

Philipp Merkel

**Modellierung des Temperaturverhaltens und
experimentelle Untersuchungen zum Einfluss
der Reibbelagsgeometrie auf das
Reibwertverhalten am Beispiel trockenlaufender
Frikktionssysteme**

Modelling of the temperature behavior and
experimental investigations of the friction lining
shape on the friction behavior on the example of dry
running friction systems

Band 88

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers

Philipp Merkel

**Modellierung des Temperaturverhaltens
und experimentelle Untersuchungen zum
Einfluss der Reibbelagsgeometrie auf das
Reibwertverhalten am Beispiel
trockenlaufender Friktionssysteme**

Modelling of the temperature behavior and
experimental investigations of the friction lining
shape on the friction behavior on the example
of dry running friction systems

Copyright: IPEK ▪ Institut für Produktentwicklung, 2015
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Universität des Landes Baden-Württemberg und
nationales Forschungszentrum in der Helmholtz-Gemeinschaft

Alle Rechte vorbehalten

Druck: Stolzenberger Druck und Werbung GmbH & Co. KG, Leimen
06224-7697915

ISSN 1615-8113

Modellierung des Temperaturverhaltens und experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Reibbelagsgeometrie auf das Reibwertverhalten am Beispiel trockenlaufender Friktionssysteme

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
der Fakultät für Maschinenbau
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation

von

Dipl.-Ing. Philipp Merkel
aus Rastatt

Tag der mündlichen Prüfung: 20.07.2015

Hauptreferent: o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers

Korreferent: o. Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche

Vorwort des Herausgebers

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird in der Zukunft 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 als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe¹ am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar.

Die Forschungsfelder des Institutes sind die methodische Entwicklung und das Entwicklungsmanagement, die rechnergestützte Optimierung von Strukturen und Systemen, die Antriebstechnik mit einem Schwerpunkt auf den Gebieten Antriebsstrang-Engineering und Tribologie und Monitoring von Lager- und Funktionsreibsystemen, die NVH mit dem Fokus auf Schwingungen und Akustik an Komponenten und am Gesamtfahrzeug, die Mikrosystemtechnik mit dem Fokus auf die zugehörigen Entwicklungsprozesse sowie die Mechatronik. Die Forschungsberichte werden aus allen diesen Gebieten Beiträge zur wissenschaftlichen Fortentwicklung des Wissens und der zugehörigen Anwendung – sowohl den auf diesen Gebieten tätigen Forschern als auch ganz besonders der anwendenden Industrie – zur Verfügung stellen. Ziel ist es, qualifizierte Beiträge zum Produktentwicklungsprozess zu leisten.

Albert Albers

¹ Eh.: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)

Vorwort zu Band 88

Die Kupplungen und Bremsen sind zentrale Maschinenelemente in der Antriebstechnik, sowohl im Maschinen- wie auch im Fahrzeugbau. Insbesondere in ihrer Eigenschaft, aktiv Leistungsflüsse zu beeinflussen, kommt ihnen als mechatronische Steller eine zunehmende Bedeutung zu. So werden z. B. in modernen Automatgetrieben bis zu zehn nasslaufende Kupplungen und Bremsen verbaut. In den sehr energieeffizienten Doppelkupplungsgetrieben stellt die Doppelkupplung das zentrale Element dar. Auch im Werkzeugmaschinenbau oder dem Anlagenbau werden in sehr umfangreichen Maße Kupplungen in unterschiedlichsten Bauformen verwendet.

All diesen Systemen liegt zugrunde, dass die Funktion „Drehmomente schalten bzw. regeln“ über mindestens ein reibkraftschlüssiges Wirkflächenpaar realisiert wird. Die Qualität und Leistungsfähigkeit des Kupplungs- und Bremssystems ist damit zentral von den Eigenschaften dieses tribologischen Systems im Wirkflächenpaar abhängig. Trotz jahrzehntelanger Forschung muss festgestellt werden, dass das Tribosystem, insbesondere bei Friktionssystemen, d. h. Kupplungen und Bremsen, deren Funktion im Wesentlichen durch eine hohe Reibung im Wirkflächenpaar realisiert wird, noch unzureichend verstanden ist. Die theoretische Modellbildung und die detaillierte Erfassung der Reibungsprozesse ist immer noch Gegenstand der Grundlagenforschung. In der Gruppe um Albers wird auf diesem Gebiet seit mehr als 15 Jahren geforscht. Es ist ein grundlegend neuer Ansatz für die Beschreibung eines Kupplungssystems entstanden und diverse Arbeiten haben sich mit den Vorgängen in den Wirkflächenpaaren der Friktionssysteme beschäftigt und diese sowohl experimentell als auch theoretisch untersucht und beschrieben. Im Kontext dieser Forschung ist die Arbeit von Herrn Dr.-Ing. Philipp Merkel angeordnet. Er baut mit seiner Arbeit als Beitrag zu diesem Gesamtforschungsansatz das Verständnis für trockenlaufende Reibsysteme, für Kupplungen und Bremsen, durch umfangreiche experimentelle Untersuchungen weiter aus und nutzt diese Erkenntnisse dann als Grundlage für eine neue thermomechanische Modellierung des Reibsystems als Beitrag zum IPEK-Kupplungsmodell. Die Dimensionierung und Beschreibung von Friktionssystemen erfordert bis heute immer noch umfangreiche experimentelle Untersuchungen, um die entsprechenden Daten und Parameter zu ermitteln. Dabei steht nicht immer das Originalsystem zur Verfügung, so dass eine Modellbildung erforderlich ist. Diese Modellbildung hat allerdings auch einen Einfluss auf die ermittelten Ergebnisse. Herr Dr.-Ing. Phillip Merkel hat mit seiner Arbeit durch umfangreiche experimentellen Untersuchungen ein tiefes Verständnis des Einflusses der verschiedenen Parameter auf das tribologische Verhalten von trockenlaufenden Friktionssystemen erarbeitet. Die ermittelten Zusammenhänge werden systematisch

beschrieben. Im zweiten Teil der Arbeit entwickelt Herr Merkel zwei numerische Methoden zu Berechnung des Temperaturverhaltens in Friktionssystemen. Hierbei baut er diese Modelle einmal auf der Basis der Finite Element-Methode und einmal auf der Basis der Finiten Differenzen-Methode auf und vergleicht diese beiden Ansätze. Als weiteren Beitrag zur theoretischen Modellbildung führt er ein Kontaktmodell zur Berücksichtigung der Oberflächeneigenschaften in die Temperaturmodelle ein. Abschließend validiert Herr Dr.-Ing. Philipp Merkel seine entwickelten Methoden und Ansätze und wendet diese bei der Synthese einer speziellen Kupplung, der sog. Anti-Hopping-Kupplung, an. Die Arbeit leistet sowohl einen wesentlichen wissenschaftlichen Beitrag zur Modellierung und Synthese von Friktionssystemen als auch eine nachhaltige Unterstützung für den praktischen Systemkonstrukteur.

Juli, 2015

Albert Albers

Kurzfassung

Die Auswahl geeigneter Reibbeläge ist von entscheidender Bedeutung für das Kupplungssystem. Dem Reibbelag kommt dabei eine besondere Bedeutung zu, da seine Eigenschaften in Wechselwirkung mit Gesamtsystem Komfort, Drehmomentübertragung, etc stark beeinflussen².

Ziel der Arbeit ist es Methoden zur Auslegung und Untersuchung trockenlaufender Friktionssysteme bereitzustellen. In der Arbeit werden hierzu Experimente in physischer und virtueller Umgebung durchgeführt.

Im ersten Teil wird eine Versuchsumgebung für trockenlaufende Friktionssysteme validiert. Anschließend erfolgen physische Untersuchungen mit dem Ziel den Einfluss der Belagsgeometrie auf das Reibwertniveau, den dynamischen Reibwertverlauf und auf die Reibwertentwicklung in einem komplexen Belastungskollektiv zu bestimmen. Daneben wird auch die Übertragbarkeit der Ergebnissen zwischen den Belaggeometrien untersucht. Die erarbeitete Methode dient damit zur systematischen Auswahl einer Belagsgeometrie.

Der zweite Teil der Arbeit befasst sich mit der Modellierung des Temperaturverhaltens unter Berücksichtigung der Oberflächenrauigkeiten der Belagoberfläche. Für die Temperaturberechnung wird ein Model des im ersten Teil verwendeten Prüfkopfs mit der Finite-Differenzen und Finite-Elemente Methode aufgebaut. Anschließend wird eine Rechenstrategie zur Implementierung eines Kontaktmodells entwickelt und in die beiden Temperaturmodelle implementiert. Die Auswirkungen der beiden Methoden in Kombination mit dem Kontaktmodell auf die oberflächennahen Temperaturen werden herausgearbeitet und Gültigkeitsgrenzen aufgezeigt.

Für die Anwendung eines der Temperaturmodelle in einem realen System wird eine Anti-Hopping Kupplung herangezogen. Die Kupplung wird innerhalb dieser Arbeit entwickelt, als Prototyp umgesetzt und auf dem Prüfstand untersucht. Das eingesetzte Temperaturmodell dient dem Nachweis der Temperaturentwicklungen in bestimmten Betriebszuständen des Kupplungssystems.

² TISSOT & POWERTRAIN RESEARCH & ADVANCED, FORD WERKE GMBH, KÖLN 2013

abstract

The selection of friction lining is very important for the clutch system. The properties of the clutch lining in interaction with the overall system affects comfort, torque transfer, etc³.

The target of this thesis is to provide methods for calculation and investigation of dry running friction systems. Therefore experiments in physical and virtual environment will be conducted.

In the first part the test probe and experiment environment for dry running friction systems will be validated. Afterwards physical investigation will be conducted to identify the influence of the friction lining geometry on the friction coefficient, the dynamic friction coefficient behavior and on the development of the friction coefficient during a complex load duty cycle. In addition the transferability of the results is examined. The develop methods serves to choose a friction lining geometry in a systematic way.

The second part deals with the modeling and calculation of the temperature behavior considering the surface roughness of the friction lining. The test probe of the first part is modeled by the finite difference and finite element method. Then the contact model for the surface roughness is implemented in both temperature models with a specific computation strategy. The effect on near-surface temperature by using the contact model with the temperature models is examined.

One of the temperature model is applied on a back-torque limiter clutch. The clutch is developed, build up and investigated on the test bench. The temperature model is used to proof the temperature development in certain operating points of the clutch system.

³ TISSOT & POWERTRAIN RESEARCH & ADVANCED, FORD WERKE GMBH, KÖLN 2013

Danksagung

Die Arbeit entstand während meine Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am IPEK - Institut für Produktentwicklung am KIT Karlsruher Institut für Technologie.

Mein erster Dank gilt meinem Doktorvater o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers, Leiter des Instituts für Produktentwicklung am KIT. Er hat diese Arbeit ermöglicht und mir die wissenschaftliche Freiheit zur Gestaltung der Arbeit gegeben. Er hat mich in dieser Zeit fachlich geführt, jederzeit gefördert und gefordert. Mein Dank gilt ebenso o. Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche, Leiter des Instituts für Maschinenelemente an der Universität Stuttgart, für die Übernahme des Korreferats.

Weiterhin möchte ich mich bei allen Kolleginnen und Kollegen für die stets fruchtbare und sehr gute Zusammenarbeit bedanken. Insbesondere den Kolleginnen und Kollegen aus den Forschungsgruppen *Friktionssysteme*, *Antriebstechnik* und der Werkstatt gilt mein besonderer Dank. Mein Dank gilt ebenso den wissenschaftlichen Hilfskräften und Abschlussarbeitern.

Meinem Vater, meinen Geschwistern und meiner Partnerin Corinna möchte ich den größten Dank für den stetigen Rückhalt und das großes Verständnis aussprechen.

