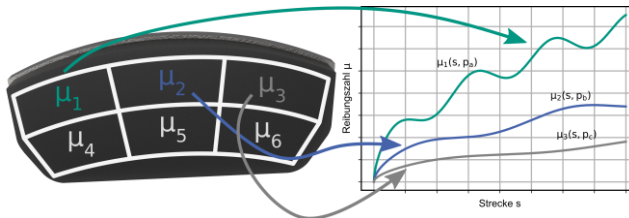


Abbildung 6.13: Prinzip der Pseudodiskretisierung

Um diese Darstellung zu ermöglichen, wird der Kontakt zwischen Scheibe und Belag pseudodiskretisiert (vgl. Abbildung 6.13). Die Aufteilung des Belags in Einzelbereiche erlaubt in der späteren MKS den Einfluss individueller Eigenschaften je Kontaktfläche. Dies können etwa druck- oder geschwindigkeitsabhängige Reibungszahlen sein. Es werden daher je Kontakt die Reibungszahlen aus dem FE-Modell eingesetzt. Somit werden sowohl die Eigenschaften der real rauen Oberflächen aus der Mikroebene abgebildet als auch die Einflüsse der Geometrie in Form von Verkipfungen von Bauteilen aus der Makroebene. Die Aufteilung des globalen Kontakts ist notwendig, um die Einzelkontakte zu definieren.

Bei der Erstellung des Modells hat sich gezeigt, dass die Pseudodiskretisierung der Beläge zu Konvergenzproblemen führt. Ursachen waren die flexiblen Belagbauteile, die eine stabile Kontaktberechnung unmöglich machten. Bei der Modellerstellung wird daher die Pseudodiskretisierung der Scheibe durchgeführt (vgl. Abbildung 6.14). Da sich dadurch individuelle Kontaktflächen auf Seite der Scheibe (entsprechend Abbildung 6.13) ergeben, kann auf die Pseudodiskretisierung der Beläge verzichtet werden.

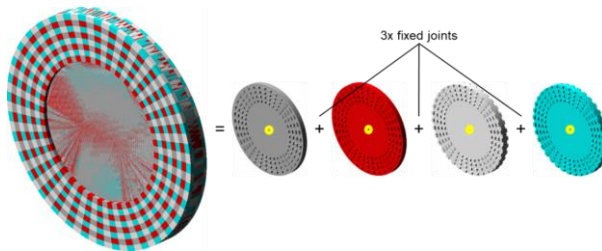


Abbildung 6.14: Aufteilung der Pseudodiskretisierung der Bremsscheibe im MKS-Modell

Die Randbedingungen der MKS entsprechen den Randbedingungen der FE-Simulation. Die Fahrgeschwindigkeit wird auf die Scheibe übertragen, durch den Druck auf die Beläge entstehen Kontakte zwischen Belag und Scheibe. Die Auswertung der Bewegungen erfolgt über die Kontaktkräfte zwischen Scheibe und Belag, die als Anregungssignal für die Modalanalyse genutzt werden.

6.4. Ergebnisse

6.4.1. Reibungszahlberechnungen mit dem FE-Reibungsmodell auf Mikroebene

Die Übertragung der realen Oberflächen von Bremsscheibe und Bremsbelag in die FE-Simulationen erfolgt mithilfe des in Kapitel 4 vorgestellten Prozesses. Die Oberflächen werden vernetzt und im FE-Modell gegeneinander gepresst. Dabei entstehen überwiegend an den Rauheitsspitzen lokale Kontakte, die in Abbildung 6.15 als grüne Bereiche sichtbar sind. Die Abbildung zeigt die Stellen der FE-Oberfläche des Bremsbelags, die in der Simulation verschlissen sind. Der blaue Bereich entspricht den Stellen, die im Lauf der Simulation keinen Kontakt mit dem Gegenkörper hatten. Zum einen ist sichtbar, dass die Anzahl der individuellen Kontaktflächen mit der Zeit steigt, wodurch der reale Traganteil der Oberfläche anwächst.

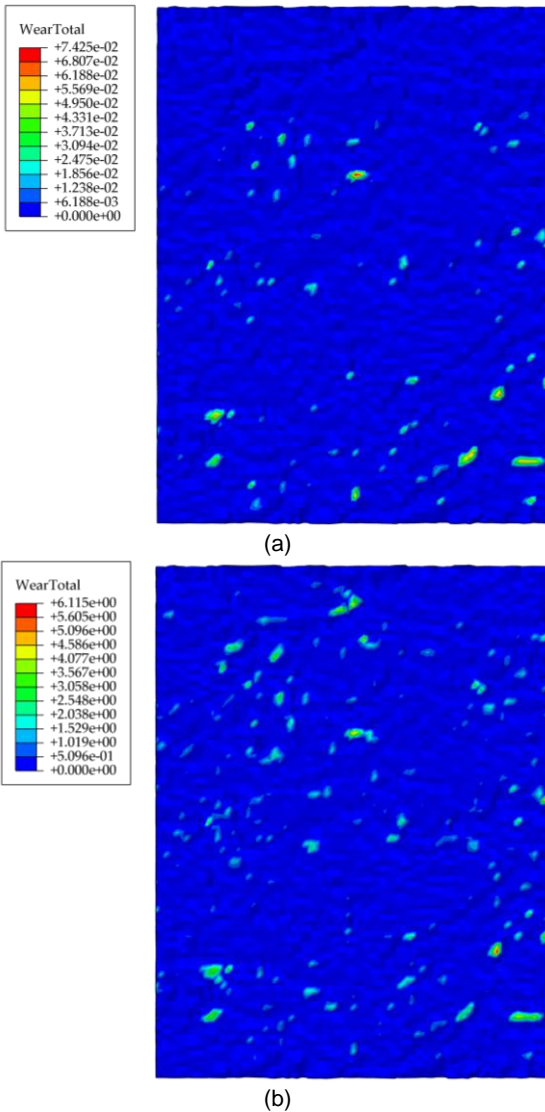


Abbildung 6.15: (a) Die grünen Bereiche kennzeichnen die Kontaktstellen zwischen beiden Körpern nach der ersten Berechnung. (b) Zum Ende der Simulation haben sich mehr Kontaktflächen als zu Beginn herausgebildet.

Zum anderen ist der Anstieg der Anzahl lokaler Kontaktpunkte auf den Verschleiß der Oberflächenknoten zurückzuführen. Durch deren Verschiebung entsteht eine ebenere Oberfläche, sodass sich mehr Kontaktpunkte bilden. Das Schema der Größenentwicklung der realen Kontaktfläche ist in Abbildung 6.16 veranschaulicht. Auf der linken Seite, zu Beginn der Belastung, ergibt sich die reale Kontaktfläche aus $A_{real,ges,1} = \sum_{k=1}^4 A_{1k}$. Nach der verschleißbedingten Abtragung der Rauheitsspitzen ergibt sich $A_{real,ges,N} = \sum_{k=1}^5 A_{Nk}$. Die Anzahl an lokalen Mikrokontakten nimmt zu, da sich die Körper verschleißbedingt annähern und auch flachere Rauheitsspitzen einen Traganteil übernehmen. Die Größe der lokalen Kontakte steigt, da durch die Abtragung der Rauheitsspitzen Plateaus entstehen. Es zeigt sich, dass $A_{real,ges,N} > A_{real,ges,1}$ gelten muss. Bei nun gleichbleibender Normalkraft F_N verringern sich die resultierenden Kontaktdruckspannungen. In Verbindung mit der Schubspannungsabhängigen Reibungsbedingung bedeutet dies, dass an mehr Kontakten die kritische Schubspannung nicht erreicht wird und damit durch die größere Anzahl an Kontakten höhere Tangentialkräfte entstehen. Als Folge ergibt sich eine höhere Reibungszahl.

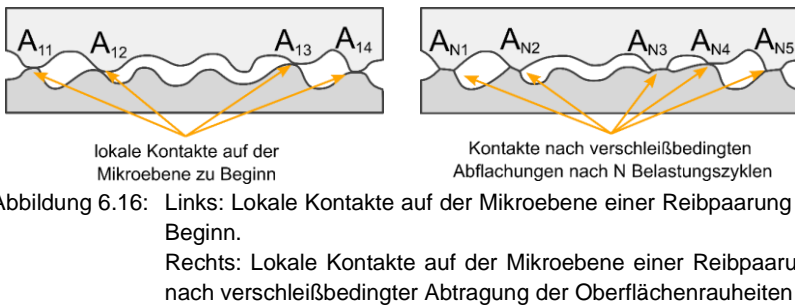


Abbildung 6.16: Links: Lokale Kontakte auf der Mikroebene einer Reibpaarung zu Beginn.

Rechts: Lokale Kontakte auf der Mikroebene einer Reibpaarung nach verschleißbedingter Abtragung der Oberflächenrauheiten

Die Abtragung der Oberflächenknoten im FE-Modell ist in einer Fokusbetrachtung eines Rauheitskamms in Abbildung 6.17 sichtbar. Die beiden länglichen Rauheitskämme sind zu Beginn der Simulation spitz ausgeprägt und flachen sich im Laufe der Simulation ab. Diese kontinuierliche Veränderung der Oberfläche resultiert in angepassten Oberflächentopografien. Dabei ändert sich sowohl die Anzahl der Kontakte als auch die Größe der Gesamtkontaktfläche. Durch Zurücksetzen des oberen Reibkörpers (Slider) wird ein stetiges Überfahren der Reibflächen simuliert. Die Anpassung der Oberfläche beeinflusst daher die Reibungszahl, die aus den Summen der Tangential- und Normalkräfte berechnet wird.