Karlsruhe, den 20.07.2015

Philipp Merkel

Für meine Mutter †

Inhalt

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | Einleitung | 1 |
| 2 | Grundlagen und Stand der Forschung | 3 |
| 2.1 | Produktentwicklungswerkzeuge und -prozesse | 3 |
| 2.1.1 | ZHO Modell | 3 |
| 2.1.2 | iPeM | 4 |
| 2.1.3 | X-in-the-Loop (XiL) | 6 |
| 2.1.4 | Contact and Channel Ansatz (C&C ² -A) | 7 |
| 2.2 | Grundlagen und Aufbau von Kupplungssystemen | 10 |
| 2.2.1 | Aufbau und Funktion Kupplungssystem und Reibbelag | 10 |
| 2.2.2 | Tribologische Beanspruchungen | 12 |
| 2.2.3 | Rupfschwingungen | 14 |
| 2.3 | Kontaktmodelle | 16 |
| 2.3.1 | Hertzscher Kontakt | 16 |
| 2.3.2 | Kontaktmodelle | 17 |
| 2.3.3 | Einzelkontakt | 20 |
| 2.3.4 | Flächiger Kontakt | 24 |
| 2.3.5 | Verschleißmodelle | 26 |
| 2.4 | Numerische Methoden zur Temperaturberechnung in Friktionssystemen | 27 |
| 2.4.1 | Analytische Ansätze | 27 |
| 2.4.2 | Finite Elemente Methode | 27 |
| 2.4.3 | Finite Differenzen Methode | 31 |
| 2.4.4 | Einmassenmodelle | 36 |
| 2.5 | Einflüsse auf das Reibwertverhalten organischer Reibbeläge | 39 |
| 2.5.1 | Belagform | 39 |
| 2.5.2 | Umwelteinflüsse | 44 |
| 3 | Motivation und Zielsetzung | 50 |
| 3.1 | Motivation | 50 |
| 3.2 | Zielsetzung | 51 |
| 4 | Handlungssystem für experimentelle Untersuchungen | 52 |
| 4.1 | Trockenreibprüfstand (TRP) | 52 |
| 4.2 | Validierung der Prüfumgebung | 56 |
| 4.3 | Auswertung Reibwert | 60 |
| 4.4 | Eingesetzter Reibbelag und Belaggeometrien | 61 |
| 5 | Experimentelle Untersuchungen | 65 |
| 5.1 | Ergebnisse | 65 |
| 5.1.1 | Versuchsführung und Versuchsprogramm | 65 |
| 5.1.2 | Untersuchte Reibbelagsgeometrien | 67 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 5.1.3 | Einfluss der Reibringbreite | 68 |
| 5.1.3.1 | Einlaufverhalten..... | 68 |
| 5.1.3.2 | Einfluss der Reibleistung | 72 |
| 5.1.3.3 | Einfluss der Reibenergie | 81 |
| 5.1.3.4 | Temperaturverhalten während der Laststufen | 85 |
| 5.1.4 | Reibringsuperposition | 96 |
| 5.1.4.1 | Versuch a | 96 |
| 5.1.4.2 | Versuch b | 100 |
| 5.1.5 | Einfluss des mittleren Reibradius | 102 |
| 5.1.6 | Einfluss Segmentierung | 105 |
| 5.1.7 | Einfluss Pelletgeometrie..... | 111 |
| 5.1.8 | Einfluss der Belastungshistorie auf das Reibwertverhalten | 116 |
| 5.1.8.1 | Geschlossene Ringform | 116 |
| 5.1.8.2 | Segmentierte Ringform..... | 118 |
| 5.1.9 | Messung der Oberflächeneigenschaften | 119 |
| 5.2 | Zusammenfassung der experimentellen Untersuchungs-ergebnisse | 121 |
| 6 | Modellierung des Temperatur- und Systemverhaltens | 123 |
| 6.1 | Temperaturberechnung..... | 123 |
| 6.1.1 | Modell auf Basis der Finite-Differenzen Methode | 123 |
| 6.1.1.1 | Modellbildung und Implementierung | 123 |
| 6.1.1.2 | Konvergenzstudie..... | 130 |
| 6.1.1.3 | Materialeinflussstudien | 132 |
| 6.1.1.4 | Validierung | 136 |
| 6.1.2 | Modell auf Basis der Finite-Elemente Methode | 139 |
| 6.2 | Implementierung des G&W Kontaktmodells | 142 |
| 6.2.1 | Grundlagen und Randbedingungen | 142 |
| 6.2.2 | Implementierung in das FD-Modell..... | 146 |
| 6.2.3 | Implementierung in das FE-Modell..... | 154 |
| 6.3 | Vergleich der entwickelten Rechenstrategien..... | 161 |
| 6.3.1 | Einzelhaltung..... | 162 |
| 6.3.2 | Wechselwirkung mit Kontaktmodellierung | 165 |
| 6.4 | Parameterstudie FE-Modell mit Kontaktmodellierung | 169 |
| 6.4.1 | Einfluss Flächenpressung | 169 |
| 6.4.2 | Einfluss Temperatur | 171 |
| 7 | Entwicklung eines Kupplungssystems zur Begrenzung des Schubmoments in Antriebssträngen..... | 174 |
| 7.1 | Analyse und Funktionsweise einer Anti-Hopping Kupplung | 174 |
| 7.2 | Synthese und Validierung eines Anti-Hopping Systems für Fahrzeuge | 181 |
| 7.3 | Auswirkung der Anti-Hopping Funktion auf die Temperaturentwicklung | 186 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 8 | Zusammenfassung und Ausblick..... | 189 |
| 9 | Literaturverzeichnis..... | 193 |

Formelzeichen

Lateinische Formelzeichen

| | | |
|-----------------------|-------------------|--|
| A | mm ² | nominelle Fläche |
| A _r | mm ² | reale Fläche |
| A _{el} | mm ² | Anteil Fläche rein elastische Verformung (Einzelkontakt) |
| A _{pl} | mm ² | Anteil Fläche rein plastischer Verformung (Einzelkontakt) |
| A _{el,pl} | mm ² | Anteil Fläche elastisch/plastisch (Einzelkontakt) |
| A _{N,el} | mm ² | Anteil Fläche rein elastische Verformung (flächiger Kontakt) |
| A _{N,pl} | mm ² | Anteil Fläche rein plastischer Verformung (flächiger Kontakt) |
| F | N | Kraft |
| F _{pl} | N | Kraft ab der rein plastischer Verformungen auftritt |
| F _{el} | N | Kraft bei rein elastische Verformungen |
| F _{el,g} | N | Kraft bis zu der rein elastische Verformungen auftritt |
| F _{N,el} | N | Anteil Kraft der rein elastisch verformten Kuppen |
| F _{N,pl} | N | Anteil Kraft der rein plastisch verformten Kuppen |
| F _{adh} | N | Reibkraft durch Adhäsionsanteil |
| F _{def} | N | Reibkraft durch Deformation |
| F _r | N | Reibungskraft durch Adhäsion |
| E | N/mm ² | Elastizitätsmodul |
| E' | N/mm ² | Ersatz Elastizitätsmodul |
| H | | Härte |
| N | - | Anzahl der Kuppen in der komplette Friktionsfläche |
| N _{ges} | - | Anzahl der mit der Gegenreibe sich in Kontakt befindenden Kuppen (flächiger Kontakt) |
| R _e | N/mm ² | Streckgrenze |
| T | K | Temperatur |
| W _{Reib} | J | Deformationsarbeit |
| V _V | mm ³ | Verschleißvolumen |
| m _B | kg | Masse (Beispiel Reibschwinger) |
| a | m | Kontaktradius |
| a _{pl} | m | Kontaktradius bei rein plstischer Verformung |
| c | Nm/rad | Torsionssteifigkeit |
| c _a | - | Faktor (=1) |
| c _b | - | Faktor (=1.405) |
| c _y | - | Konstante nach Bowden und Tabor ⁴ |
| C _{pl,Celpl} | - | Faktoren für Berechnung Tangentialkraft des Adhäsionsanteils |
| d | | Dämpfungskonstante |

⁴ BOWDEN U. A. 1959

| | | |
|-------------------------|--------------------|--|
| d | mm | Abstand Rauheitskuppe zu Gegenfläche |
| d _r | mm | Durchmesser des verformten Asperiten |
| d _{max} | mm | Abstand Referenzebene zur weit entferntesten Kuppe (normiert auf σ) |
| g | m/s ² | Erdbeschleunigung (9,81m/s ²) |
| h | - | Normierte Deformation |
| k _v | mm ³ /J | Verschleißkenngröße |
| n | - | Anzahl der Kuppen pro Teilfläche |
| p | N/mm ² | Flächenpressung |
| p _{max} | N/mm ² | Maximale Flächenpressung |
| p _{mittel,kit} | N/mm ² | mittlere kritische Flächenpressung |
| r | m | Radius |
| s | m | Abstand Referenzebene zu Gegenreibscheibe (normiert auf σ) |
| s _d | m | Abstand Referenzebene zur Gegenreibscheibe |
| s _{el,pl} | m | Abstand Referenzebene zur Grenze ab der elastisch/plastische Verformung auftritt |
| s _{pl} | mm | Abstand Referenzebene zur Grenze ab der nur noch plastische Verformung auftritt |
| s _{max} | mm | Abstand Referenzebene zur weit entferntesten Kuppe |
| s _{Reib} | mm | Deformationsweg |
| t | s | Zeit |
| x,y,z | m | Ortsvektor (Reibschwinger) |
| v | m/s | Gleitgeschwindigkeit |
| ν | - | Querkontraktionszahl |
| z | mm | Koordinate senkrecht zu Referenzebene |

Griechische Formelzeichen

| | | |
|---------------|-------------------|---|
| β | - | Parameter für Weibullfunktion (Form) |
| β | m | Kuppenradius |
| σ | m | Standardabweichung <i>Kuppenradius</i> |
| η | - | Parameter für Weibullfunktion (Lage) |
| δ | m | Deformation |
| δ_{el} | m | Grenze bis zu der rein elastische Verformung auftritt |
| δ_{pl} | mm | Grenze ab der rein plastische Verformung auftritt |
| ϕ | - | Häufigkeitsverteilungsfunktion |
| μ | - | Reibwert |
| μ' | s/m | Reibwertgradient |
| τ_s | N/mm ² | Scherfestigkeit |
| τ_{rit} | N/mm ² | maximale Fließgrenze |
| μ_{adh} | - | Reibwert durch Adhäsionsanteil |
| μ_{def} | - | Reibwert durch Deformation der Kuppe |
| ω | rad/s | Winkelgeschwindigkeit |

1 Einleitung

Kupplungs- und Bremssysteme sind in der Antriebstechnik zur Übertragung und Unterbrechung von Antriebs- oder Bremsleistung unverzichtbare Maschinenelemente. Es werden hohe Ansprüche an die Funktionssicherheit (z.B. Berstdrehzahl) auf der einen Seite und an das Komfortverhalten (z.B. Kupplungsrupfen, Geruch) auf der anderen Seite gesetzt (siehe Abbildung 1). Hinzu kommen gesetzliche Bestimmungen die u.a. den Einsatz von gesundheitsgefährdenden Stoffen⁵ in solchen Systemen untersagen und die Einhaltung von internationalen gesetzlichen Mindeststandards⁶ fordern. Dem Reibbelag der Kupplung/Bremse kommt dabei eine hohe Bedeutung zu, da dieser für die Leistungsübertragung und das Komfortverhalten unmittelbar verantwortlich ist.

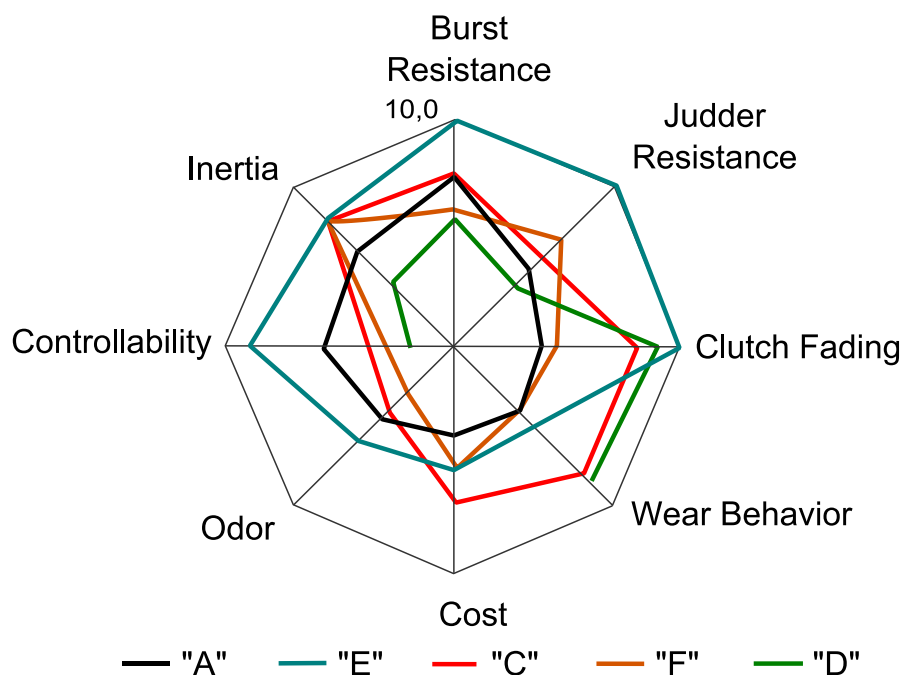


Abbildung 1: Anforderungen an moderne Reibbeläge für trockenlaufende Kupplungssysteme⁷

Die in Abbildung 1 dargestellten Bewertungskriterien verdeutlichen den Zielkonflikt bei der Entwicklung von Reibbelägen und Kupplungssystemen. Bei der Herstellung von Reibbelägen werden eine hohe Anzahl an Inhaltsstoffen⁸ in einem mehrstufigen Prozess miteinander vermischt und zu einem festen Belag verarbeitet. Dadurch

⁵ EUROPÄISCHE WIRTSCHAFTSGEMEINSCHAFT 1967

⁶ EUROPÄISCHEN UNION 2011

⁷ TISSOT & POWERTRAIN RESEARCH & ADVANCED, FORD WERKE GMBH, KÖLN 2013

⁸ BERGHEIM 1997

ergeben sich hohe Wechselwirkungen der Inhaltsstoffe und des Herstellungsprozesses auf die späteren Bewertungskriterien, was dazu führt, dass für die späteren Applikationen Reibbeläge mit den jeweiligen priorisierten Eigenschaften hergestellt werden.

Bei der Entwicklung der Reibbeläge muss die Systemumgebung ebenfalls mit berücksichtigt werden. So reagieren die Reibbeläge deutlich unterschiedlich auf Feuchtigkeitseinflüsse von außen, was zu einer Komfortminderung führen kann. Auch auf die Gestalt der Umgebungskonstruktion des jeweiligen Kupplungs-/Bremssystems, welches den Temperaturhaushalt durch die thermischen Massen maßgeblich mitbeeinflusst, reagieren die Beläge aufgrund der unterschiedlichen temperaturabhängigen Eigenschaften nicht einheitlich.

Erschwerend kommt hinzu, dass das spätere Kupplungs-/Bremssystem dem Reibbelagentwickler in seinem Produktentstehungsprozess meist nur virtuell (z.B. CAD-Modell) oder nur zu einem späten Zeitpunkt in der Entwicklung als physischer Prototyp vorliegt. In der Regel werden die Reibbeläge in Form von z.B. Pellets auf Prüfständen auf deren tribologischen Eigenschaften untersucht. Man spricht in diesem Fall von Untersuchungen auf Teilbelageebene. Meist sind die Abmessungen und (thermischen) Verhältnisse zu späteren Applikationen deutlich unterschiedlich. Die Wahl der Reibbelagsform auf der Teilbelageebene hat ebenfalls einen entscheidenden Einfluss auf die tribologischen Ergebnisse⁹ und ist bisher nicht ausreichend erforscht.

Eine direkte Übertragung der auf der Teilebelageebene erzielten Ergebnisse auf die Ganzbelageebene (Bauteilebene → Kupplungssystem) ist somit bisher aufgrund der genannten Einflüsse nicht sicher realisierbar.

ALBERS et al.¹⁰ beschreibt ein Kupplungsmodell zur Übertragbarkeit des Kupplungssystemverhaltens, das eine Integration von physischen und virtuellen Werkzeugen zur Übertragung von Teilbelag- auf Bauteilebene vorsieht. Die vorliegende Arbeit liefert einen Beitrag für diesen Ansatz, in dem das Verständnis der Einflüsse auf der Teilbelageebene experimentell untersucht wird und zwei unterschiedliche virtuelle Temperaturmodelle auf ihre Einsatzfähigkeit im Kontext des Kupplungsmodells bewertet werden.

⁹ SEVERIN 1989

¹⁰ ALBERS, OTT, U. A. 2011

2 Grundlagen und Stand der Forschung

Im Kapitel 2 werden die notwendigen Grundlagen und der Stand der Forschung dargestellt. Zunächst werden die Grundlagen der Produktentwicklungswerkzeuge und –prozesse vorgestellt. Anschließend werden in Kapitel 2.2 und folgende die Grundlagen trockenlaufender Kupplungs- und Antriebssysteme im Kontext der Fahrzeugentwicklung dargelegt.

Zur Auslegung von Kupplungssystemen hinsichtlich des Wärmehaushalts und Systemmodellierung werden die heute eingesetzten Methoden in den Kapiteln 2.2, 2.3 und 2.4 präsentiert. Kapitel 2.5 legt den Stand der Forschung unterschiedlicher System- (z.B. Reibbelagsgeometrie) und Umgebungseinflüsse (z.B. Temperatur, Feuchtigkeit) auf das tribologische Verhalten organischer Friktionswerkstoffe dar.

2.1 Produktentwicklungswerkzeuge und -prozesse

2.1.1 ZHO Modell

Nach ALBERS beschreibt das ZHO Modell die Transformation eines Zielsystems mit Hilfe eines Handlungssystems in ein Objektsystem. Die Definitionen wurden aus ALBERS et al.^{11,12} und LOHMEYER¹³ entnommen:

*Das **Handlungssystem** ist ein sozio-technisches System, das aus strukturierten Aktivitäten, Methoden und Prozessen aufgebaut ist. Es enthält weiterhin alle für die Realisierung einer Produktentstehung notwendigen Ressourcen (Entwickler, Budget, Ausstattung etc.). Das Handlungssystem erstellt sowohl das Ziel- als auch das Objektsystem, beide Systeme sind ausschließlich durch das Handlungssystem miteinander verbunden.*

*Das **Zielsystem** umfasst die mentale Vorstellung der geplanten Eigenschaften eines Produktes und alle dafür notwendigen Restriktionen, deren Abhängigkeiten und Randbedingungen. Die Ziele beschreiben dabei den gewünschten zukünftigen Zustand des Produktes (und seiner Komponenten) und dessen Kontext, nicht jedoch die Lösung als solche. Das Zielsystem wird im Verlauf des Produktentstehungsprozesses fortwährend erweitert und konkretisiert.*

¹¹ ALBERS & BRAUN 2011a

¹² ALBERS & BRAUN 2011b

¹³ LOHMEYER 2013

Das **Objektsystem** enthält alle Dokumente und Artefakte, die als Teillösungen während des Entstehungsprozesses anfallen. Es ist vollständig, sobald der geplante Zielzustand erreicht ist. Das eigentliche Produkt ist neben Zwischenprodukten (z.B. Zeichnungen) eines der Elemente des Objektsystems. Das Handlungssystem nimmt während des Produktentstehungsprozesses ständig Teile des Objektsystems auf und leitet daraus durch Schritte der Analyse und Validierung neue Ziele ab.

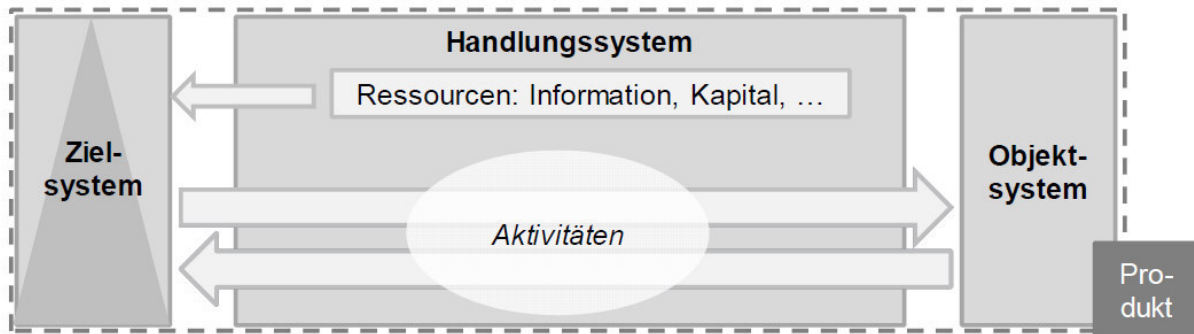


Abbildung 2: ZHO Modell nach ALBERS¹⁴

Abbildung 2 visualisiert die Zusammenhänge zwischen Ziel, Handlungs- und Objektsystem. Das Zielsystem und das Objektsystem werden durch verschiedene Aktivitäten im Handlungssystem miteinander verknüpft.

2.1.2 iPeM

Am IPEK - Institut für Produktentwicklung am KIT wurde das integrierte Produktentstehungsmodell (iPeM) entwickelt^{15,16}. Das iPeM (siehe Abbildung 3) beschreibt die Überführung eines Zielsystems (system of objectives) in ein Objektsystem (system of objects). Das Handlungssystem (operation systems) stellt die dafür notwendigen Aktivitäten und Ressourcen zur Verfügung. Die Aktivitäten lassen sich in Aktivitäten der Produktentstehung (activities of product engineering) und der Problemlösung (activities of problem solving) unterteilen. Die Aktivitäten der Produktentstehung sind nicht als eine sequenzielle abzuarbeitende Reihenfolge anzusehen, sondern beschreiben die grundsätzlichen Aktivitäten in der Produktentstehung. Die tatsächliche Reihenfolge und die Iteration der Aktivitäten sind produkt- und branchenabhängig.

SPALTEN¹⁷ ist ein Akronym und steht für die Aktivitäten der Problemlösung:

- **S**ituationsanalyse

¹⁴ ALBERS & BRAUN 2011b

¹⁵ ALBERS & BRAUN 2011a

¹⁶ ALBERS & BRAUN 2011b

¹⁷ SAAK 2007

- **P**roblemeingrenzung
- **A**lternative Lösungssuche
- **L**ösungsauswahl
- **T**ragweitenanalyse
- **E**ntscheiden und Umsetzen
- **N**acharbeiten und Lernen

Die Vorgehensweise nach SPALTEN hat fraktalen Charakter, d.h. in jedem SPALTEN-Schritt kann wieder ein neuer SPALTEN-Prozess entstehen. Der Abstraktionsgrad muss an das jeweilige Problem angepasst werden. Zudem ist die Zusammensetzung des Problemlösungsteams über den gesamten SPALTEN-Prozess nicht konstant, sondern kann je nach Prozessschritt variieren.

Das Phasenmodell im iPeM beinhaltet den zeitlichen Ablauf im PeP. Dies beinhaltet das Referenzmodell, das Implementierungsmodell und das Anwendungsmodell. Das Referenzmodell beschreibt eine chronologische Abfolge von Aktivitäten (auch von wiederkehrenden Aktivitäten) für Produktentstehungsprozesse ähnlicher Projekte. Das Implementierungsmodell ergibt sich aus dem Referenzmodell, aus dem der Entwickler für das vorliegende konkrete Projekt die Reihenfolge der Aktivitäten ableiten kann. Das Anwendungsmodell beschreibt den Ist-Stand des zu bearbeitenden Projekts. Die Iterationen und Abweichungen zum ursprünglich geplanten Implementierungsmodell des Anwendungsmodells werden dokumentiert und für das Erstellen bzw. Korrigieren des Referenzmodells verwendet.

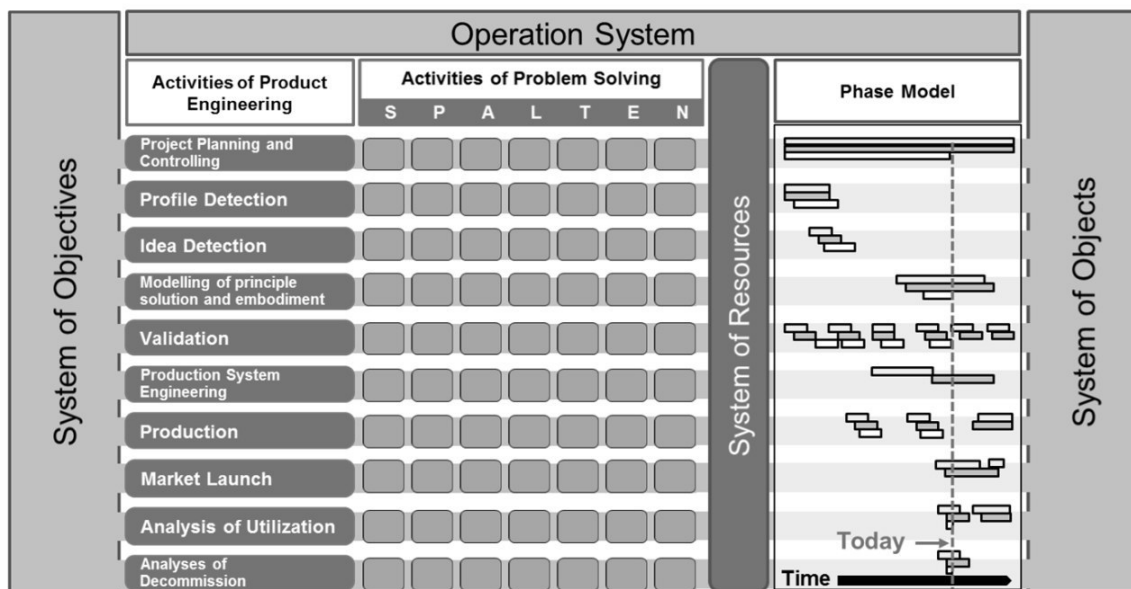


Abbildung 3: Entwickeltes iPeM¹⁸ am IPEK

¹⁸ ALBERS & BRAUN 2011a

2.1.3 X-in-the-Loop (XiL)

Die steigende Komplexität insbesondere im Bereich der Antriebsstrang- und Fahrzeugentwicklung erfordern neue Methoden zur effektiven und effizienten Entwicklung. Neben der gesteigerten Komplexität ist der Kundenanspruch an diese Systeme gewachsen. So steht der Komfort bei der Entwicklung der Fahrzeuge zwar an hoher Stelle, allerdings müssen zunehmend strengere Gesetzauflagen (z.B. Einsparung von CO₂ Emissionen) eingehalten werden. Im Bereich der Automobilindustrie ergibt sich dadurch der Bedarf, die Subsysteme (z.B. Kupplung, Getriebe, Steuergeräte) möglichst früh und unter realen Bedingungen zu erproben, um Mängel, die später zu einer Fehlfunktion oder Komforteinbußen führen können, rechtzeitig beheben zu können. Aufgrund der Produktkomplexität eignen sich ganzheitlichen Untersuchungsziele und Ansätze, um dieser Herausforderung zu begegnen. In der Triebstrangentwicklung, bei der die Anregung der Verbrennungskraftmaschine einen wesentlichen Einfluss hat, haben sich Systeme etabliert, die durch hochdynamische Elektromotoren und Echtzeitsysteme (ALBERS et al.¹⁹) die verbrennungsmotorischen Schwingungen abbilden können. SCHYR²⁰ entwickelte dieses System um eine Softwareschnittstelle weiter, die sich aufgrund ihrer Architektur auf Prüfstände übertragen lässt. Mit solchen Ansätzen lässt sich auch das Fahrerverhalten (z.B. Art des Gangwechsel oder Betätigung des Kupplungspedals) berücksichtigen. Der hohe Freiheitsgrad lässt es zu, diese ganzheitlichen Ansätze auf unterschiedliche Subsysteme in den jeweiligen Phase im Produktentwicklungsprozess anzuwenden.

Aus diesen ganzheitlichen Ansätzen entwickelte sich die XiL^{21,22,23} (X-in-the-Loop, siehe Abbildung 4) Entwicklungsumgebung, mit dem Ziel bei der Entwicklung von Produkten das System Fahrer und Umwelt zu berücksichtigen. Das X steht dabei für das zu untersuchende System. Dies kann eine physische Komponente oder auch ein Quellcode eines Steuergeräts sein. Die Abbildung des Restsystems, dies können z.B. die Steifigkeiten und Trägheiten des Antriebsstrangs, müssen je nach Untersuchungsziel adäquat abgebildet werden. Diese Restsimulation kann z.B. physisch oder durch echtzeitfähige Fahrzeugmodelle am Prüfstand erfolgen (z.B. elektrische Massensimulation). Die sinnvolle Verknüpfung von Simulation und physischen Komponenten ist dabei elementar.