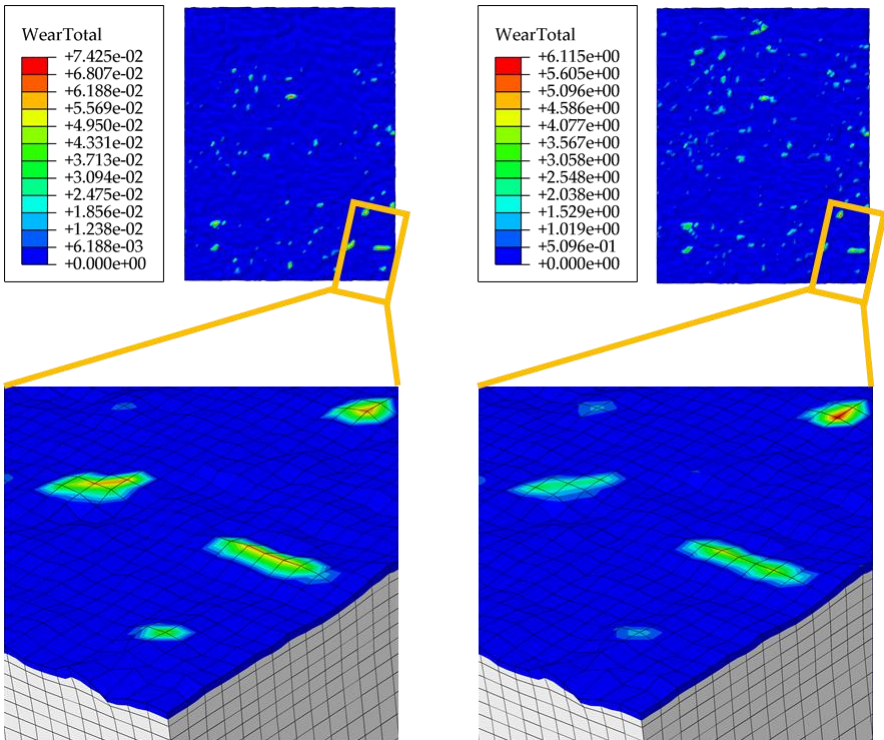


Abbildung 6.17: Abbildung von Verschleiß in der FE-Simulation:
Links: Zu Beginn der Simulation
Rechts: Nach 200 Verschleißschritten

Die quantitativen Berechnungsergebnisse sind in Abbildung 6.18 bis 6.21 dargestellt. Der erste Graph zeigt dabei die Zunahme der realen Kontaktfläche mit steigender Verschleißdistanz und wachsendem Kontaktdruck. Bei 1 MPa globalem Kontaktdruck betrug die reale Kontaktfläche am Ende der Simulation 4 % (petrolfarbene Kurve), bei 2 (blaue Kurve) bzw. 3 MPa (graue Kurve) stieg sie auf 7 bzw. 12 % an. Nicht nur die Kontaktfläche, sondern auch deren Anstieg korreliert mit dem globalen Druck. So beträgt der Anstieg bei 1 MPa globalem Druck ~1,5 %, bei 3 MPa ~4 %.

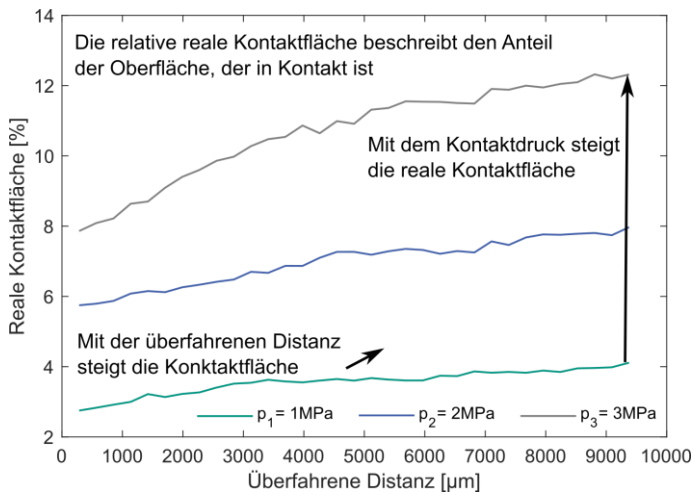


Abbildung 6.18: Reale Kontaktfläche in Abhängigkeit vom Gleitweg (nach Joerger et al., 2021d)

Der zweite Graph (Abbildung 6.19) zeigt die Verschleißtiefenentwicklung, die die Annäherung beider Körper beschreibt. Eine Verschleißtiefe von $0,4\text{ }\mu\text{m}$ bedeutet, dass die Mittellinien beider Körper sich während der Simulation um ebendiese Distanz annähern. Die Kurven für die drei Drücke zeigen nur geringe Abweichungen, lediglich die Kurve für 2 MPa liegt geringfügig tiefer als die beiden anderen. Nach einer simulierten Distanz von ca. $10.000\text{ }\mu\text{m}$ haben sich beide Körper um ca. $0,7\text{ }\mu\text{m}$ angenähert.

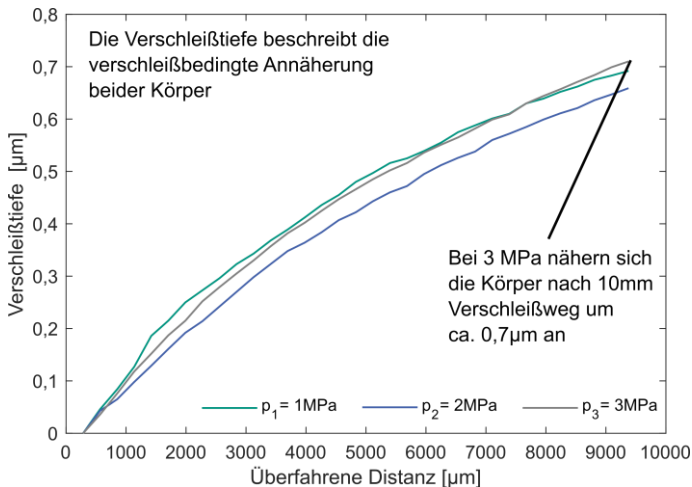


Abbildung 6.19: Verschleißtiefe in Abhängigkeit vom Gleitweg (nach Joerger et al., 2021d)

Abbildung 6.20 zeigt die Reibungszahlverläufe, die als Quotient aus Tangential- und Normalkraft berechnet wird. Die initiale Reibungszahl für 1 MPa beträgt ca. 0,5 und steigt im Verlauf der Simulation auf 0,7 an. Bei Drücken von 2 und 3 MPa erhöht sich die Reibungszahl von 0,55 auf bis zu 0,8.

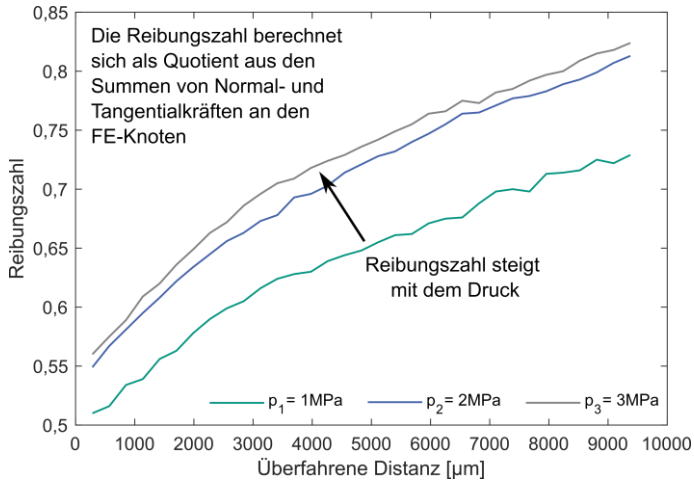


Abbildung 6.20: Reibungszahl in Abhängigkeit vom Gleitweg (nach Joerger et al., 2021d)

Der letzte Graph (Abbildung 6.21) zeigt zusammenfassend die Druckabhängigkeit der Reibungszahlen. Auf der x-Achse sind die Drücke abgetragen; anhand der vier Stützpunkte bei 0, 1, 2 und 3 MPa wurden Regressionskurven berechnet. Die Reibungszahl steigt dabei sowohl mit der Kontaktpressung als auch mit der überfahrenen Distanz. Die Distanz hat dabei einen stärkeren Einfluss auf die Erhöhung als der Kontaktdruck. Der Stützpunkt 0 MPa mit der Reibungszahl 0 wird ergänzt, da bei nicht Vorhandensein eines Kontakts auch keine Reibung vorhanden ist.

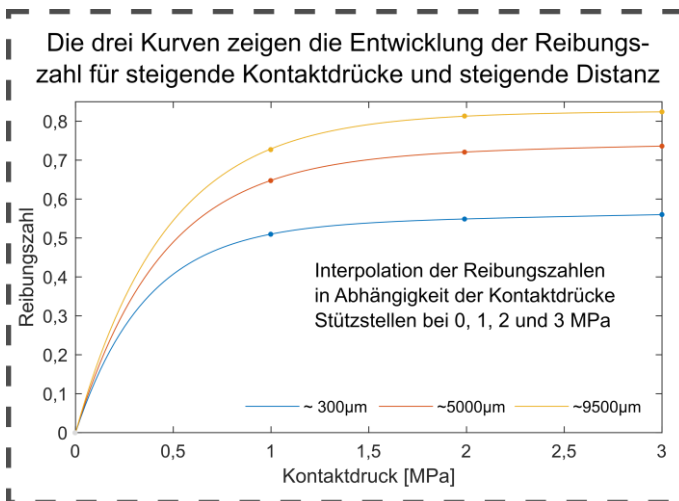


Abbildung 6.21: Reibungszahlkennfeld mit Interpolationskurven auf Basis der Ergebnisse der neun Simulationen (nach Joerger et al., 2021d)

Die Ergebnisse der FE-Simulation werden in die MKS übertragen, um die globale Kontaktfläche zwischen Belägen und Scheibe mithilfe von Pseudodiskretisierungen aufzuteilen. Je Einzelkontakt werden individuelle Reibungskräfte entsprechend der lokalen Bedingungen berechnet. Dazu werden die Ergebnisse aus Abbildung 6.21 in die MKS in Form eines Reibungszahlkennfelds transferiert. Fehlende Werte werden per Regression ermittelt. In den Einzelkontakten können so mithilfe der individuellen Normalkräfte und der Geschwindigkeiten die Reibungskräfte je Kontakt bestimmt werden. Das Ergebnis sind unterschiedliche Reibungskräfte je Einzelkontaktfläche (vgl. Abbildung 6.13), die aufsummiert die Anregung des rechten bzw. linken Scheibe-Belag-Kontakts ergeben.