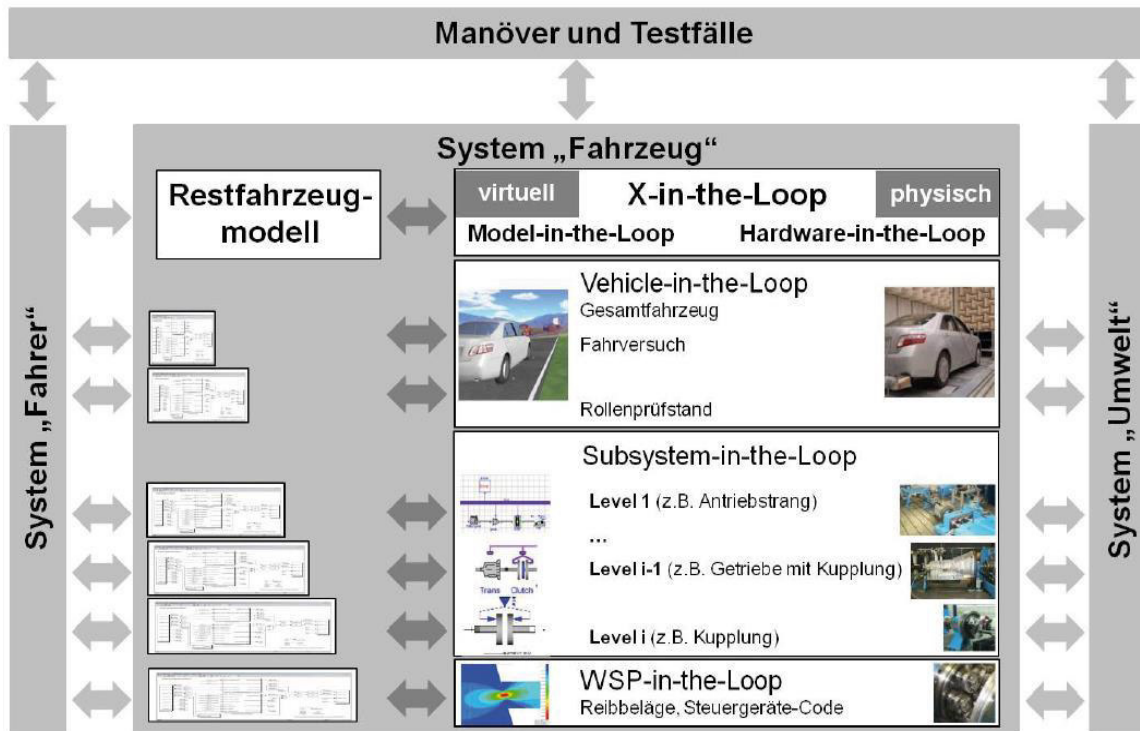
¹⁹ ALBERS U. A. 2001

²⁰ SCHYR 2006

²¹ GEIER U. A. 2009

²² ALBERS, MERKEL, U. A. 2009

²³ ALBERS, GEIER, U. A. 2011

Abbildung 4: XiL-Framework (ALBERS²⁴)

Die XiL Entwicklungsumgebung (Abbildung 4) ermöglicht in Bezug auf die Fahrzeugentwicklung die Untersuchung des Gesamtfahrzeugs (Vehicle-in-the-Loop), der Subsysteme (Subsystem-in-the-Loop) und funktionsrelevanter Wirkflächenpaare (WSP-in-the-Loop). Ob die zu untersuchenden Systeme virtuell oder physisch vorliegen und wie das Restsystem abgebildet wird, hängt von den jeweiligen Untersuchungszielen ab.

2.1.4 Contact and Channel Ansatz (C&C²-A)

Der C&C²-Ansatz nach ALBERS et al.²⁵ ermöglicht die Analyse und Synthese technischer Systeme. MATTHIESEN²⁶ veröffentlichte in seiner Arbeit die Grundzüge des Modellansatzes. Mit dem C&C²-A kann die Funktion der Gestalt zugeordnet werden. Für die Beschreibung technischer Systeme werden verschiedene Elemente eingesetzt (Definitionen nach ALBERS et al.²⁷):

²⁴ ALBERS, BEHRENDT, U. A. 2013

²⁵ ALBERS & WINTERGERST 2014

²⁶ MATTHIESEN 2002

²⁷ ALBERS & WINTERGERST 2014

Wirkfläche (WF):

„Wirkflächen sind feste Oberflächen von Körpern oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die dauernd oder zeitweise im Kontakt zu einer weiteren Wirkfläche stehen und am Energie-, Stoff- und Informationsaustausch des technischen Systems beteiligt sind.“

Leitstützstruktur (LSS):

„Leitstützstrukturen sind Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzte Räume, die genau zwei Wirkflächenpaare verbinden und dauernd oder zeitweise eine Leitung von Energie, Stoff oder Information zwischen den Wirkflächen eines Körpers, einer Flüssigkeit, eines Gases oder eines Feldes ermöglichen.“

Wirkflächenpaar (WFP)

„Wirkflächenpaare werden aus genau zwei Wirkflächen gebildet, die zeitweise, ganz oder teilweise, in Kontakt stehen und zwischen denen Energie, Stoff und Information übertragen wird.“

Connector (C):

Die wirkungsrelevanten Wirkflächen werden durch Connectoren in die Systemumgebungen integriert. (vgl. ALBERS²⁸, THAU²⁹). Die Connectoren integrieren die wirkungsrelevanten Eigenschaften, die außerhalb des Betrachtungsbereichs liegen, in die Systembetrachtung. Connectoren sind für eine Beschreibung der betrachteten Funktion relevante Abstraktion der Systemumwelt (Bsp. Wird ein Getriebe mit dem C&C²-Ansatz modelliert und der Betrachtungsbereichs endet bei der Getriebeeingangs- bzw. Getriebeausgangswelle, so repräsentiert der Connector auf der Getriebeeingangswelle das Verhalten des Verbrennungsmotors inkl. Schwungrad. Der Connector an der Getriebeausgangswelle beschreibt das dynamische Verhalten der Seitenwelle inkl. dem Reifen-Fahrbahn-Kontakt, siehe Abbildung 6).

Abbildung 5 zeigt die Anwendung des Ansatzes zur Analyse eines Schraubvorgangs. Die Schraube ist dabei das zu untersuchende System. Die Connectoren „wall“ und „bit“ integrieren die relevanten Wirkflächen der Schraube in die Systemumgebung.

²⁸ ALBERS & WINTERGERST 2014

²⁹ THAU 2013

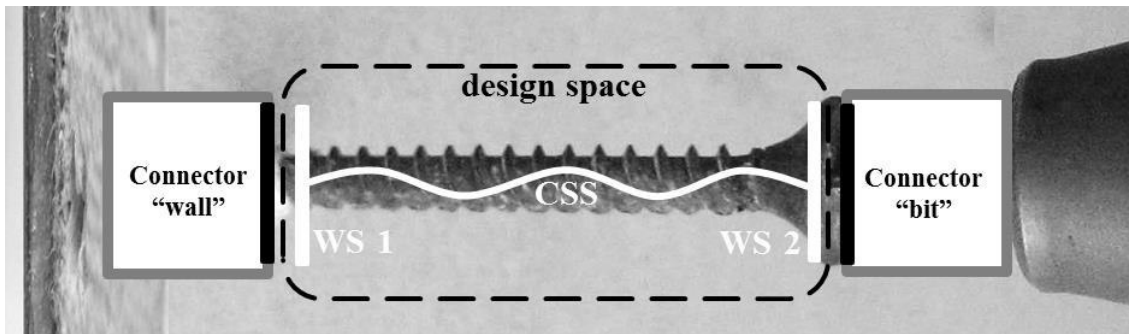


Abbildung 5: Beispiel zur Anwendung des C&C²-Ansatzes am Beispiel eines Schraubvorgangs³⁰. Anmerkung: Das Symbol des Connectors wird zum Zeitpunkt der Veröffentlichung der vorliegenden Arbeit überarbeitet. Es ist angedacht ein mehreckiges Symbol zu verwenden, dessen Kanten Wirkflächen zu einem oder mehreren Betrachtungsbereich(en) darstellen.

Ein Anwendungsbeispiele für die Beschreibung von trockenlaufenden Friktionssystemen zeigt MITARIU³¹ (siehe Abbildung 6)

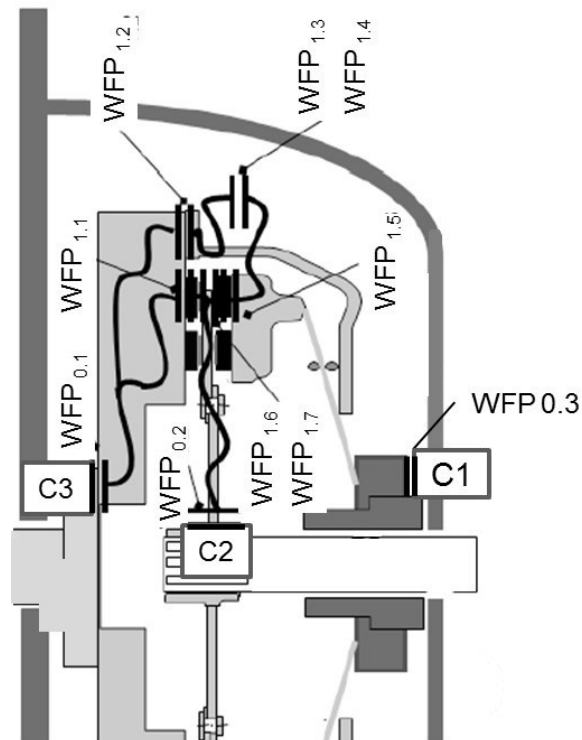


Abbildung 6: Beispiel zur Anwendung des C&C²-Ansatzes am Beispiel von Kupplungssystemen nach MITARIU³². Grafik ist um das neue Symbol Connector ergänzt. Die Connectoren C1-3 beinhalten Modelle der wirkungsrelevanten Eigenschaften und Funktionen auf den Betrachtungsbereich Kupplung. C1 beschreibt in diesem Beispiel die Funktion des (Verbrennungs-) Motors, C2 die Funktion des Getriebes und C3 die Funktion der Kupplungsbetätigung und den Eigenschaften Fahrers.

³⁰ ALBERS & WINTERGERST 2014

³¹ MITARIU-FALLER 2009

³² MITARIU-FALLER 2009

2.2 Grundlagen und Aufbau von Kupplungssystemen

In der vorliegenden Arbeit werden umfangreiche Experimente mit Reibbelägen durchgeführt und Simulationsmodelle entwickelt. Das folgende Kapitel dient dazu die notwendigen Grundlagen trockenlaufender Friktionssysteme am Beispiel von Kupplungssystemen vorzustellen, auf welche im Verlauf der Arbeit zurück gegriffen wird.

2.2.1 Aufbau und Funktion Kupplungssystem und Reibbelag

Der Aufbau eines trockenlaufenden Kupplungssystems ist in Abbildung 7 (links: im eingekuppelten Zustand - Drehmoment wird vom Motor an das Getriebe übertragen, rechts: im ausgekuppelten Zustand – es wird kein Drehmoment übertragen) dargestellt. Das Schwungrad S ist fest mit der Kurbelwelle des Motors verbunden. Die Kupplungsscheibe KS befindet sich zwischen dem Schwungrad S und der Anpressplatte, welche mit dem Kupplungsdeckel KD – meist mit Blattfedern – verbunden wird. Die Kupplungsscheibe, auf welche der Reibbelag befestigt ist, überträgt das Drehmoment über eine formschlüssige Wellen-Naben-Verbindung an die Getriebeeingangswelle.

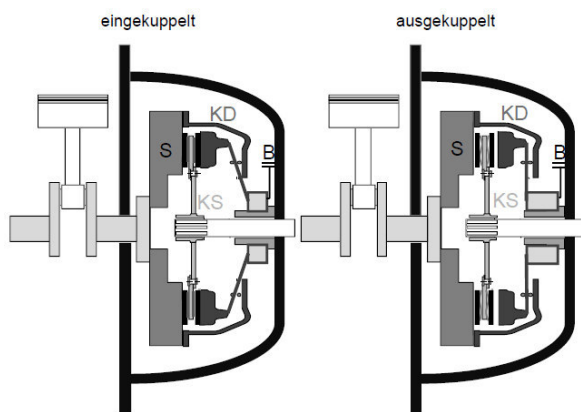


Abbildung 7: Kupplungssystem im eingekuppelten und ausgekuppelten Zustand
Quelle: MITARIU³³

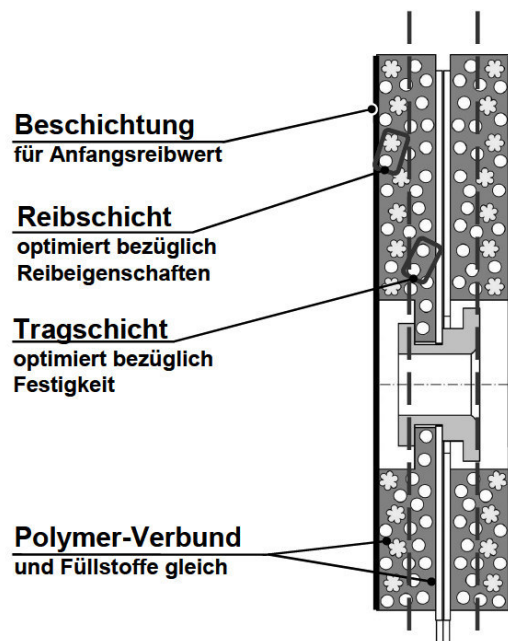


Abbildung 8: Mehrschichtig aufgebauter Kupplungsbelag mit Funktionstrennung (Quelle: FELGER³⁴)

³³ MITARIU-FALLER 2009

³⁴ FELGER 2007

Das Schwungrad besteht meist aus Stahl, die Gegenreibscheibe GR meist aus Grauguss. Die Zusammensetzung und der Herstellungsprozess eines organischen Reibbelags sind weitaus komplexer und werden je nach Anforderungsprofil variiert (FELGER³⁵). Ein typischer Aufbau eines Reibbelags nach FELGER³⁶ zeigt Abbildung 8. Nach BERGHEIM³⁷ lassen sich die Inhaltstoffe in drei Klassen einteilen:

- Bindemittel
- Füllstoffe (inaktive/aktive Füllstoffe, Reibwertmodifizierer, Vulkanisationshilfsstoffe/Härtungskatalysatoren, verschiedene Metalle)
- Armierungsstoffe (anorganische, organische Fasern/Garne)

Insgesamt setzt sich ein Belag aus ca. 20-30 unterschiedlichen Werkstoffen zusammen. Die Zusammensetzung und der Anteil der jeweiligen Werkstoffe hängen sehr stark von dem späteren Einsatzzweck ab (vgl. BERGHEIM³⁸). BERGHEIM führt ebenso an, dass der Herstellungsprozess einen wesentlichen Einfluss auf die späteren tribologischen Eigenschaften hat. Durch die hohe Anzahl der eingesetzten Stoffe und deren positive sowie negative Eigenschaften in Wechselwirkung mit anderen Stoffen ist die Belagsentwicklung eine hochkomplexe Herausforderung.

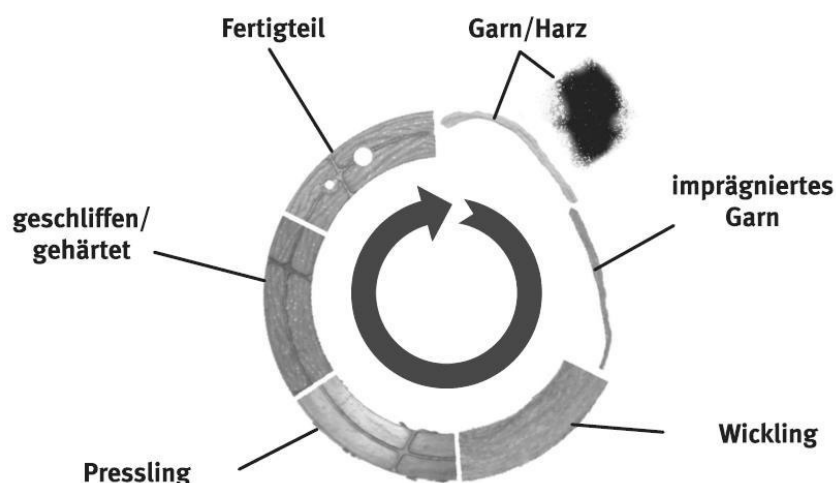


Abbildung 9: Fertigungsreihenfolge eines Kupplungsbelags Quelle: 8. LUK KOLLOQUIUM – Innovative Kupplungsbeläge³⁹

Man unterscheidet zwischen gepressten und gewickelten Belägen. Bei den gepressten Belägen werden die Bestandteile unter hohem Druck und Temperaturen miteinander verbunden. Gewickelte Beläge zeichnen sich dadurch aus, dass sich im

³⁵ FELGER 2007

³⁶ FELGER 2007

³⁷ BERGHEIM 1997

³⁸ BERGHEIM 2002

³⁹ „8. LUK KOLLOQUIUM GESAMTBAND“ 2006

Inneren des Reibbelags ein langes imprägniertes Garn, das mehrmals um den Umfang gewickelt wird, befindet. Der Garn sorgt für eine hohe Festigkeit des Belags (8. LUK KOLLOQUIUM⁴⁰).

Unterschiedliche Reibwerkstoff-Kombinationen sind nach STROHM⁴¹ in Tabelle 7 dargestellt. Es sei angemerkt, dass die Zusammensetzung kommerzieller Beläge eine durchaus ähnliche Verteilung aufweist, diese jedoch auf den jeweiligen Anwendungsfall abgestimmt sind.

| | Faser - Austausch - Beläge | | | | |
|--|----------------------------|-------------------------------|--------------------|------------------------|------------------------|
| | Asbesthaltiger Belag | Klassische Sintermetallbeläge | Hoher Metallgehalt | Mittlerer Metallgehalt | Niedriger Metallgehalt |
| Eisenmetall (Pulver, Span) | -- | 65% | -- | -- | -- |
| Eisen- und Buntmetall (Pulver, Span) | 35% | -- | 55% | 45% | 30% |
| Asbest | 25% | -- | -- | -- | -- |
| Anorganische Faserstoffe | -- | -- | 20% | -- | -- |
| Anorganische und Organische Füllstoffe | -- | -- | -- | 25% | 30% |
| Organische Füllstoffe | 5% | 5% | 3% | 3% | 3% |
| Graphit bzw. Gleitstoffe | 7% | 15% | 7% | 7% | 7% |
| Mineralische Füllstoffe | 18% | 8% | 5% | 10% | 18% |
| Phenolharze | 10% | 7% | 10% | 10% | 10% |
| Gesamt | 100% | 100% | 100% | 100% | 100% |

Abbildung 10: Reibwerkstoff-Kombinationen nach STROHM⁴² – Angabe in Gew.-%

Weitere Angaben zur Zusammensetzung und den Herstellungsprozessen von organischen Reibbelägen können aus NAGEL⁴³ entnommen werden.

2.2.2 Tribologische Beanspruchungen

Die Abläufe in einem Frikionskontakt sind durch die äußeren Belastungen, Umgebungsbedingungen, Störgrößen und den Materialeigenschaften der Reibkörper (Gegen- und Grundkörper) inklusive dem Zwischenmedium gekennzeichnet. Für die

⁴⁰ „8. LUK KOLLOQUIUM GESAMTBAND“ 2006

⁴¹ STROHM 1987

⁴² STROHM 1987

⁴³ NAGEL 1990

vorliegende Arbeit sollen die relevanten Einflussparameter anhand Abbildung 11 erläutert werden.

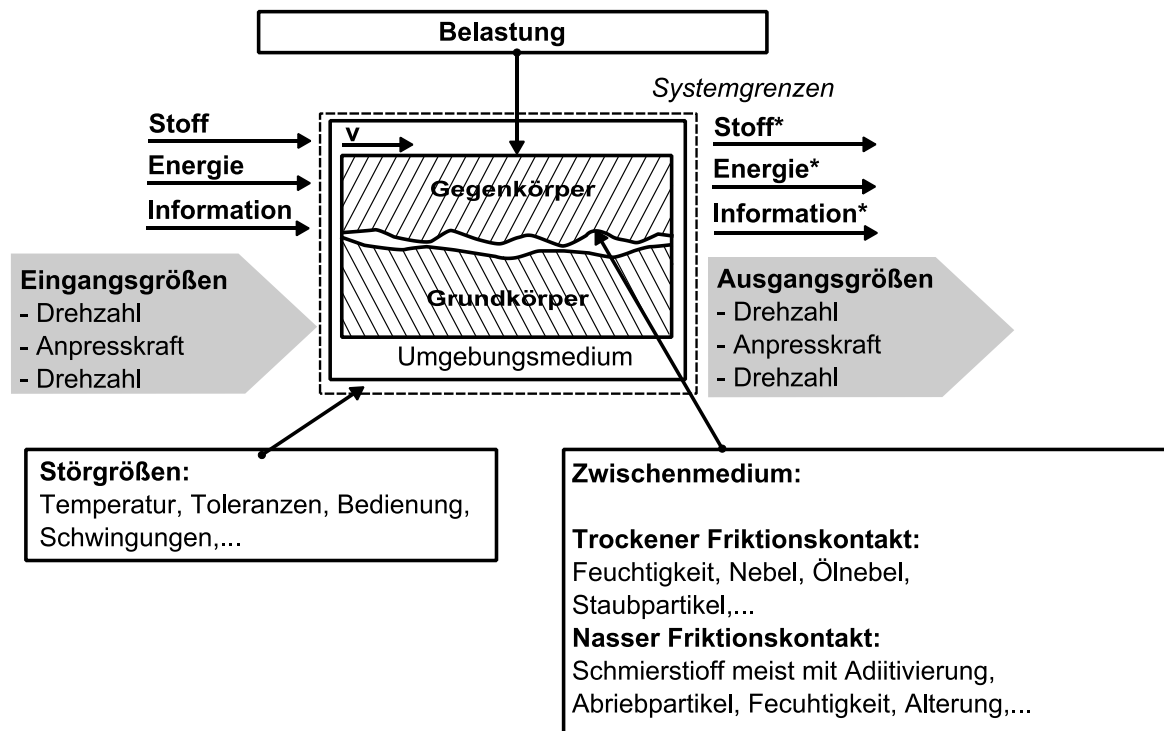


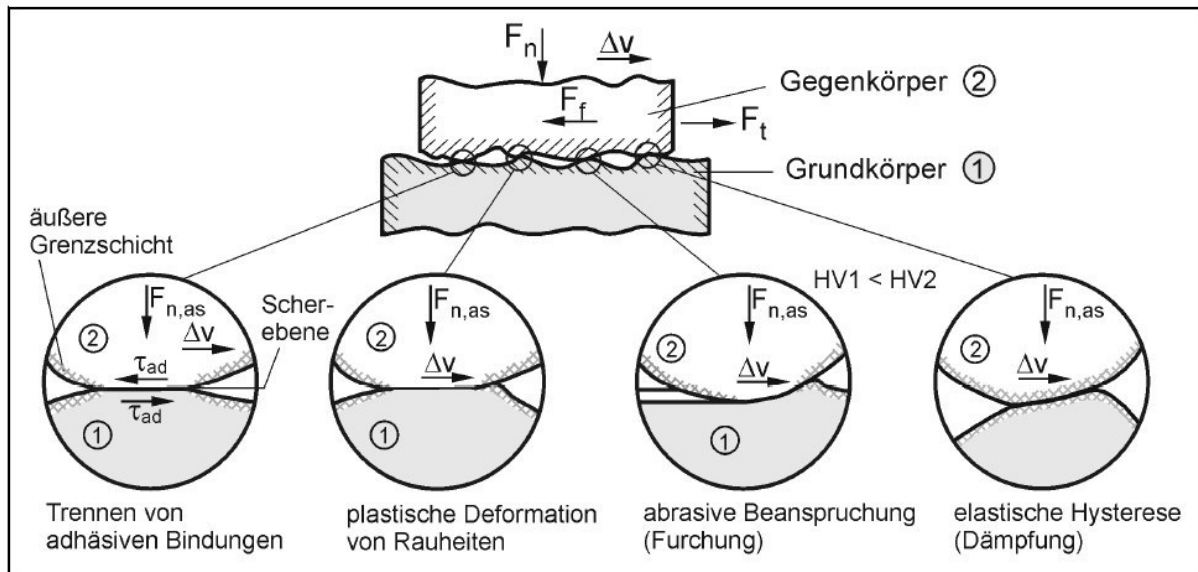
Abbildung 11: Tribosystem Reibkontakt - ALBERS et al.⁴⁴

Innerhalb der Systemgrenze befinden sich der Gegen- und Grundkörper und das Zwischenmedium, welches sich bei trockenlaufenden Systemen aus Feuchtigkeit, Abrieb- und Staupartikeln und ggf. in der Luft gelöster Stoffen zusammensetzt. Dieses Tribosystem wird durch äußere Belastungen (Druck, Gleitgeschwindigkeit, Temperatur) beaufschlagt. Die Belastungen resultieren aus den Eingangsgrößen Drehzahl, Anpresskraft und Drehmoment. Die Systemantwort auf die Eingangsgrößen sind die Ausgangsgrößen zeitlicher Drehzahl- und Drehmomentverlauf sowie die durch Energieeintrag entstehenden Verschleißpartikel.

Nach HABIG⁴⁵ erfordert der Reibungsvorgang einen Energieaufwand und es kann eine Energiebilanz aufgestellt werden, die sich in die Energieeinleitung, Energieumsetzung und Energiedissipation aufteilen lassen (Abbildung 12).

⁴⁴ ALBERS & BEHRENDT 2004

⁴⁵ CZICHOS & HABIG 2010

Abbildung 12: Reibmechanismen nach DETERS⁴⁶

Für die Energieumsetzung sind nach HABIG et al.⁴⁷ vier Reibungsmechanismen verantwortlich. Diese bestimmen in einem Friktionssystem die maximale Reibungskraft und damit das Drehmoment.

1. **Ahäsion** (Adhäsionskräfte zwischen den beiden Reibpartnern)
2. **Plastische Deformation** (Dissipative Prozesse aufgrund der Kontaktdeformation bei tangentialer Relativbewegung)
3. **Furchung** (Eindringen des härteren Reibpartners in den weicheren Reibpartner)
4. **Elastische Hysterese und Dämpfung** (Umwandlung der Energie in andere Energieformen)

In Friktionssystemen treten die vier Reibungsmechanismen überlagert auf. Es ist daher sehr schwer den Anteil der einzelnen Mechanismen exakt zu bestimmen (HABIG⁴⁸).

2.2.3 Rupfschwingungen

In Antriebssystemen, welche über ein Kupplungs- und/oder ein Bremssystem verfügen, kann es unter bestimmten Bedingungen zu unerwünschten Schwingungen kommen (ALBERS et al.⁴⁹, KRÜGER⁵⁰). Diese Rupfschwingungen wirken

⁴⁶ DETERS 2008

⁴⁷ CZICHOS & HABIG 2010

⁴⁸ CZICHOS & HABIG 2010

⁴⁹ ALBERS & HERBST 1998

⁵⁰ KRÜGER 2003

komfortmindernd und resultieren aus zwei grundsätzlichen Mechanismen, die zusammen oder einzeln auftreten können:

1. Zwangserregte Rupfschwingungen

Ursache für die Schwingungen im Antriebsstrang sind geometrische Abweichungen im Kupplungs-/Bremsystem, Axialschwingen, Taumelbewegungen, die ein Schwanken des Drehmomentes verursachen (ALBERS et al.⁵¹, KRÜGER⁵², NEWCOMBE⁵³)

2. Selbsterregte Rupfschwingungen

Ursache für die Anregung ist ein Abfallen der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit. Bei einem Anfahrvorgang mit einer Kupplung bedeutet dies ein Ansteigen des Reibwerts und des Drehmoments (bei konstanter Anpresskraft) während der Synchronisation. Eine ausführliche Beschreibung ist in POPP et al.⁵⁴ zu finden. Da im späteren Verlauf die möglichen Auswirkungen von selbsterregten Schwingungen diskutiert werden, soll der Mechanismus kurz vorgestellt werden.