6.4.2. Mehrkörpersimulation

Die Abbildung 6.22 und 6.23 zeigen die Ergebnisse der Mehrkörpersimulation. Im ersten Diagramm sind die Kontaktkräfte bei 1 MPa Flächenpressung zwischen Belägen und Scheibe aufgeführt, die durch die Pseudodiskretisierung der Scheibe entstehen. Dadurch ergeben sich mehrere Einzelkontakte mit unterschiedlichen Eigenschaften. Anhand von vier beispielhaften Kontaktkräften wird deutlich, dass eine Schwingung entsteht. Die Geschwindigkeiten der beiden Beläge werden durch die Kraftschwingungen jedoch nicht angeregt, sodass eine gedämpfte Schwingung resultiert.

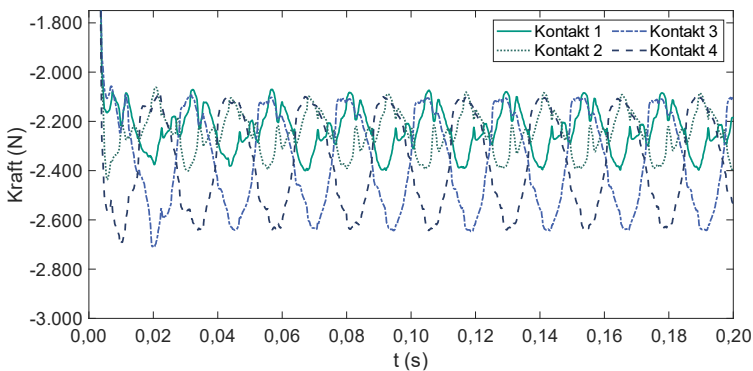


Abbildung 6.22: Kontaktkräfte bei 1 MPa Flächenpressung

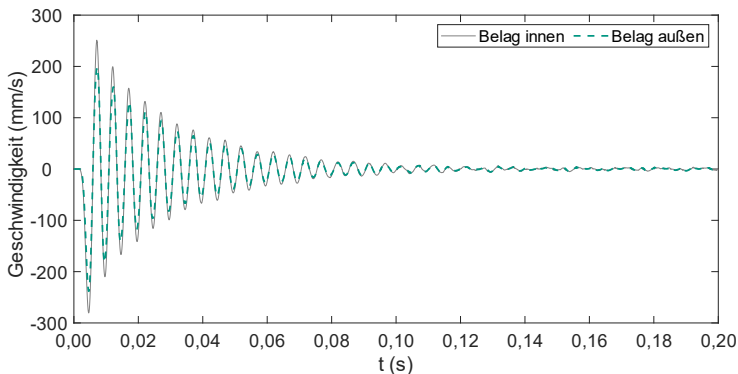


Abbildung 6.23: Geschwindigkeiten der Beläge bei 1 MPa Kontaktpressung

Abbildung 6.24 und 6.25 zeigen die Ergebnisse der MKS bei 3 MPa Flächenpressung. Die Mittelwerte der Schwingungen liegen bei ca. -6.500 N. Das Kraftsignal setzt sich dabei aus drei Frequenzen 86,9 Hz, 124,2 Hz und 335 Hz zusammen. Dies resultiert bei den Geschwindigkeiten der Beläge in einer harmonischen Schwingung von 211 Hz.

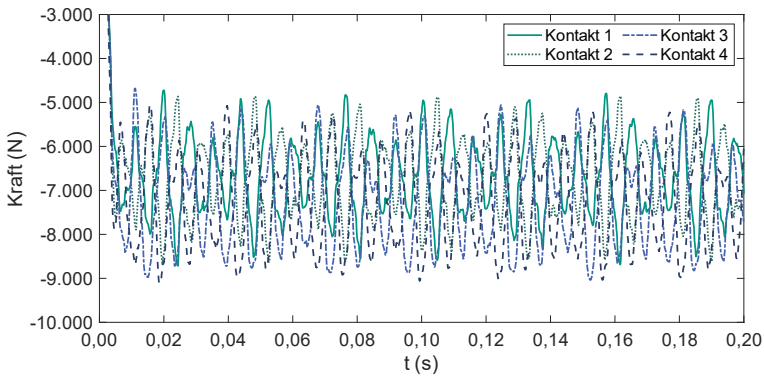


Abbildung 6.24: Kontaktkräfte bei 3 MPa Flächenpressung

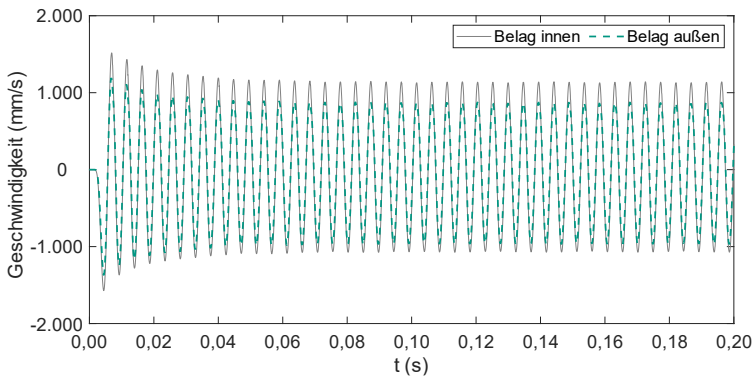


Abbildung 6.25: Geschwindigkeiten der Beläge bei 3 MPa Kontaktpressung

6.5. FE-Modalanalyse

Die FE-Modalanalyse dient dazu, die Antwort des Bremssystems zu ermitteln, die als Folge der Anregung durch das MKS-Signal entsteht. Zunächst wird dazu das Verhalten des Bremssystems ohne Anregung berechnet (Tabelle 6.3), um die Eigenmoden zu erhalten. In einer zweiten Rechnung wird das Bremssystem mit Anregung berechnet, um Vergleichswerte zu erhalten. Als Ergebnis soll sichtbar werden, welche Eigenfrequenzen der Scheibe angeregt werden. Diese Frequenzen können dann aktiv im Entwicklungsprozess etwa durch konstruktive Maßnahmen beeinflusst werden.

Tabelle 6.3: Moden der Bremsscheibe aus der Simulation

| Mode (FEM) | Frequenz [Hz] Simulation mit/ohne Anregung |
|------------|---|
| 1/2 | 256,2/257,6 |
| 3 | 436,6 |
| 4/5 | 675,5/676,5 |
| 6 | 729,8 |
| 7/8 | 910,9/914,5 |
| 9/10 | 1.660,0/1.662,5 |
| 11/12 | 1.915,3/1.915,7 |
| 13 | 2.005,5 |
| 14/15 | 2.435,9/2.445,9 |
| 16/17 | 2.844,0/2.848,4 |
| 18 | 3.537,3 |

Das Anregungssignal aus der MKS mit 3 MPa Flächenpressung wurde als Eingangssignal für die FE-Modalanalyse genutzt, da die Bewegung der Beläge einer harmonischer Schwingung entspricht.

Die Auswertung der Simulationen mit und ohne Anregung zeigte, dass die Frequenzen identisch sind. Eine charakteristische Frequenz, bei der das Bremssystem durch das MKS-Signal zu Schwingungen angeregt wurde, konnte damit nicht identifiziert werden. Tabelle 6.3 enthält daher nur eine Spalte „Simulation“, die die Ergebnisse mit und ohne Anregung beinhaltet. In einigen Feldern sind zwei Frequenzen eingetragen; dabei handelt es sich um symmetrische Schwingungen, die sich durch die Symmetrie der Bremsscheibe ergeben.

6.6. Dynamische experimentelle Modalanalyse

Die dynamische Modalanalyse umfasst die Messung der Eigenfrequenzen des Bremssystems im Betrieb auf dem IPEK TRP - **TrockenReibPrüfstand** (Beschreibung bei Klotz, 2022). Eine Voraussetzung für die Konfiguration des TRP der aktuell dritten Generation zur Durchführung der Versuche zum Bremsenquietschen ist dessen modulare Bauweise. Dabei werden die für die Bremse nicht relevanten Bauteile und -gruppen demontiert; das so vereinfachte Bremssystem kann mit wenigen Adaptern und Kupplungen montiert werden.

Das Ziel der Versuche ist das Messen des Bremsenquietschens im Betrieb. Die erste Testroutine lief bei kontinuierlichem Antrieb der Bremsscheibe und bei gleichzeitig konstantem Bremsdruck. Angefahren wurden die Geschwindigkeiten und Kontaktdrücke aus Tabelle 6.1 und 6.2. Bei diesen konstanten Betriebspunkten, die den Bremsvorgang bei niedrigen Geschwindigkeiten abbilden sollten, konnte kein Quietschen wahrgenommen oder gemessen werden. Hinweise aus der Literatur, wie etwa das Befeuchten des Kontakts, brachten keine Änderung.

Während der Versuchsdurchführung wurde festgestellt, dass Quietschen auftritt, sobald eine Geschwindigkeitsänderung (Drehzahländerung) der Bremsscheibe messbar ist. Die Testroutine wurde dahingehend verändert, dass nach der Beschleunigung auf die Anfangsgeschwindigkeit kein weiterer Antrieb mehr erfolgte. Danach wurde die Geschwindigkeit der Scheibe durch Aufbringung eines Bremsmoments reduziert. Beim Aufbringen des Bremsmoments wurde ein Quietschen hörbar, das auch durch Messungen bestätigt werden konnte. Die Ergebnisse der Messungen des Laservibrometers (siehe Abbildung 6.26) zeigen die Schwingungen der Bremsscheibe bei 16,4 kHz und 17,8 kHz.