POPP nennt den Reibwertgradienten μ' für das Auftreten von Rupfschwingungen als ursächlich. Der Reibwertgradient μ' ist definiert als:

$$\mu' = \frac{\Delta\mu}{\Delta v} \tag{Formel 1}$$

Für den Reibwertverlauf sind unterschiedliche Verläufe möglich (siehe Abbildung 13). Reale Kennlinien können von den hier gezeigten idealisierten Kennlinien sehr stark abweichen, da sie von einer Vielzahl an Parametern abhängen.

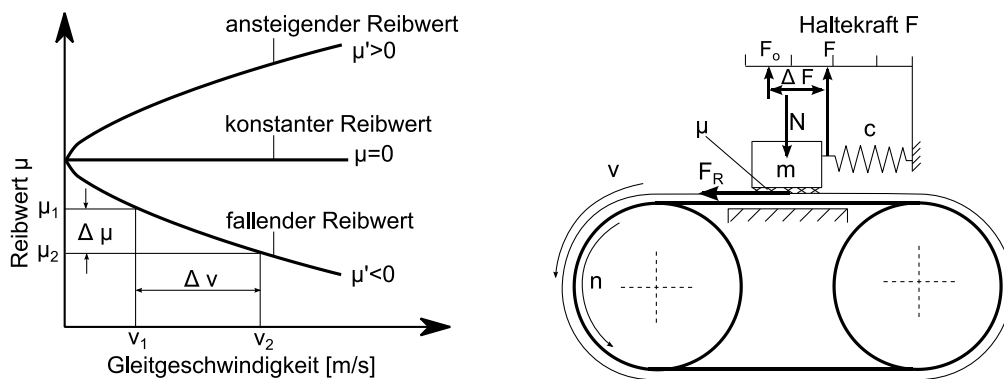


Abbildung 13: Links: Gleitgeschwindigkeitsabhängige Reibwertverlauf Rechts: Modell des Reibschwingers (MAUCHER⁵⁵)

⁵¹ ALBERS & HERBST 1998

⁵² KRÜGER 2003

⁵³ NEWCOMBE U. A. 1972

⁵⁴ POPP U. A. 2002

⁵⁵ MAUCHER & LUK-KOLLOQUIUM 1990 LUK-KOLLOQUIUM 1990 1990

MAUCHER stellt für die Masse m_B aus Abbildung 13 die Bewegungsgleichung (um einen Betriebspunkt linearisiert) auf und erhält:

$$m_B \ddot{x}(t) + (D + F_N \mu') * \dot{x}(t) + Cx(t) = 0 \quad \text{Formel 2}$$

Das Dämpfungsverhalten ist also nicht nur von der Systemdämpfung D abhängig, sondern auch von dem Reibwertgradienten. Der Wert des Reibwertgradienten kann in drei Bereiche fallen (vgl. ALBERS⁵⁶, POPP et al.⁵⁷, KRÜGER⁵⁸, WINKELMANN et al.⁵⁹):

- $\mu' > 0$: Reibwert steigt mit der Gleitgeschwindigkeit an und wirkt damit dämpfend auf das Antriebssystem.
- $\mu' = 0$: Reibwertgradient hat keine Auswirkungen auf das Antriebssystem
- $\mu' < 0$: Reibwert sinkt mit steigender Gleitgeschwindigkeit und die Systemdämpfung sinkt ab. Bei einer negativen Systemdämpfung $D < F_N * \mu'$ kommt es zu selbsterregten Rumpfschwingungen.

2.3 Kontaktmodelle

In Kapitel 6 werden zwei Simulationsmodelle erarbeitet, welche durch ein Kontaktmodell erweitert werden. In den folgenden Kapiteln werden daher die notwendigen Grundlagen der Kontaktmodellierung vorgestellt.

2.3.1 Hertzscher Kontakt

HERTZ⁶⁰ entwickelte bereits 1881 ein Modell zur Beschreibung der Kontaktverhältnisse zweier elastischer Körper. Mit dem entwickelten Modell ist es möglich die Kontaktfläche, den Kontaktdruck und die Deformation der Körper zu berechnen. Da das in dieser Arbeit verwendete Kontaktmodell nach GREENWOOD AND WILLIAMSON⁶¹ (G&W) auf den Formeln nach HERTZ basiert, wird im Folgenden der Fall Kugel gegen Ebene nach HERTZ vorgestellt. HERTZ hat folgende Annahmen für den elastischen Kontakt angenommen:

- Die Oberflächen sind stetig und nicht fehlerhaft
- Die Spannungen sind gering
- Jeder Körper kann als elastischer Halb-Raum betrachtet werden
- Die Oberflächen sind reibungsfrei

⁵⁶ ALBERS 1990

⁵⁷ POPP U. A. 2002

⁵⁸ KRÜGER 2003

⁵⁹ WINKELMANN U. A. 1985

⁶⁰ HERTZ 1882

⁶¹ GREENWOOD & WILLIAMSON 1966

Die Projektion der Druckfigur einer Kugel gegen eine Ebene, senkrecht zur Lastrichtung, lässt sich mit dem Durchmesser beschreiben:

$$a = \sqrt[3]{\frac{1,5 * r * (1 - \nu^2) * F}{E}} \quad \text{Formel 3}$$

Die maximale Hertzsche Pressung p_{max} wirkt auf der Oberfläche und berechnet sich zu:

$$p_{max} = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{1,5 * F * E}{r^2 (1 - \nu^2)^2}} \quad \text{Formel 4}$$

mit dem Ersatzradius:

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \quad \text{Formel 5}$$

In dem vorliegenden Fall Kugel gegen Ebene gilt

$$r_2 \rightarrow \infty \quad \text{Formel 6}$$

Wirksames E-Modul

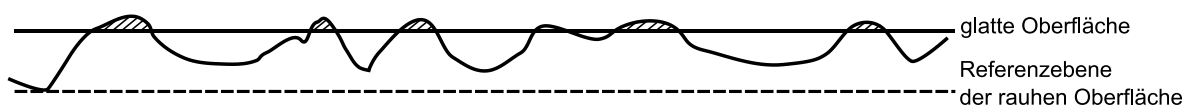
$$\frac{1}{E'} = \frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \quad \text{Formel 7}$$

Deformation nach Hertz:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{9 * F^2 * (1 - \nu^2)^2}{4 * E^2 * r}} \quad \text{Formel 8}$$

2.3.2 Kontaktmodelle

Das Kontaktmodell von GREENWOOD & WILLIAMSON⁶² ist eines der bekanntesten und etabliertesten Modelle zur Beschreibung der Kontaktfläche und -kraft. Das Modell beschreibt den Kontakt zwischen einer rauen und einer idealen glatten Oberfläche. Die raue Kontaktfläche wird durch Asperiten mit gleichem Durchmesser abgebildet, welche mit der glatten Oberfläche unter einer bestimmten Kraft in Kontakt kommen. Die Verteilung der Asperiten bezogen auf eine Referenzebene (siehe Abbildung 14) wird mit statistischen Methoden beschrieben.



⁶² GREENWOOD & WILLIAMSON 1966

Abbildung 14: Quelle GREENWOOD & WILLIAMSON⁶³ (nachgezeichnet)

Die Kontaktkräfte und –flächen eines einzelnen Asperiten werden durch die HERTZ'sche Theorie beschrieben (vgl. 2.3.1). Aufgrund der angenommenen statistischen Verteilung wird in dem Modell die Wahrscheinlichkeit berechnet, wie viele der Asperiten der rauhen Oberfläche mit der idealen glatten Oberfläche in Kontakt stehen:

$$prob(z > d) = \int_d^{\infty} \phi(z) dz \quad \text{Formel 9}$$

z beschreibt hier die Richtung orthogonal zur glatten Oberfläche. Solange die Referenzebene der rauhen Oberfläche und die ideal glatten Oberflächen (vgl. Abbildung 14) durch einen Abstand d getrennt sind, werde alle Asperiten, deren Höhe größer als der Abstand d ist, mit der glatten Oberfläche in Berührung kommen.

Im G&W Modell wird ursprünglich eine Gaußverteilung angenommen. In späteren Arbeiten von McCOOL⁶⁴ wird gezeigt, dass eine statistische Beschreibung der Asperitenverteilung durch die Weibullfunktion günstiger ist, da diese auch eine unsymmetrische Verteilung im Gegensatz zur Normalverteilung nach Gauß berücksichtigen kann. Die Weibullfunktion ist wie folgt definiert:

$$f(z) = \frac{\beta * z^{(\beta-1)}}{\eta^\beta} * e^{\left(-\frac{z}{\eta}\right)^\beta} \quad \text{Formel 10}$$

Abbildung 15 zeigt den Vergleich beider Funktionen bei einer generischen Häufigkeitsverteilung der Rauigkeiten mit unsymmetrischer Verteilung. Die Weibullfunktion kann diese Verteilung wesentlich besser abbilden. Aus diesem Grund wird für diese Arbeit zur statistischen Beschreibung der Oberfläche die Weibullfunktion herangezogen.

⁶³ GREENWOOD & WILLIAMSON 1966

⁶⁴ McCOOL 2000

Das G&W-Modell geht davon aus, dass die Asperiten sich nicht gegenseitig beeinflussen. In anderen Arbeiten werden die Wechselwirkungen der Asperiten beschrieben. DELADI et al.⁶⁵ entwickelt eine Möglichkeit am Beispiel einer Gummi-Metallpaarung mit viskoelastischen Eigenschaften. Die Kontaktfläche steigt bei zunehmender Flächenpressung (>0.2 MPa) der Kontaktpaarung an. Die Interaktion der Asperiten bei einer Metall-Metallpaarung und Implementierung in das G&W Modell stellt ZHANG et al.⁶⁶ vor. Zusätzlich modelliert er auch damit den Kontakt mit zwei rauen Oberflächen.

Mögliche Adhäsionskräfte zwischen den beiden Oberflächen werden nicht durch das G&W Modell berücksichtigt. An dieser Stelle sei auf die Arbeiten von JOHNSON et al.⁶⁷ und DERJAGUIN et al.⁶⁸ hingewiesen. In der vorliegenden Arbeit werden diese Adhäsionskräfte nicht betrachtet.

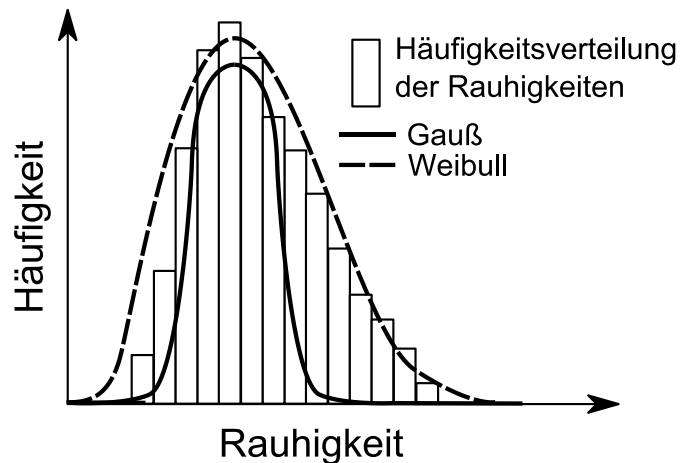


Abbildung 15: Vergleich Gauß- und Weibullfunktion

MCWAID et al.⁶⁹ untersuchten den Wärmeübergang in Vakuum zwischen zwei Metalloberflächen. Die Kontaktbereich und -fläche wurden mit dem G&W Modell simuliert, welches für die Berechnung der Wärmeübergangszahl notwendig ist. Die Abweichungen zwischen der Simulation und dem Experiment wurden mit maximal 25% angegeben.

SOOM et al.⁷⁰ zeigen in ihren Untersuchungen zur Kontaktsteifigkeit, dass die mit dem G&W Modell berechneten Kontaktsteifigkeiten plausibel sind. Der Vergleich mit den experimentell ermittelten Kontaktsteifigkeiten zeigte, dass bei kleinen Rauigkeitsschwankungen in der Oberfläche die Ergebnisse mit denen der Simulation gut übereinstimmen. Bei höheren Rauigkeitsschwankungen wurden deutliche Abweichungen festgestellt, die auf mögliche Rissbildungen in den

⁶⁵ DELADI U. A. 2005

⁶⁶ ZHAO & CHANG 2001

⁶⁷ JOHNSON U. A. 1971

⁶⁸ DERJAGUIN U. A. 1975

⁶⁹ MCWAID & MARSCHALL 1992

⁷⁰ SOOM & SERPE 2005

Asperiten und auf die angenommene exponentielle Häufigkeitsverteilung der Asperiten zurückgeführt wird.

Weitere Arbeiten, die sich mit der Anwendung und Weiterentwicklung des G&W Modells beschäftigen haben, sind in BARTEL⁷¹ (Ergänzung um Temperaturmodell und Validierung am trockenen Stift-Scheibe Tribometer), KOGUT et al.⁷² (Einfluss der Auflösungsgenauigkeit bei der Beschreibung einer rauen Oberfläche mit statistischen Methoden) und McCool⁷³ (Vergleich mit weiteren Kontaktmodellen), GÖRKE⁷⁴ (experimentelle und numerische Untersuchung von Normal- und Tangentialkontakten).

2.3.3 Einzelkontakt

Das Kapitel dient zu Erläuterung der wesentlichen Formeln, die für das spätere Kontaktmodell wichtig sind. Detailliertere Ausführungen sind in den Arbeiten von WIERSCH⁷⁵ und BOTONAKIS⁷⁶ zu finden, aus denen die kommenden Formeln entnommen wurden.