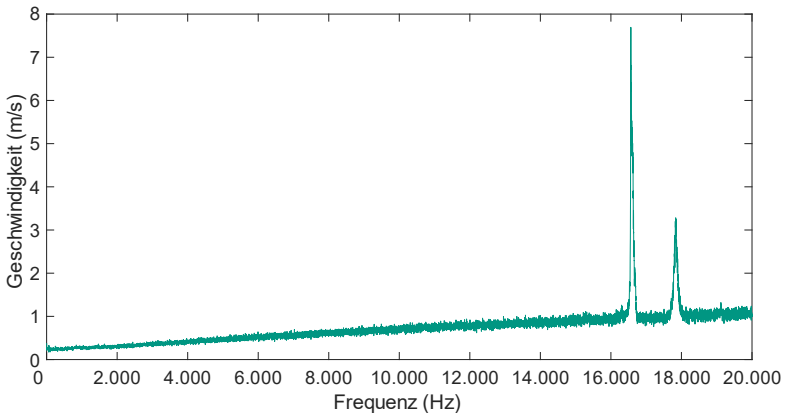


Abbildung 6.26: Gemessene Oberflächengeschwindigkeit der Bremsscheibe beim Bremsen

6.7. Diskussion der Ergebnisse

Die Ergebnisse der Simulationen und der Experimente zeigen die berechneten und die gemessenen Eigenfrequenzen. Durch die Kombination der Berechnungsprogramme wird dabei die skalenübergreifende Kopplung von Berechnungsmethoden möglich. Bei der experimentellen Analyse des Phänomens Bremsenquietschen besteht die Herausforderung darin, das Geräusch in der Prüfumgebung nachzubilden, da bspw. Anregungssignale aus der Karosserie oder dem Reifen-Straße-Kontakt nicht berücksichtigt werden. Es konnte nachgewiesen werden, dass der Kontakt zwischen Scheibe und Belag Schwingungen induziert. Dieses Auslösen der gemessenen Schwingungen muss im vorliegenden System durch den Reibkontakt bedingt sein, da andere Teile des Restsystems wie etwa die Radaufhängung nicht mitberücksichtigt werden. Bremsenquietschen kann also in einem System verschiedene Ursachen haben, die zu unterschiedlichen akustisch hörbaren Frequenzen führen. Im vorliegenden Fall wurde das System durch reibinduzierte Schwingungen bei Frequenzen um 17 kHz angeregt, die praktisch außerhalb des menschlichen Hörvermögens liegen.

Das FE-Modell zur Ermittlung der Reibungszahlen besteht aus den in das Modell übertragenen, realen Oberflächen von Scheibe und Belag (vgl. Forschungsfrage 1). Benötigt werden zudem die Materialdaten, um das Verhalten der Bauteile zu

beschreiben. Das Gusseisen der Bremsscheibe kann mit geringem Aufwand in der FE-Simulation abgebildet werden, da Datensätze zu dessen Verformungsverhalten in allgemein zugänglichen Datenbanken vorhanden sind. Das Belagmaterial kann dagegen nicht ohne Weiteres in einen FE-nutzbaren Materialdatensatz überführt werden, da es aus einer Vielzahl unterschiedlicher Materialien besteht, deren genaue Zusammensetzung unbekannt ist.

Für homogene Materialien wie das Gusseisen der Scheibe stehen diverse Verfahren zur Charakterisierung des Werkstoffs zur Verfügung, etwa der Zugversuch oder der Kerbschlagbiegeversuch. Für das inhomogene Belagmaterial hingegen gibt es bislang keine Richtlinien, wie dessen Materialdaten gemessen und in FE-Simulationen übertragen werden können. An diesem Punkt muss zukünftige Forschung ansetzen und Materialverhaltensmodelle für inhomogene Materialien und Methoden zu deren Messung bereitstellen. Für Simulationen böte dies einen erheblichen Mehrwert, da so deren Validität gesteigert und die Vergleichbarkeit erhöht werden könnte.

Die Berechnung der Reibungszahl mit dem FE-Modell ergibt Werte im Bereich von 0,7. Die kritische Schubspannung, die angibt, ab welcher Krafteinwirkung die beiden Körper aufeinander abgleiten, ist dabei ein starker Einflussfaktor. Die Annahme nach Bowden-Tabor, auf der die Reibungszahlen von ca. 0,7 basieren, sollte in weiteren Experimenten oder im Rahmen der Charakterisierung des Belagmaterials experimentell validiert werden, da in der Literatur Größen in einer weiten Spanne von 0,3 bis 1 angegeben werden.

Die Berücksichtigung von Verschleiß im Modell durch Reduktion der Oberflächenkoordinaten führt zur Abtragung von Oberflächenkuppen. Die resultierende Annäherung der beiden Körper spiegelt somit den Bremsabrieb wider und kann zur Bestimmung der Lebensdauer einer Bremse genutzt werden.

Die Verbindung der Mikro- und der Makroebene erfolgt über das berechnete Reibungszahlkennfeld (Abbildung 6.21), das auf den pseudodiskretisierten Kontakt zwischen Scheibe und Belag aufgebracht wurde. Das Reibungszahlkennfeld integriert somit die Einflüsse der Mikroebene wie etwa die reale Oberflächentopografie, das Abgleiten der Ebenen und das Verformungsverhalten der Oberflächen. Diese Übertragung ist möglich, da das Verständnis der Reibungszahl als Quotient aus Tangential- und Normalkraft sowohl auf der Mikro- als auch der Makroskala vorhanden ist. Auf der Mikroebene erfolgt die Berechnung des Übertragungsparameters mit der genannten Gesetzmäßigkeit. Im makroskopischen MKS-Modell erfolgt nach dem gleichen Prinzip die Berechnung der Tangentialkräfte. Somit wird das in der Tribologie bewährte Prinzip des

Reibwerts und der Reibungszahl als quantifizierbare Bewertung des Bewegungswiderstands zweier Oberflächen skalenübergreifend übertragen, wobei der Informationsspeicher das Reibungszahlkennfeld darstellt.

Wird eine Pseudodiskretisierung durchgeführt, ist bei einer Geschwindigkeit von 10 km/h eine gedämpfte Schwingung ($f_{10km/h} = 201Hz$) zu beobachten. Bei 30 km/h klingt die Schwingung ($f_{30km/h} = 211Hz$) aber nicht ab, sondern wird durch den Reibkontakt kontinuierlich angeregt. Das Verhältnis der Geschwindigkeiten von 1:3 findet sich nicht im Verhältnis der Frequenzen. Demnach resultieren die Schwingungen nicht auf den geänderten Geschwindigkeitsrandbedingungen, sondern sind Folge der Reibungsmodellierung.

Nach der MKS erfolgt eine FE-Modalanalyse, um die Schwingungsantwort des Bremssystems zu ermitteln. Die Modalanalyse wird unter Berücksichtigung der Anregung aus dem MKS durchgeführt. Da keine standardisierte Schnittstelle für den Transfer einer Anregung zwischen FE und MKS existiert, werden die Daten mittels selbsterstellter Routinen übertragen. Sowohl das MKS-Modell als auch das FE-Modalanalysenmodell sind auf makroskopischer Skala, weshalb die Übertragung direkt durchgeführt werden kann. „Direkt“ bedeutet hier, dass die Kräfteverteilung aus dem Kontakt direkt in das FE-Modell übernommen werden kann. Dabei sind weder eine Veränderung noch eine Anpassung der Werte notwendig.

Die Ergebnisse der FE-Modalanalyse ergeben, dass die Schwingungsfrequenzen des Bremssystems mit und ohne Anregungssignal aus der MKS nahezu identisch sind. Ein Einfluss des Anregungssignals kann damit ausgeschlossen werden. Somit ist der Einfluss der Geometrie der Bauteile auf die auftretenden Schwingungsformen deutlich stärker als der Einfluss des Anregungssignals.

Der Zeitschritt des Kraftsignals in der MKS betrug $t = 10^{-4}s$. Nach dem Shannon-Theorem bedeutet dies, dass in der Simulation Schwingungen von maximal $f = 5 kHz$ ausgewertet werden können. Jedoch waren die in den Experimenten gemessenen Schwingungen bei 17kHz und können daher nicht mit der MKS verglichen werden. Eine Anpassung des Kraftsignals und der Abtastrate wäre erforderlich.

Zusammenfassung

Das Vorgehen zur Analyse reibinduzierter Schwingungen besteht aus einzelnen methodischen Schritten, die als Bausteine gekoppelt wurden. Der erste Baustein stellt die Reibungszahlberechnung über die FEM dar. Die FE-Simulation – inklusive der vorgestellten Vorgehensweise zu ihrer Vorbereitung – ist ein wertvolles

Werkzeug für Produktentwicklungsprozesse, da auf diese Weise Reibungszahlen berechnet werden können. Dieses Verfahren kann insbesondere in frühen Entwicklungsphasen eingesetzt werden, wenn grundlegende Entscheidungen getroffen und Produktparameter festgelegt werden müssen.

Belegt und bestätigt werden konnte, dass die Reibungszahl ein wichtiger Parameter zur Beschreibung von skalenübergreifenden Systemen ist. Berechnet werden kann sie nach den vorgestellten Methoden sowohl auf der Mikro- als auch auf der Makroebene. Damit eignet sich der Parameter Reibungszahl für den Transfer der Beschreibung von Reibungseigenschaften zwischen unterschiedlichen Skalen.