Nähert sich eine Ebene einer Rauheitskuppe, so wird die Kuppe je nach Eindringtiefe unterschiedlich deformiert. Zunächst wird die Kuppe rein elastisch deformiert ($\delta < \delta_{el}$). Dringt die Ebene weiter ein, so werden Bereiche beginnen sich plastisch zu verformen, die allerdings noch von elastisch verformtem Material umgeben sind $\delta_{el} < \delta < \delta_{pl}$. Steigt die Eindringtiefe noch weiter an, so werden Bereiche auch rein plastisch verformt ($\delta > \delta_{pl}$).

| | | |
|---------------------|--------------------------------------|--|
| Elastisch | $\delta < \delta_{el}$ | |
| Elastisch/plastisch | $\delta_{el} < \delta < \delta_{pl}$ | |
| Plastisch | $\delta > \delta_{pl}$ | |

Tabelle 1: Abgrenzung der Bereiche elastische, elastisch eingeschlossen plastische und rein plastische Deformation

⁷¹ BARTEL 2001

⁷² KOGUT & JACKSON 2005

⁷³ McCool 1985

⁷⁴ GÖRKE 2010

⁷⁵ WIERSCH 2005

⁷⁶ BOTONAKIS 2009

Nach HERTZ können bei rein elastischer Verformung die Tragkraft $F_{el,Hertz}$ und die reale Kontaktfläche A_{Hertz} nach der Formel 11 und Formel 12 berechnet werden.

$$F_{el,Hertz} = 2 * E' * \sqrt{\beta} * \sqrt{\delta^3} \quad \text{Formel 11}$$

$$A_{Hertz} = \pi * \beta * \delta \quad \text{Formel 12}$$

Steigt die Last weiter an wird sich Material plastisch verformen und das Hertz'sche Kontaktmodell kann in diesem Bereich nicht mehr angewendet werden. Dies ist nach JOHNSON et al.⁷⁷ und WIERSCH⁷⁸ bei der maximalen HERTZ'schen Pressung $p_{max,krit} = 1.6 * R_e$ bzw. einer mittleren kritischen HERTZ'schen Pressung $p_{mittel,krit} = 1.1 * R_e$ der Fall. Setzt man dies in das HERTZ'sche Kontaktmodell ein, so ergibt sich eine Normalkraft $F_{el,g}$ und die dazugehörige Verformung δ_{el} , bei der elastisch/plastisch Verformungen eintreten zu:

$$F_{el,g} = \frac{1024}{375} * \pi^3 * R_e^3 * \left(\frac{\beta}{E'}\right)^2 \quad \text{Formel 13}$$

$$\delta_{el} = \frac{64}{25} * \pi^2 * \beta * \left(\frac{R_e}{E'}\right)^2 \quad \text{Formel 14}$$

Der Übergang zu rein plastischer Verformung findet nach BOWDEN UND TABOR⁷⁹ bei dem kritischen mittleren Druck statt:

$$p_m = c_y * R_e \quad \text{mit } c \cong 3^{80} \quad \text{Formel 15}$$

Bei der Anwendung der Formel wird vorausgesetzt, dass der verformte Bereich verhältnismäßig klein ist und es zu keiner Materialverfestigung kommt. Nach WIERSCH⁸¹, GREENWOOD⁸² und JOHNSON et al.⁸³ korreliert p_m mit:

$$\frac{E' * a_{pl}}{2 * R_e * \beta} \cong 30 \quad \text{Formel 16}^{84, 85}$$

Der entstehende Kontaktradius a_{pl} berechnet sich zu:

⁷⁷ JOHNSON & JOHNSON 1987

⁷⁸ WIERSCH 2005

⁷⁹ BOWDEN U. A. 1959

⁸⁰ Wert gilt nach WOLFGANG GRELLMANN & SABINE SEIDLER 2011 für metallische Werkstoffe. Ermittelte Werte für Belagmaterialien siehe BOTONAKIS 2009 ($c_y \approx 2,35$)

⁸¹ WIERSCH 2005

⁸² GREENWOOD 1992

⁸³ JOHNSON 1992

⁸⁴ GREENWOOD 1992

⁸⁵ JOHNSON 2003

$$a_{pl} = \sqrt{2 * \beta * \delta_{pl}} \quad \text{Formel 17}$$

Die Deformation, bei der rein plastische Verformung δ_{pl} eintritt lässt sich durch Einsetzen der Formel 17 in Formel 16 zu ermitteln:

$$\delta_{pl} = 1800 * \beta * \left(\frac{R_e}{E'}\right)^2 \quad \text{Formel 18}$$

Die notwendige Kraft F_{pl} berechnet sich aus der Kontaktfläche und dem kritischen Druck p_m zu:

$$F_{pl} = p_m * \pi * (a_{pl})^2 = 2 * \pi * c_y * R_e * \beta * \delta_{pl} \quad \text{Formel 19}$$

Mit der Formel 11, Formel 12 sind nun die Grenzen bis eine rein elastische Verformung einer Kuppe und mit der Formel 18 und der Formel 19, ab der eine rein plastische Verformung eintritt, bekannt.

Für $\delta < \delta_{el}$ kann die Kraft F_{el} und die Kontaktfläche A_{el} nach HERTZ⁸⁶ wie folgt berechnet werden:

$$F_{el} = \frac{2}{3} * E' * \sqrt{\beta} * \sqrt{\delta^3} \quad \text{Formel 20}$$

$$A_{el} = \pi * \beta * \delta \quad \text{Formel 21}$$

Für $\delta > \delta_{pl}$ gilt nach JOHNSON⁸⁷ für die Kraft F_{pl} und die Kontaktfläche A_{pl} :

$$F_{pl} = 2 * c_y * \pi * R_e * \beta * \delta \quad \text{Formel 22}$$

$$A_{pl} = 2 * \pi * \beta * N * \delta \quad \text{Formel 23}$$

Zwischen den beiden Grenzen, also im elastisch/plastischen Bereich, wird die Kontaktfläche A_{elpl} nach FLEISCHER et al.⁸⁸ berechnet. Die Formel 13 ergibt sich durch die Linearisierung zwischen der realen elastischen und realen plastischen Kontaktfläche. Die Linearisierung zwischen elastischem und plastischem Bereich nach DETERS lautet:

$$A_{elpl} = m * \pi * \beta + (1 - m) * \pi * \beta * \delta_{el} \quad \text{Formel 24}$$

$$m = \frac{2 * \delta_{pl} - \delta_{el}}{\delta_{pl} - \delta_{el}} = 2.014 \quad \text{Formel 25}$$

⁸⁶ HERTZ 1882

⁸⁷ JOHNSON & JOHNSON 1987

⁸⁸ FLEISCHER U. A. 1980

Normiert man die Formeln zur Berechnung der Kräfte $F_{el,g}$ und F_{pl} , erhält man Formel 26 und Formel 27. Damit kann die normierte Kraft-Eindring-Kurve (siehe Abbildung 16) erstellt werden, die einen Zusammenhang zwischen den beiden Grenzen (Übergang elastisch in elastisch/plastisch und elastisch/plastisch in plastisch) erlaubt.

$$\frac{F_{N,el}}{F_{N,y}} = \left(\frac{\delta}{\delta_{el}}\right)^{3/2}$$

Formel 26

$$\frac{F_{N,pl}}{F_{N,y}} = \frac{45}{8} \left(\frac{\delta}{\delta_{el}}\right)$$

Formel 27

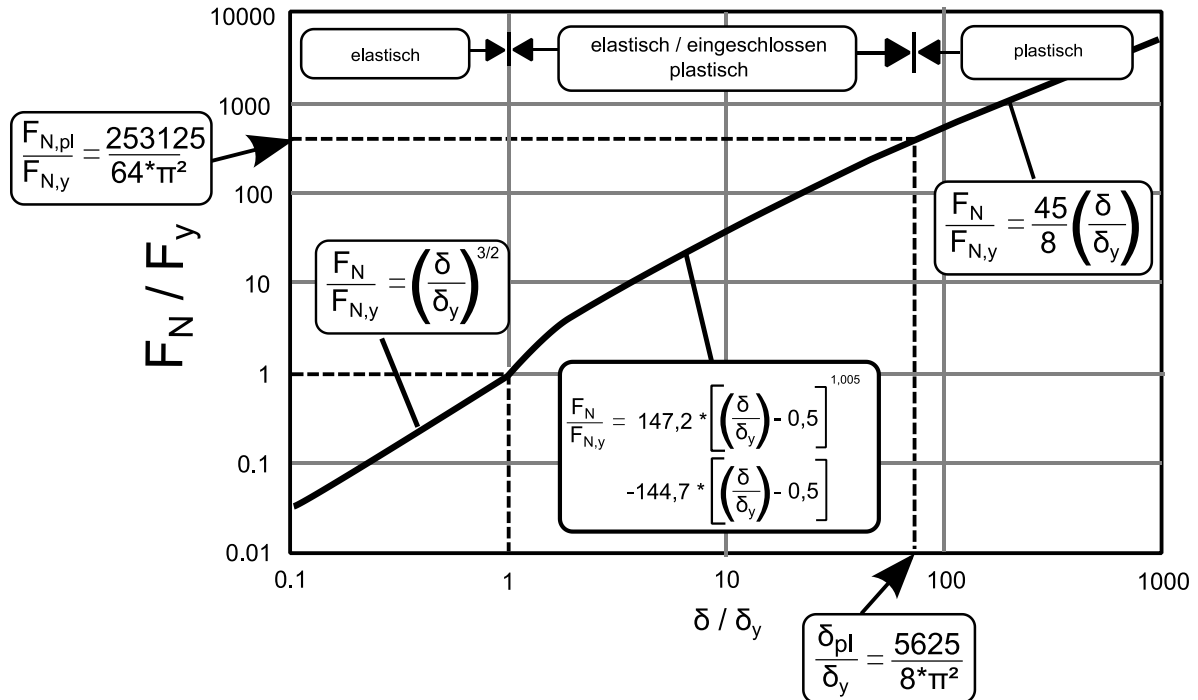


Abbildung 16: Normierte Kraft-Eindring-Kurve nach JOHNSON⁸⁹ (entnommen aus WIERSCH⁹⁰ / nachgezeichnet)

Alternativ zu der Formel in Abbildung 16 zur Berechnung der Kraft im elastisch/plastischen Bereich ermittelt ENGEL⁹¹ Formel 28 durch Messungen.

$$\frac{F_{N,el}}{F_{N,y}} = c_a \left(\frac{\delta}{\delta_{el}}\right)^{c_b}$$

Formel 28

$$c_b = \frac{\ln\left(\frac{F_{N,pl}}{F_{N,y}}\right)}{\ln\left(\frac{\delta_{pl}}{\delta_{el}}\right)} = \frac{\ln\left(\frac{253125}{64 \cdot \pi^2}\right)}{\ln\left(\frac{5625}{8 \cdot \pi^2}\right)} = 1.405$$

Formel 29

Damit ein stetiger Übergang zwischen Bereichen gewährleistet werden kann muss $c_a = 1$ sein. Aufgrund des etablierten Kontaktmodells von GREENWOOD⁹², auf den die vorgestellten Formeln überwiegend basieren, und den vielversprechenden

⁸⁹ JOHNSON & JOHNSON 1987

⁹⁰ WIERSCH 2005

⁹¹ ENGEL 2002

⁹² GREENWOOD & WILLIAMSON 1966

Ergebnissen in den Arbeiten von WIERSCH⁹³ werden die Formeln für das Kontaktmodell in dieser Arbeit ebenso verwendet.

2.3.4 Flächiger Kontakt

Eine reale Belagoberfläche besteht nicht aus einer Kuppe, sondern aus mehreren hundert oder tausend solcher Kuppen (je nach Größe des Belags). Jede dieser Kuppe hat einen bestimmten Kuppenradius β und einen unterschiedlichen Abstand d (siehe Abbildung 18) zwischen der Spitze der Kuppe und einer Referenzebene (z.B. Rückseite des Belags).

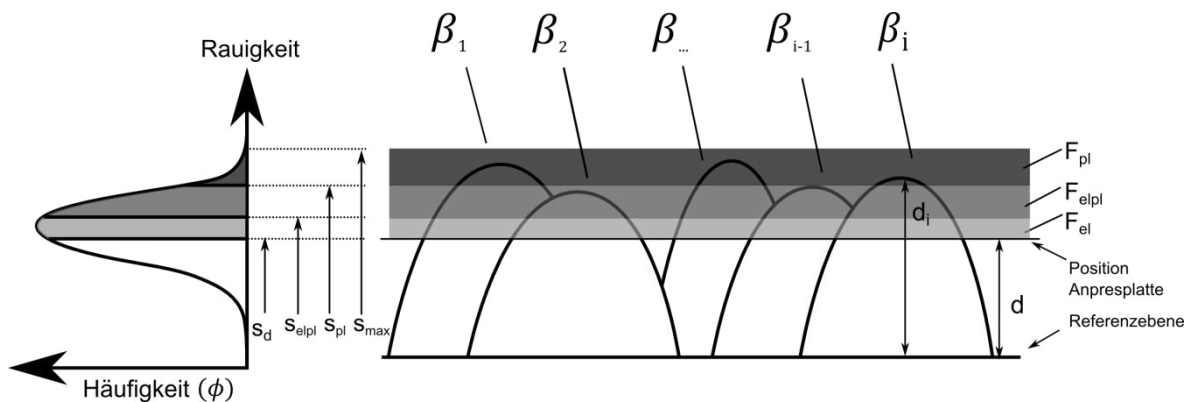


Abbildung 17: Elastisch, Elastisch/plastisch eingeschlossen und rein plastische Zonen an mehreren Asperiten an einer Teilfläche

Folgende Abkürzung und neue Größen werden eingeführt:

$$h = \frac{d}{\sigma} \text{ (Normierte Deformation, Standardabweichung Kuppen } \sigma \text{)}$$

$N = n * A$ (Anzahl der Asperiten, n : Anzahl an Kuppen pro Teilfläche, A nominelle Belagfläche)

$$s = z/\sigma \text{ (Normierter Abstand, } z \text{: Abstand zur Referenzebene)}$$

Die Verteilung der Rauigkeiten einer Oberfläche kann mit einer Verteilungsdichtefunktion $\phi(s)$ beschrieben werden. GREENWOOD et al.⁹⁴ ging von einer Gaußverteilung aus, Arbeiten von McCOOL⁹⁵ gehen von einer Weibullverteilung aus, da diese die Verteilung der Kuppen auf reale Oberflächen besser beschreibt. Dies bestätigt sich auch bei der Vermessung des Reibbelags in dieser Arbeit. Die Ergebnisse können in Kapitel 5.1.9 nachgelesen werden.