Der zweite Baustein ist die Mehrkörpersimulation auf makroskopischer Ebene. Die MKS wird zur Berechnung von Kräften und Beschleunigungen im System genutzt. In reibungsbehafteten Systemen muss dabei das Verhältnis zwischen Tangential- und Normalkräften beschrieben werden, wofür die Reibungszahl genutzt wird. Der hier gezeigte Modellansatz muss dabei nicht zwangsläufig mit der FE-Methode (auf Mikroebene) gekoppelt werden, sondern kann auch als eigenständiger Ansatz zur Analyse der Kräfte oder Momente in tribologischen Systemen genutzt werden. Eine solche Analyse setzt aber voraus, dass eine Beziehung zwischen Tangential- und Normalkräften angenommen wird; diese wird in der Regel in Form der Reibungszahl quantifiziert. Die Annahme des Coulombschen-Gesetzes reicht allerdings unter Umständen nicht aus, um ein System vollständig zu beschreiben.

Die Übertragung des Kraftsignals zwischen der MKS und der FE-Modalanalyse erfolgt in Form eines Kraftfelds aus Einzelkräften. Ein skalenübergreifender Charakter wird hier nicht verlangt, weshalb die Werte in der jeweils berechneten Größe übertragen werden können. Eine Gesetzmäßigkeit muss dem nicht zugrunde liegen.

Der dritte Baustein ist die Modalanalyse. Als unverzichtbarer Bestandteil von Entwicklungsprozessen quantifiziert sie die Antwort eines Systems auf eine gegebene Anregung. Im vorliegenden Fall werden damit die hörbaren Frequenzen ermittelt, die Menschen beim Einsatz des technischen Systems wahrnehmen und als unangenehm empfinden können.

Der letzte Baustein der vorgestellten Methode sind die Experimente. Sie sind bei der Entwicklung physischer Produkte unverzichtbar, da erst an einem Prototyp oder Vorserienprodukt das tatsächliche Verhalten bei dessen Einsatz oder Nutzung geprüft werden kann. Simulationen alleine sind nicht vollständig in der Lage, das spätere Produkt exakt zu beschreiben. Für belastbare Simulationen sind Eingangsinformationen erforderlich, bei denen es sich neben einfachen Messwerten und Materialkennzahlen auch um Reibgesetze oder Wertetabellen handeln kann. Simulationen unterstützen daher den Produktentwicklungsprozess, können physische Experimente aber nicht vollständig ersetzen.

6.8. Beantwortung der Forschungsfrage

Die dritte Forschungsfrage konzentriert sich auf die Entwicklung und praktische Durchführung einer Methode zur Übertragung von Parametern zur Beschreibung von Reibungseigenschaften zwischen der Mikro- und der Makroebene. Die Verbindung zwischen Mikro- und der Makroebene erfolgt am Beispiel des Bremsenquietschens durch die Reibungszahl. Diese stellt sich als geeigneter Parameter heraus, da sie sowohl auf der Mikro- als auch auf der Makroebene in Berechnungen und Betrachtungen einfließt. Daher können die Informationen, die in der Reibungszahl bzw. dem Reibungszahlkennfeld auf der Mikroebene gespeichert sind, in die Makroebene auf eine größere Fläche übertragen werden.

Forschungsfrage 3: Wie kann eine Methode aussehen, mit der das mikrotribologische Reibungsverhalten eines Bremssystems auf der Makroebene mithilfe von computergestützten Simulationen abgebildet werden kann?

Der Transfer der realen Geometrien von Bauteilen erfolgt dagegen in entgegengesetzter Richtung. Die äußere Gestalt der Bauteile ist zwar auf Makroebene definiert, die tatsächliche Oberfläche auf Mikroebene ist aber unregelmäßig, unterschiedlich rau und nur mit Unschärfe zu beschreiben. Diese realen Oberflächen werden ausgehend von der Makroebene in die Mikroebene übertragen und konnten somit in der FE-Simulation genutzt werden.

7. Fazit und Ausblick

Computergestützte Methoden erfordern Eingangsdaten und Modelle für den Einsatz in Entwicklungsprozessen. Bezüglich der Erzeugung von Eingangsdaten wird in der ersten Forschungsfrage gezeigt, wie reale Oberflächen mittels Weißlichtinterferometer und Datenverarbeitung in die digitale Welt übertragen werden können. Die strukturierte Darstellung in einem Ablaufdiagramm (Abbildung 4.1) zeigt auf einfache Weise, dass die Methode an andere Einsatzgebiete anzupassen ist. Der modulare Aufbau erleichtert es, Teile individuell auszutauschen und die Vorgehensweise ohne aufwändige Anpassungen in eigenen Systemen umzusetzen.

Graphit ist als Schmiermittel zwar bekannt und verbreitet, wird aber im Bereich der Lagersysteme, wenn überhaupt, meist in verarbeiteter Form angewendet. Die vorgestellten Grundlagenuntersuchungen zum Schmierungsverhalten und das erarbeitete Konzept zur Nachschmierung sind die ersten Schritte auf dem Weg zu einer industriellen Anwendung. Dass die Reibungszahlen im betrachteten Axialkugellager nur geringfügig höher sind als in fett- oder ölgeschmierten Lagern, zeigt das Potenzial des Schmierkonzepts. Die Ergebnisse sind ein Schritt zur Entwicklung eines auf Lebensdauer mit Graphit geschmierten Lagers.

Die hier entwickelten skalenübergreifenden Methoden zeigen, dass Mikroebene und Makroebene miteinander verbunden werden können. Der relevante Parameter für die Übertragung ist die Reibungszahl, deren grundlegende Berechnung auf den Skalen identisch ist. Die vorgestellten Methoden lassen sich nicht nur bei Lagersystemen anwenden, sondern auch in anderen Bereichen, etwa bei der Entwicklung von Scheibenbremsen.

Ausblick

Die Übertragung realer Oberflächen in die virtuelle Welt ist von allgemeinem Interesse für die Produktentwicklung, denn sie kann nicht nur, wie hier gezeigt, für Lager- oder Bremssysteme durchgeführt werden, sondern auch auf Kupplungen. Dort kann mit dieser Methode der reale Traganteil bei gegebener Pressung bestimmt werden. Erste Vorarbeiten leisteten bereits Fehrenbacher, Joerger und Ott (2020).

Das Potenzial von Graphit und die Abhängigkeit der Schmiermittelversorgung vom Gleit-Roll-Anteil wird in der kommenden Projektlaufzeit des DFG SPP2074

(Fluidfreie Schmiersysteme mit hoher mechanischer Belastung) untersucht. Erste Untersuchungen an Axialrollenlagern haben ergeben, dass die Abwälzverhältnisse einen Einfluss auf die Schmiermittelversorgung besitzen (Joerger et al., 2022b). Zudem kann Graphit auch in Schraubenverbindungen zum Einsatz kommen, um die Reibungssituation beim Anziehen zu begünstigen. Als Ziel könnte hier definiert werden, die resultierende Montagevorspannkraft durch eine aufgebrachte Graphitbeschichtung zu beeinflussen (Kretschmer et al., 2022).

Insbesondere die Berechnung des Verschleißes in Bremssystemen ist von großer Bedeutung für die Industrie. Neue Vorschriften zur Feinstaubbelastung erfordern, dass Bremsabrieb mitberücksichtigt wird. Mit dem vorgestellten Ansatz (vgl. Joerger et al., 2022d) ließe sich der entstehende Abrieb bestimmen. Weitere Ansätze zur Berechnung des Verschleißvolumens wurden bereits getestet und zeigen Möglichkeiten für dessen Bestimmung in Scheibenbremsen (Joerger & Albers, 2020).

Literaturverzeichnis

- AbuBakar, A. & Ouyang, H. (2008). Wear prediction of friction material and brake squeal using the finite element method. *Wear*, 264 (11-12), S. 1069–1076. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2007.08.015>
- Albers, Bischofberger, A. & Ott, S. (2020). Wet clutch as an enabler of cost-efficient hybrid drive systems Decoupling as functional extension. In M. Bargende, H.-C. Reuss & A. Wagner (Hrsg.), 20. *Internationales Stuttgarter Symposium. Automobil- und Motorentechnik* (S. 251–265). Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Albers & Elison, H. (1997). Trennprobleme bei Trockenkupplungen. Auftreten - Ursachen - Maßnahmen [Konferenzbeitrag]. Kupplungen in Antriebssystemen'97, Fulda.
- Albers & Matthiesen, S. (2002). Konstruktionsmethodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme. *Konstruktion*, (2002-07/08), S. 55–60.
- Albers, Reichert, S., Thorén, S., Bursac, N. & Serf, M. (2017). Kopplung von CAE-Methoden zur Unterstützung des Produktentwicklers. *Konstruktion*, (2017-09), S. 76–82.
- Albers & Wintergerst, E. (2014). The Contact and Channel Approach (C&C²-A) – relating a system's physical structure to its functionality. In A. Chakrabarti & L. Blessing (Hrsg.), *An Anthology of Theories and Models of Design: Philosophy, Approaches and Empirical Explorations*. Springer.
- Albers, A., Haberkern, P., Holoch, J., Joerger, A., Knecht, S., Renz, R. et al. (2022). Strategische Planung des Entwicklungsrisikos gekoppelter CAE-Methoden. *Konstruktion*, 74 (09), S. 72–77.
- Albers, A., Reichert, S. & Joerger, A. (2017). Investigation of roughness parameters of real rough surfaces due to sliding wear under mixed-lubricated conditions with the finite-element-method [Konferenzbeitrag]. World Tribology Congress 2017, Beijing.

- Albers, A., Reichert, S. & Joerger, A. (2018). Untersuchung des Einflusses der Einlaufprozedur auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von geschmierten Kontakten mit der Finite-Elemente-Methode [Konferenzbeitrag]. 59. Tribologie Fachtagung 2018, Göttingen.
- Albers, A., Bursac, N. & Rapp, S. (2017). PGE – Produktgenerationsentwicklung am Beispiel des Zweimassenschwungrads. *Forschung im Ingenieurwesen*, 81 (1), S. 13–31. <https://doi.org/10.1007/s10010-016-0210-0>
- Alink, T. (2010). Bedeutung, Darstellung und Formulierung von Funktion für das Lösen von Gestaltungsproblemen mit dem C&C-Ansatz. Meaning and notation of function for solving design problems with the C&C-Approach. Dissertation. In Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse (Bd. 48)* ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://doi.org/10.5445/IR/1000023234>
- Archard, J. (1953). Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *Journal of Applied Physics*, 24 (8), S. 981–988. <https://doi.org/10.1063/1.1721448>
- Basiewicz, M. (2020). Ein Beitrag zur Validierung nasslaufender Lamellenpakete aus Anfahr-elementen von Fahrzeugen im Betriebszustand „geregelter Dauerschlupf“. Dissertation. In Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse (Bd. 128)* ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Behrendt, M. (2009). Entwicklung eines Systemtribometers mit Abbildung mehrachsiger instationärer Beanspruchungskollektive zur Analyse von Reibung und Verschleiß im Mischreibungsgebiet im Kontext nasslaufender Umschlingungs-CVT. Dissertation. Dissertation. In Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse (Bd. 36)* ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Bergheim, M. (2002). Entwicklung von Reibbelägen für Kraftfahrzeugkupplungen am Beispiel der Entwicklung bleifreier Kupplungen [Konferenzbeitrag]. Maschinen und Anlagen : Tagung, Hannover.

- Bergman, F., Eriksson, M. & Jacobson, S. (1999). Influence of disc topography on generation of brake squeal. *Wear*, 225-229, S. 621–628. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(99\)00064-2](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(99)00064-2)
- Bernhardt, J. (2017). Entwicklung von Friktionssystemen am Beispiel einer nasslaufenden Lamellenkupplung. Dissertation. In Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse (Bd. 102)* ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Binnewies, M., Finze, M., Jäckel, M., Schmidt, P., Willner, H. & Rayner-Canham, G. (2016). *Allgemeine und Anorganische Chemie*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-45067-3>
- Bischofberger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers, A. (2022). Untersuchung des anwendungsnahen, dynamischen Reibverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen am Beispiel zweier Tribosystemvarianten. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 69 (2), S. 26–39. <https://doi.org/10.24053/TuS-2022-0010>
- Blust, M. (2017). Effizientes Screening des tribologischen Eignungspotenzials alternativer Werkstoffpaarungen für den Einsatz in tribologischen Kontakten von Axialkolbenmaschinen als Beitrag zum Produktentstehungsprozess. Dissertation. In Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse (Bd. 99)* ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Bopp, M., Joerger, A., Behrendt, M. & Albers. (2021). Variance Quantification of Different Additive Manufacturing Processes for Acoustic Meta Materials. *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, 263 (4), S. 2708–2723. <https://doi.org/10.3397/IN-2021-2211>
- Bowden, F. & Tabor, D. (2001). *The friction and lubrication of solids*. Estados Unidos: Oxford University Press.
- Brändlein, Eschmann, H. & Weigand (1998). *Die Wälzlagerpraxis. Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen* (korrig. Nachdr. der 3. Aufl.). Mainz: Vereinigte Fachverl.

- Brechot, P., Cardis, A., Murphy, W. & Theissen, J. (2000). Micropitting resistant industrial gear oils with balanced performance. *Industrial Lubrication and Tribology*, 52 (3), S. 125–136. <https://doi.org/10.1108/00368790010371762>
- Breuer, B. & Bill, K. (2017). *Bremsenhandbuch*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-15489-9>
- Chen, S., Erdmann, K., Bause, K. & Albers (2021). Untersuchung des Kontaktverhaltens eines Synchronisierungssystems mit numerischer Modellierung und experimenteller Analyse [Konferenzbeitrag]. 62. Tribologie Fachtagung 2021, Virtuell.
- Czichos, H. & Habig, K.-H. (2020). *Tribologie-Handbuch*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-29484-7>
- Damm, S. (2021). *Rohstoffrisikobewertung – Graphit* (DERA Rohstoffinformationen, Bd. 51, Datenstand: November 2021). Berlin: DERA. Verfügbar unter: https://www.deutsche-rohstoffagentur.de/DE/Gemeinsames/Produkte/Downloads/DERA_Rohstoffinformationen/rohstoffinformationen-51.html
- DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (06/1982). DIN 4760. *Gestaltabweichungen*. Beuth Verlag GmbH, Berlin.
- DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (1998-04) DIN EN ISO 13565-2. *DIN EN ISO 13565-2 Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren*. Beuth Verlag GmbH, Berlin.
- DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2010-07). DIN EN ISO 4287. *Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Benennung, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit*. Beuth Verlag GmbH, Berlin.
- DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (09/2012). DIN EN ISO 25178-2. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit*. Beuth Verlag GmbH, Berlin.
- DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (04/2016). DIN EN ISO 16610-61. *Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Filterung Teil 61: Lineare Flächenfilter: Gauß-Filter (ISO16610-61:2015)*. Beuth Verlag GmbH, Berlin.

- Dowson, D., Higginson, G. & Hopkins, D. (2014). *Elasto-Hydrodynamic Lubrication. International Series on Materials Science and Technology* (International Series on Materials Science and Technology, v. 23, 2nd ed.). Kent: Elsevier Science.
- Eriksson, M., Bergman, F. & Jacobson, S. (1999). Surface characterisation of brake pads after running under silent and squealing conditions. *Wear*, 232 (2), S. 163–167. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(99\)00141-6](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(99)00141-6)
- Eriksson, M. & Jacobson, S. (2000). Tribological surfaces of organic brake pads. *Tribology International*, 33 (12), S. 817–827. [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(00\)00127-4](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(00)00127-4)
- Evans, R., Nixon, H., Darragh, C., Howe, J. & Coffey, D. (2007). Effects of extreme pressure additive chemistry on rolling element bearing surface durability. *Tribology International*, 40 (10-12), S. 1649–1654. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2007.01.012>
- Fehrenbacher, R., Joerger, A. & Ott, S. (2020). VORKONDITIONIERUNG TROCKENLAUFENDER REIBPAARUNGEN FÜR EINE STABILE REIBFUNKTION IM FELD [Konferenzbeitrag]. 61. Tribologie Fachtagung 2020, Virtuell.
- Fischer, F., Murrenhoff, H. & Schmitz, K. (2021). Influence of normal force in metallic sealing. *Engineering Reports*. <https://doi.org/10.1002/eng2.12399>
- Gao, F., Leach, R., Petzing, J. & Coupland, J. (2008). Surface measurement errors using commercial scanning white light interferometers. *Measurement Science and Technology*, 19 (1), S. 15303. <https://doi.org/10.1088/0957-0233/19/1/015303>
- Gauterin, F., Grochowicz, J., Haverkamp, M., Marschner, H., Pankau, J. & Rostek, M. (2004). Bremsenknarzen. Phänomenologie und Abhilfe. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 106 (7-8), S. 652–659. <https://doi.org/10.1007/BF03221642>
- Graf, M. & Ostermeyer, G.-P. (2011). Instabilities in the sliding of continua with surface inertias: An initiation mechanism for brake noise. *Journal of Sound and Vibration*, 330 (22), S. 5269–5279. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2011.06.002>

- Grauberger, P., Goetz, S., Schleich, B., Gwosch, T., Matthiesen, S. & Wartzack, S. (2020). A CONCEPTUAL MODEL COMBINATION FOR THE UNIFICATION OF DESIGN AND TOLERANCING IN ROBUST DESIGN. *Proceedings of the Design Society: DESIGN Conference*, 1, S. 157–166. <https://doi.org/10.1017/dsd.2020.12>
- Greenwood, J. & Williamson, J. (1966). Contact of nominally flat surfaces. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 295 (1442), S. 300–319. <https://doi.org/10.1098/rspa.1966.0242>
- Hahn, K. (2005). *Dynamik-Simulation von Wälzlagerkäfigen* (Berichte aus der Konstruktionstechnik, 1. Auflage). Aachen: Shaker.
- Halme, J. & Andersson, P. (2010). Rolling contact fatigue and wear fundamentals for rolling bearing diagnostics - state of the art. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 224 (4), S. 377–393. <https://doi.org/10.1243/13506501JET656>
- Hertz, H. (1882). Über die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, 1882 (92), S. 156–171. <https://doi.org/10.1515/crll.1882.92.156>
- Hölz, K., Grauberger, P. & Matthiesen, S. (2020). Methodical support for investigation of system behaviour by means of analysis techniques—overcoming non-transparency in embodiment design. *Forschung im Ingenieurwesen*, 84 (4), S. 323–331. <https://doi.org/10.1007/s10010-020-00417-y>
- Joerger, A. & Albers, A. (2020). A numerical approach for the determination of Archard's wear coefficient [Konferenzbeitrag]. 22nd International Colloquium Tribology, Ostfildern.
- Joerger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers (2022a). Graphite Lubrication in Axial Ball Bearings and a Description Approach for Lubrication Mechanisms [Konferenzbeitrag]. Bearing World by FVA, Würzburg.

- Joerger, A., Lagier, F., Bischofberger, A., Bause, K. & Albers (2022b). Experimentelle Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Gleitgeschwindigkeiten in graphitgeschmierten Axialrollenlagern auf deren Reibungsverhalten [Konferenzbeitrag]. 63. Tribologie-Fachtagung 2022, Göttingen.
- Joerger, A., Lin, T., Bause, K., Spadinger, M. & Albers (2020). Experimentelle und computergestützte Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens graphitgeschmierter Axialwälzlager [Konferenzbeitrag]. 61. Tribologie Fachtagung 2020, Virtuell.
- Joerger, A., Lin, T., Spadinger, M., Bause, K., Ott, S. & Albers (2021a). Experimentelle Analyse des Reibungsverhaltens graphitgeschmierter Axialkugellager [Konferenzbeitrag]. 62. Tribologie Fachtagung 2021, Virtuell.
- Joerger, A., Lin, T., Wohlgut, V. & Ott, S. (2019a). Methodische Funktionsanalyse und Weiterentwicklung eines Systemtribometers zur Untersuchung von grafitgeschmierten Wälzlagern [Posterpräsentation]. 61. Tribologie Fachtagung 2019, Göttingen (2019a).
- Joerger, A., Morstein, C., Dienwiebel, M. & Albers. (2021b). A numerical approach for the determination of graphite deformation behaviour by using microtribological pressure tests. *Wear*, S. 203652. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.203652>
- Joerger, A., Reichert, S. & Albers. (2019b). Untersuchung des Einflusses der Einlaufprozedur auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von geschmierten Kontakten mit der Finite-Elemente-Methode. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 2019 (3/2019), 32-36. <https://doi.org/10.30419/TuS-2019-0016>
- Joerger, A., Reichert, S., Wittig, C., Sistanizadeh Aghdam, N. & Albers. (2021c). An Approach for the Transfer of Real Surfaces in Finite Element Simulations. *Lubricants*, 9 (8), S. 77. <https://doi.org/10.3390/lubricants9080077>
- Joerger, A., Spadinger, M., Bause, K., Ott, S. & Albers (2022c). Physical and Numerical Investigation of the Friction Behavior of Graphite Lubricated Axial Ball Bearings [Konferenzbeitrag]. 23rd International Colloquium Tribology 2022, Esslingen.

- Joerger, A., Spiropoulos, I., Dannecker, R. & Albers. (2021d). Multi Scale Modelling of Friction Induced Vibrations at the Example of a Disc Brake System. *Applied Mechanics*, 2 (4), S. 1037–1056. <https://doi.org/10.3390/applmech2040060>
- Joerger, A., Spiropoulos, I., Dannecker, R. & Albers (2021e). Virtual Investigation of Friction Induced Vibrations on a Brake System [Konferenzbeitrag]. automotive CAE Grand Challenge 2021, Hanau.
- Joerger, A., Spiropoulos, I., Dannecker, R. & Albers (2022d). Multibody analysis of a disc brake system with various contacts and the coefficient of friction as function [Konferenzbeitrag]. 7th World Tribology Congress 2022, Lyon.
- Juettner, M., Bartz, M., Tremmel, S. & Wartzack, S. (2022). On the Transient Effects at the Beginning of 3D Elastic-Plastic Rolling Contacts for a Circular Point Contact Considering Isotropic Hardening. *Lubricants*, 10 (3), S. 47. <https://doi.org/10.3390/lubricants10030047>
- Jung, S. (2012). *Oberflächenbeurteilung. Rauheitsmessung*. Universität Stuttgart, Stuttgart.
- Ke, N., Feng, H.-T., Chen, Z.-T., Ou, Y. & Zhou, C.-G. (2017). Real contact total length of linear motion roller guide without preload based on Greenwood–Williamson rough contact model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 231 (22), S. 4274–4284. <https://doi.org/10.1177/0954406216664548>
- Keferstein, C., Marxer, M. & Bach, C. (2018). *Fertigungsmesstechnik. Alles zu Messunsicherheit, konventioneller Messtechnik und Multisensorik* (Lehrbuch, 9., überarbeitete und erweiterte Auflage). Wiesbaden, Heidelberg: Springer Vieweg.
- Kinkaid, N., O'Reilly, O. & Papadopoulos, P. (2003). Automotive disc brake squeal. *Journal of Sound and Vibration*, 267 (1), S. 105–166. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(02\)01573-0](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(02)01573-0)
- Klemenz, A. & Moseler, M. (2022). Mechanisms of Graphite Lubrication [Konferenzbeitrag]. 7th World Tribology Congress 2022, Lyon.

- Klotz, T. (2022). Ein Beitrag zur experimentellen Untersuchung trockenlaufender Friktionspaarungen im Hinblick auf deren Schädigungs- und Erholungsverhalten während und nach kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung. Dissertation. In Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse (Bd. 149)* ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Kniel, J. (2017). Potentiale der Temperaturverteilungsmessung zur Analyse trockenlaufender Friktionssysteme auf Basis neuer Messtechnik. Dissertation. In Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse (Bd. 109)* ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Koumi, K., Nelias, D., Chaise, T. & Duval, A. (2014). Modeling of the contact between a rigid indenter and a heterogeneous viscoelastic material. *Mechanics of Materials*, 77, S. 28–42. <https://doi.org/10.1016/j.mechmat.2014.07.001>
- Kretschmer, T., Joerger, A., Ott, S., Dietrich, S., Heilmaier, M., Albers et al. (2022). Experimentelle Analyse des Reibungsverhaltens graphitgeschmierter Schraubverbindungen beim tangential-schlagenden Anziehen [Konferenzbeitrag]. 63. Tribologie-Fachtagung 2022, Göttingen.
- Lorentz, B. (2013). An approach to investigate surface roughness influence on non-lubricated and lubricated contacts by means of the finite element analysis. Dissertation. In Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse (Bd. 63)* ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Lorentz, B. & Albers. (2013). A numerical model for mixed lubrication taking into account surface topography, tangential adhesion effects and plastic deformations. *Tribology International*, 59, S. 259–266. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.08.023>
- Matthies, H. & Renius, K. (2011). *Einführung in die Ölhydraulik. Mit 27 Tafeln sowie 110 Kurzaufgaben mit Lösungshinweisen* (Studium, 7., neu bearb. u. erweiterte Auflage). Wiesbaden: Vieweg + Teubner. Verfügbar unter: <http://swbplus.bsz-bw.de/bsz423711369cov.htm>

- Matthiesen, S., Grauberger, P., Hölz, K., Nelius, T., Bremer, F., Wettstein, A. et al. (2019). Modellbildung mit dem C&C²-Ansatz in der Gestaltung - Techniken zur Analyse und Synthese. <https://doi.org/10.5445/IR/1000080744>
- Matthiesen, S., Grauberger, P., Sturm, C. & Steck, M. (2018). From Reality to Simulation – Using the C&C²-Approach to Support the Modelling of a Dynamic System. *Procedia CIRP*, 70, S. 475–480. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2018.03.039>
- Morstein, C. & Dienwiebel, M. (2021). Graphite lubrication mechanisms under high mechanical load. *Wear*, 477, S. 203794. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.203794>
- Nguyen-Schäfer, H. (2017). *Numerische Auslegung von Wälzlagern*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-54989-6>
- Nowicki, L. (2008). Raue Oberflächen in geschmierten Tribokontakten. Dissertation. In Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse (Bd. 30)* ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Osten, W. & Graf, T. (Hrsg.) (2012). *Zum Einfluss der Proben topografie auf die Messunsicherheit bei der Weißlichtinterferometrie* (Berichte aus dem Institut für Technische Optik, Bd. 72), Stuttgart. Inst. für Technische Optik.
- Papinniemi, A., Lai, J., Zhao, J. & Loader, L. (2002). Brake squeal: a literature review. *Applied Acoustics*, 63 (4), S. 391–400. [https://doi.org/10.1016/S0003-682X\(01\)00043-3](https://doi.org/10.1016/S0003-682X(01)00043-3)
- Parisi, R., Rieker, J. & Stringham, W. (1998). Brake Noise Resolution on the 1998 Mercedes-Benz M-Class. *SAE Transactions*, (Vol. 107, Section 6), S. 2329–2337.
- Poll, G. & Deters, L. (2018). Lagerungen, Gleitlager, Wälzlager. In B. Sauer (Hrsg.), *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.

- Putignano, C., Afferrante, L., Carbone, G. & Demelio, G. (2012). A new efficient numerical method for contact mechanics of rough surfaces. *International Journal of Solids and Structures*, 49 (2), S. 338–343. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2011.10.009>
- Quinten, M. (2019). *A Practical Guide to Surface Metrology*. Cham: Springer International Publishing. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-29454-0>
- Reichert, S. (2019). An approach to investigate surface roughness influence on the running-in behaviour of mixed-lubricated sliding contacts using the finite element method. Dissertation. In Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse (Bd. 124)* ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://doi.org/10.5445/IR/1000105142>
- Reichert, S., Lorentz, B. & Albers. (2016). Influence of flattening of rough surface profiles on the friction behaviour of mixed lubricated contacts. *Tribology International*, 93, S. 614–619. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.01.003>
- Schaeffler Technologies AG & Co. KG (2019). *Wälzlagerpraxis. Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen* (5., aktualisierte Auflage). Mainz: Vereinigte Fachverlage GmbH.
- Schaeffler Technologies AG & Co. KG. (2021). *51208. Axial deep groove ball bearing* (Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Hrsg.). Schweinfurt. Zugriff am 14.12.2021. Verfügbar unter: <https://medias.schaeffler.de/en/product/rotary/rolling-and-plain-bearings/ball-bearings/axial-ball-bearings/axial-deep-groove-ball-bearings/51208/p/394538>
- Scherge, M., Shakhvorostov, D. & Pöhlmann, K. (2003). Fundamental wear mechanism of metals. *Wear*, 255 (1-6), S. 395–400. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(03\)00273-4](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(03)00273-4)
- Schlecht, B. (2010). *Maschinenelemente* (Always learning, Bd. 2). München: Pearson.
- SKF Evolution. (2013). *Hochtemperaturlager laufen länger mit Graphit*. Zugriff am 07.01.2013. Verfügbar unter: <https://evolution.skf.com/de/hochtemperaturlager-laufen-langer-mit-graphit/>

- Spencer, A., Dobryden, I., Almqvist, N., Almqvist, A. & Larsson, R. (2013). The influence of AFM and VSI techniques on the accurate calculation of tribological surface roughness parameters. *Tribology International*, 57, S. 242–250. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.09.001>
- Stachowiak, G. & Batchelor, A. (2005). *Engineering tribology* (3rd ed.). Amsterdam: Elsevier Butterworth-Heinemann.
- Stuffer, A. (2007). Prototyp eines stufenlos verstellbaren Getriebes als Technologieträger für die Potenzialabschätzung von ingenieurkeramischen Werkstoffen in geschmierten Friktionssystemen. Dissertation. In Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse (Bd. 25)* ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Stump, O. (2018). *Ein Beitrag zum Verständnis des Bremsenquietschens beim Fahrtrichtungswechsel*. <https://doi.org/10.5445/IR/10000849701>
- Tao, X., Jiazheng, Z. & Kang, X. (1996). The ball-bearing effect of diamond nanoparticles as an oil additive. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 29 (11), S. 2932–2937. <https://doi.org/10.1088/0022-3727/29/11/029>
- Teutsch, R. (2005). *Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen* (Maschinenelemente- und Getriebetechnik-Berichte, Bd. 01, Als Ms. gedr). Kaiserslautern: Techn. Univ.
- Tillmann, W., Wittig, A., Stangier, D., Thomann, C.-A., Moldenhauer, H., Debus, J. et al. (2019). Investigation of the Tribofilm Formation of HiPIMS Sputtered MoSx Thin Films in Different Environments by Raman Scattering. *Lubricants*, 7 (11), S. 100. <https://doi.org/10.3390/lubricants7110100>
- Vajna, S., Weber, C., Zeman, K., Hehenberger, P., Gerhard, D. & Wartzack, S. (2018). *CAX für Ingenieure*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-54624-6>
- VDA Verband der Automobilindustrie (2016). VDA Empfehlung 315. *Dynamische Messung von Bremsbelag-Materialparamtern*.
- Wang, Q. & Chung, Y.-W. (2013). *Encyclopedia of Tribology*. Boston, MA: Springer US. <https://doi.org/10.1007/978-0-387-92897-5>

Eigene wissenschaftliche Publikationen

- Albers, A., Haberkern, P., Holoch, J., Joerger, A., Knecht, S., Renz, R. et al. (2022). Strategische Planung des Entwicklungsrisikos gekoppelter CAE-Methoden. Konstruktion, 74 (09), S. 72–77.
- Albers, A., Reichert, S. & Joerger, A. (2017). Investigation of roughness parameters of real rough surfaces due to sliding wear under mixed-lubricated conditions with the finite-element-method [Konferenzbeitrag]. World Tribology Congress 2017, Beijing.
- Albers, A., Reichert, S. & Joerger, A. (2018). Untersuchung des Einflusses der Einlaufprozedur auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von geschmierten Kontakten mit der Finite-Elemente-Methode [Konferenzbeitrag]. 59. Tribologie Fachtagung 2018, Göttingen.
- Bopp, M., Joerger, A., Behrendt, M. & Albers. (2021). Variance Quantification of Different Additive Manufacturing Processes for Acoustic Meta Materials. INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, 263 (4), S. 2708–2723. <https://doi.org/10.3397/IN-2021-2211>
- Fehrenbacher, R., Joerger, A. & Ott, S. (2020). VORKONDITIONIERUNG TROCKENLAUFENDER REIBPAARUNGEN FÜR EINE STABILE REIBFUNKTION IM FELD [Konferenzbeitrag]. 61. Tribologie Fachtagung 2020, Virtuell.
- Joerger, A. & Albers, A. (2020). A numerical approach for the determination of Archard's wear coefficient [Konferenzbeitrag]. 22nd International Colloquium Tribology, Ostfildern.
- Joerger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers (2022). Graphite Lubrication in Axial Ball Bearings and a Description Approach for Lubrication Mechanisms [Konferenzbeitrag]. Bearing World by FVA, Würzburg.
- Joerger, A., Lagier, F., Bischofberger, A., Bause, K. & Albers (2022). Experimentelle Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Gleitgeschwindigkeiten in graphitgeschmierten Axialrollenlagern auf deren Reibungsverhalten [Konferenzbeitrag]. 63. Tribologie-Fachtagung 2022, Göttingen.

- Joerger, A., Lin, T., Bause, K., Spadinger, M. & Albers (2020). Experimentelle und computergestützte Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens graphitgeschmierter Axialwälzlager [Konferenzbeitrag]. 61. Tribologie Fachtagung 2020, Virtuell.
- Joerger, A., Lin, T., Spadinger, M., Bause, K., Ott, S. & Albers (2021a). Experimentelle Analyse des Reibungsverhaltens graphitgeschmierter Axialkugellager [Konferenzbeitrag]. 62. Tribologie Fachtagung 2021, Virtuell.
- Joerger, A., Lin, T., Wohlgut, V. & Ott, S. (2019). Methodische Funktionsanalyse und Weiterentwicklung eines Systemtribometers zur Untersuchung von grafitgeschmierten Wälzlagern [Posterpräsentation]. 61. Tribologie Fachtagung 2019, Göttingen (2019).
- Joerger, A., Morstein, C., Dienwiebel, M. & Albers. (2021b). A numerical approach for the determination of graphite deformation behaviour by using microtribological pressure tests. Wear, S. 203652. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.203652>
- Joerger, A., Reichert, S. & Albers. (2019). Untersuchung des Einflusses der Einlaufprozedur auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von geschmierten Kontakten mit der Finite-Elemente-Methode. Tribologie und Schmierungstechnik, 2019 (3/2019), 32-36. <https://doi.org/10.30419/TuS-2019-0016>
- Joerger, A., Reichert, S., Wittig, C., Sistanizadeh Aghdam, N. & Albers. (2021c). An Approach for the Transfer of Real Surfaces in Finite Element Simulations. Lubricants, 9 (8), S. 77. <https://doi.org/10.3390/lubricants9080077>
- Joerger, A., Spadinger, M., Bause, K., Ott, S. & Albers (2022). Physical and Numerical Investigation of the Friction Behavior of Graphite Lubricated Axial Ball Bearings [Konferenzbeitrag]. 23rd International Colloquium Tribology 2022, Esslingen.
- Joerger, A., Spiropoulos, I., Dannecker, R. & Albers. (2021d). Multi Scale Modelling of Friction Induced Vibrations at the Example of a Disc Brake System. Applied Mechanics, 2 (4), S. 1037–1056. <https://doi.org/10.3390/applmech2040060>
- Joerger, A., Spiropoulos, I., Dannecker, R. & Albers (2021). Virtual Investigation of Friction Induced Vibrations on a Brake System [Konferenzbeitrag]. automotive CAE Grand Challenge 2021, Hanau.

- Joerger, A., Spiropoulos, I., Dannecker, R. & Albers (2022). Multibody analysis of a disc brake system with various contacts and the coefficient of friction as function [Konferenzbeitrag]. 7th World Tribology Congress 2022, Lyon.
- Jörger, A., Spiropoulos, I., Dannecker, R. & Albers. (2022). Computergestützte Bestimmung von Reibungszahlen zur Analyse von Bremsenquietschen. ATZextra, 27 (S4), S. 32–37. <https://doi.org/10.1007/s35778-022-1105-3>
- Kretschmer, T., Joerger, A., Ott, S., Dietrich, S., Heilmaier, M., Albers et al. (2022). Experimentelle Analyse des Reibungsverhaltens graphitgeschmierter Schraubverbindungen beim tangential-schlagenden Anziehen [Konferenzbeitrag]. 63. Tribologie-Fachtagung 2022, Göttingen.
- Wantzen, K., Stürmlinger, T., Joerger, A. & Albers, A. (2018). Using Artificial Neural Networks in a methodical approach to develop suitable classification systems of Acoustic Emission data generated in tribological contacts. AEWG-60: 60th Meeting Announcement, Charleston.

Studentische Abschlussarbeiten die im Kontext dieser Dissertation am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) vom Autor co-betreut wurden

- Bai, X. (2019). Analyse des Reibungs- und Verschleißverhaltens einer trockenlaufenden Metal-Reibpaarung. Investigation of the friction and wear behavior of dry friction contacts. Unveröffentlichte Bachelor-/Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Brucker, F. (2021). Erweiterung einer Prüfumgebung zur Untersuchung reibinduzierter Schwingungen mit einem Laservibrometer. Unveröffentlichte Bachelor-/Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Can, C. (2019). Aufbau eines analytischen und numerischen Modells zur Bestimmung der Belastung in grafitgeschmierten Axialkugellagern. Unveröffentlichte Bachelor-/Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Knoll, E. (2023). Entwicklung einer Methode zur Auswertung von Qualitätsdaten spanender Fertigungsprozesse mittels KI. Unveröffentlichte Bachelor-/Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Loy, C. (2020). Ansatz zur Abbildung einer Grafitschmierung mittels computergestützter Simulationen. Unveröffentlichte Bachelor-/Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Malhis, S. (2020). Ein Ansatz zur simulativen Bestimmung des Archardschen Verschleißkoeffizienten. Unveröffentlichte Bachelor-/Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Pueskuellueoglu, M. (2019). Simulative Untersuchung des Einflusses rauer Oberflächen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten. Unveröffentlichte Bachelor-/Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Studentische Abschlussarbeiten die im Kontext dieser Dissertation am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) vom Autor co-betreut wurden

- Schneider, J. (2020). Entwicklung einer Normteiledatenbank. Unveröffentlichte Bachelor-/Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Wang, X. (2020). Development of a Software and Corresponding Calculation Method of the Oil Pumping Effect of Tapered Roller Bearings. Entwicklung einer Software und zugehörigen Berechnungsmethode zur Bestimmung der Ölförderwirkung in Kegelrollenlagern. Unveröffentlichte Bachelor-/Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Westphal, J. (2020). Aufbau eines virtuellen Mehrkörpermodells eines Axialwälzlagers mit Abbildung eines druckabhängigen Reibgesetzes. Design of a virtual multi-body model of an axial ball bearing with mapping of a pressure-dependent friction law. Unveröffentlichte Bachelor-/Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Wittig, C. (2020). Aufbau eines virtuellen Mehrkörpermodells eines Scheibenbremssystems mit Pseudodiskretisierung zur Abbildung eines lokalen Reibgesetzes. Design of a virtual multi-body model of a disc brake system with pseudo-discretization for mapping a local friction law. Unveröffentlichte Bachelor-/Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Li, X. (2020). Ein Ansatz zur Modellierung einer Grafitschmierung mit der Finite-Elemente-Methode. An Approach for Modelling Graphite Lubrication with Finite-Element-Analysis Xu Li Betreuer: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers Co-Betreuer: M.Sc. Unveröffentlichte Bachelor-/Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.