Die Weibull – Verteilungsdichtefunktion ist wie folgt definiert:

⁹³ WIERSCH 2005

⁹⁴ GREENWOOD & WILLIAMSON 1966

⁹⁵ McCOOL 2000

$$\phi(s) = \frac{b}{t^b} * s^{(b-1)} * e^{-\left(\frac{s}{t}\right)^b} \quad \text{Formel 30}$$

Der Parameter b in Formel 30 ist für den qualitativen Verlauf (Stauhen oder Aufweiten der Kurve) und der Parameter t ist für die relative Lage (mittlere Rauigkeit) der Kurve auf der Rauigkeitsachse zuständig (siehe Abbildung 106). Mit der angenommenen Verteilung können die sich im Kontakt befindenden Kuppen berechnet werden zu:

$$N_{ges} = N * \int_{d/\sigma}^{d_{max}} \phi(s) ds \quad \text{Formel 31}$$

d_{max} ist der maximal auftretende Abstand zwischen der Referenzebene und einer Kuppe.

Die Verformung δ pro Kuppe, bezogen auf die Standardabweichung σ , kann berechnet werden zu:

$$\delta = \left(\frac{d_i}{\sigma} - \frac{d}{\sigma}\right) * \sigma \quad \text{Formel 32}$$

Da die Verformung proportional zur Höhe der Kuppe ist, muss diese ebenfalls wie die Anzahl der sich in Kontakt befindenden Kuppen mit Formel 30 verrechnet werden.

Bei rein elastischer Verformung ergeben sich für die Kraft $F_{N,el}$ und die reale Kontaktfläche $A_{N,el}$:

$$F_{N,el} = \frac{2}{3} * E' * \sqrt{\beta} * N * \sqrt{\sigma^3} * \int_{s_d}^{s_{elpl}} \phi(s) * \left(s - \frac{h}{\sigma}\right)^{\frac{3}{2}} * ds \quad \text{Formel 33}$$

$$A_{N,el} = \pi * N * \beta * \sigma * \int_{s_d}^{s_{elpl}} \phi(s) * \left(s - \frac{h}{\sigma}\right) * ds \quad \text{Formel 34}$$

Bei analoger Vorgehensweise ergibt sich für den elastisch/plastischen Bereich die Kraft $F_{N,elpl}$ und reale Kontaktfläche $A_{N,elpl}$.

$$F_{N,elpl} = F_{el} * N * \left(\frac{\sigma}{\delta_{el}}\right)^{c_b} * \int_{s_d+s_{elpl}}^{s_d+s_{pl}} \phi(s) * \left(s - \frac{h}{\sigma}\right)^{c_b} * ds \quad \text{Formel 35}$$

$$A_{N,elpl} = m * \pi * \beta * N * \int_{s_d+s_{elpl}}^{s_d+s_{pl}} \phi(s) * \left(s - \frac{h}{\sigma}\right) * ds \quad \text{Formel 36}$$

$$+ (1 - m) * \pi * \beta * N * \delta_{el} * \int_{s_d+s_{el}}^{s_d+s_{pl}} \phi(s) * ds$$

Für den plastischen Bereich die Kraft $F_{N,pl}$ und reale Kontaktfläche $A_{N,pl}$.

$$F_{N,pl} = 2 * c_y * \pi * R_e * \beta * N * \sigma * \int_{s_d+s_{pl}}^{s_{max}} \phi(s) * \left(s - \frac{h}{\sigma}\right) * ds \quad \text{Formel 37}$$

$$A_{N,pl} = 2 * \pi * \beta * N * \sigma * \int_{s_d+s_{pl}}^{s_{max}} \phi(s) * \left(s - \frac{h}{\sigma}\right) * ds \quad \text{Formel 38}$$

2.3.5 Verschleißmodelle

Ein bekanntes Verschleißmodell wurde von ARCHARD et al.⁹⁶ beschrieben (siehe Formel 39). ARCHARD ermittelte als die wesentlichen Einflussgrößen auf das Verschleißvolumen die Normalkraft F_N , den Reibweg s_R und die Härte H des weicheren Kontaktpartners, welche umgekehrt proportional wirkt.

Der Verschleißkoeffizient k_V wirkt als Proportionalitätskonstante und ist u.a. von Temperatur, Materialeigenschaften, Umgebungsbedingungen, etc. abhängig.

$$V_V = k_V \frac{F_N * s_R}{H} \quad \text{Formel 39}$$

Das am meisten verbreitete Verschleißmodell ist das energetische Verschleißmodell nach FLEISCHER et al.⁹⁷:

$$V_V = k * E_{Reib} \quad \text{Formel 40}$$

Mit dem Verschleißkoeffizient k [mm³/J] und der eingebrachte Reibenergie E_{Reib} [J]. kann das Verschleißvolumen V_V berechnet werden. Aufgrund der belastungs- und temperaturabhängigen Werkstoffparameter muss der Verschleißkoeffizient für den vorliegenden Belastungsfall experimentell ermittelt werden. Die Modellvorstellung geht dabei von einem Losreißen der Partikel aufgrund der eingebrachten Reibenergie aus. Die Art des Verschleißprozess wird durch den Verschleißkoeffizient k nicht abgebildet und ist stark von der Materialpaarung und deren äußeren Belastung abhängig.

Untersuchungen (z.B. TISSOT et al.⁹⁸) zeigen auch einen deutlichen Einfluss der Temperatur auf das Verschleißverhalten. Der Verschleißkoeffizient k ist daher von mehreren Belastungsparametern abhängig, so dass für unterschiedliche

⁹⁶ ARCHARD & HIRST 1956

⁹⁷ FLEISCHER U. A. 1980

⁹⁸ TISSOT & POWERTRAIN RESEARCH & ADVANCED, FORD WERKE GMBH, KÖLN 2013

Betriebspunkte auch andere Verschleißkoeffizienten gemessen werden können. Hinzu kommt die Streuung durch den Herstellungsprozess der Reibbeläge.

2.4 Numerische Methoden zur Temperaturberechnung in Friktionssystemen

2.4.1 Analytische Ansätze

In den Arbeiten mit analytischen Ansätzen liegt die Fourier'sche Gleichung zugrunde:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \right) + Q \quad \text{Formel 41}$$

HASSELGRUBER⁹⁹ (vgl. auch PAHL et al.¹⁰⁰) entwickelte in seinen Arbeiten ein Rechenmodell für trockenlaufende Reibkupplungen. Er berücksichtigte in seinem eindimensionalen Modell nur den Wärmestrom senkrecht zur Reibfläche. In seinen Berechnungen unterschied bei der Wärmeleitung in eine endliche und unendliche Masse.

OEDEKOVEN¹⁰¹ vergleicht in seiner Arbeit das Modell von HASSELGRUBER mit einem FEM-Modell. Er stellte fest, dass das Modell nach HASSELGRUBER bei kurzen Rutschzeiten gute Übereinstimmungen mit den Ergebnissen des FEM Modell zeigt. Aufgrund der rein eindimensionalen Wärmeleitung bei HASSELGRUBER steigen die Abweichungen mit längerer Rutschzeit. OEDEKOVEN entwickelte daher in seiner Arbeit ein Modell, welche auch die radialen Wärmeströme berücksichtigt.

Weitere Arbeiten, die analytische Ansätze verwenden, sind von WIERSCH¹⁰² (Temperaturberechnung bei Mischreibung). BEITLER¹⁰³ benutzte in seinem Modell ebenfalls einen analytischen Ansatz und erzielte gute Ergebnisse mit Fahrzeugmessungen.

2.4.2 Finite Elemente Methode

Die Finite-Elemente Methode (FEM) erlaubt es thermomechanische Berechnungen durchzuführen und ist für diesen Anwendungszweck eine etablierte Methode. Sie kommt bei Berechnungen der Verformungen und Temperaturen sowohl bei nass- als auch bei trockenlaufenden Friktionssystemen häufig zum Einsatz. Die

⁹⁹ HASSELGRUBER 1959

¹⁰⁰ PAHL & OEDEKOVEN 1987

¹⁰¹ OEDEKOVEN 1989

¹⁰² WIERSCH 2005

¹⁰³ BEITLER 2008

Modellierungstiefe unterscheidet sich allerdings erheblich und orientiert sich an dem vom Anwender definierten Zweck des Modells. Im Bereich der nasslaufenden Systeme wurde in der Arbeit von LORENTZ et al.¹⁰⁴ ein sehr detailliertes Modell zur Berechnung des Reibwertverhaltens unter bestimmten äußeren Belastungen erstellt. LORENTZ berücksichtigte hierbei auch die Oberflächenrauigkeiten, indem er reale Oberflächen vermessen und in das FE-Modell importiert hat und die viskosen Eigenschaften des Schmiermediums berücksichtigte.

MITARIU¹⁰⁵ untersuchte in seiner Arbeit unterschiedliche keramische Werkstoffe für den Einsatz in einer trockenlaufenden PKW-Kupplungs-scheibe. Er konnte die Gültigkeit seiner FE-Modelle mit dem experimentell ermittelten Temperaturverhalten auf dem Trockenreibprüfstand am IPEK - Institut für Produktentwicklungen nachweisen. Die Gültigkeit seiner Modelle konnte er sowohl an Pellet- als auch an Kupplungs-scheibenuntersuchungen zeigen. Die Oberflächenrauigkeiten wurden nicht berücksichtigt. BEITLER¹⁰⁶ untersuchte mit einem 2D Modell u.a. den Einfluss der äußeren Abmessungen, der Breite des Kupplungsbelags (innerhalb einer gegebenen Toleranz) aufgrund der isolierenden Wirkung, der Umgebungstemperatur und der Schiefstellung der Friktionspartner im Friktionskontakt auf das Temperaturverhalten einer trockenlaufenden PKW-Scheibe mit organischen Belägen.

LESTYAN et al.¹⁰⁷ berücksichtigte in seinen FE-Untersuchungen die Oberflächenrauigkeiten in einer Keramik/Stahlpaarung. Die Rauigkeiten wurden aus Oberflächenvermessungen importiert. Damit gelang es ihm Hotspots zu simulieren. Ferner enthielten seine Ergebnisse die Erkenntnisse, dass die reale Kontaktfläche nur etwa 1,5% der nominellen Fläche entspricht und damit die lokalen Drücke etwa 800 MPa erreichen.

OEDEKOVEN^{108,109} verglich in seiner Arbeit verschiedene Temperaturmodelle am Beispiel einer Ein-Scheiben-Kupplung der Firma Ringspann. Das von HASSELGRUBER¹¹⁰ entwickelte Modell zeigte bei Einzelschaltungen und kurzen Rutschzeiten eine gute Übereinstimmung mit seinem FE-Modell. Bei Dauerschaltzyklen konnte eine deutliche Abweichung festgestellt werden, da das Modell von HASSELGRUBER den Wärmestrom quer zur Oberfläche nicht berücksichtigt. Mit Hilfe der FE-Methode, die er als Validierungswerkzeug nutzte,

¹⁰⁴ LORENTZ & ALBERS 2013

¹⁰⁵ MITARIU-FALLER 2009

¹⁰⁶ BEITLER 2008

¹⁰⁷ LESTYAN U. A. 2007

¹⁰⁸ OEDEKOVEN 1989

¹⁰⁹ PAHL & OEDEKOVEN 1987

¹¹⁰ HASSELGRUBER 1959

entwickelte er ein analytisches Rechenmodell, welches die Temperaturen wesentlich besser und in kürzerer Zeit berechnet als gängige analytische Modelle zu seiner Zeit.

Die Arbeit von DÖRSCH¹¹¹ befasst sich mit den im Friktionskontakt veränderlichen Belastungen in unterschiedlichen Belastungszyklen. Er führt dazu sowohl experimentelle als auch theoretische Untersuchungen durch. In den experimentellen Untersuchungen stellt er u.a. periodische Temperaturschwankungen in seinen Messpunkten fest (siehe Abbildung 18). Zur Erklärung der Schwankungen zieht er ein Erklärungsmodell von MUSIOL¹¹² heran. Das Modell geht davon aus, dass die Flächenpressung in radialer Richtung ungleichmäßig verteilt ist. Bei einer gedanklichen Diskretisierung des Belags erhält man Elemente, die sehr hohe oder geringe Flächenpressungen ertragen müssen. Die lokale Reibleistung $\dot{q}_{lok} = (p * v * \mu)_{lok}$ ist also stark unterschiedlich. Der Verschleißfortschritt ist damit ebenfalls von Element zu Element verschieden. Sobald ein Element eine zu hohe Reibenergie ertragen muss, welche zur Schädigung führt und es somit zum Abtragen der Reibschicht kommt, kann dieses Element zunächst keine Flächenpressung aufnehmen und nimmt daher am Reibprozess nicht mehr teil. Unter Annahme, dass die Anpresskraft konstant bleibt, erfahren nun die anderen Elemente eine höhere Flächenpressung. Die lokale Reibenergie und damit die Bereiche maximaler Temperatur verlagern sich. Das zuerst verschlissene Element kann erst wieder am Reibkontakt teilnehmen, wenn die benachbarten Elemente verschlissen sind. Es findet dann wieder ein Verlagern der Bereiche lokaler Temperaturmaxima statt.

¹¹¹ DÖRSCH & VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE 2004

¹¹² MUSIOL 1994

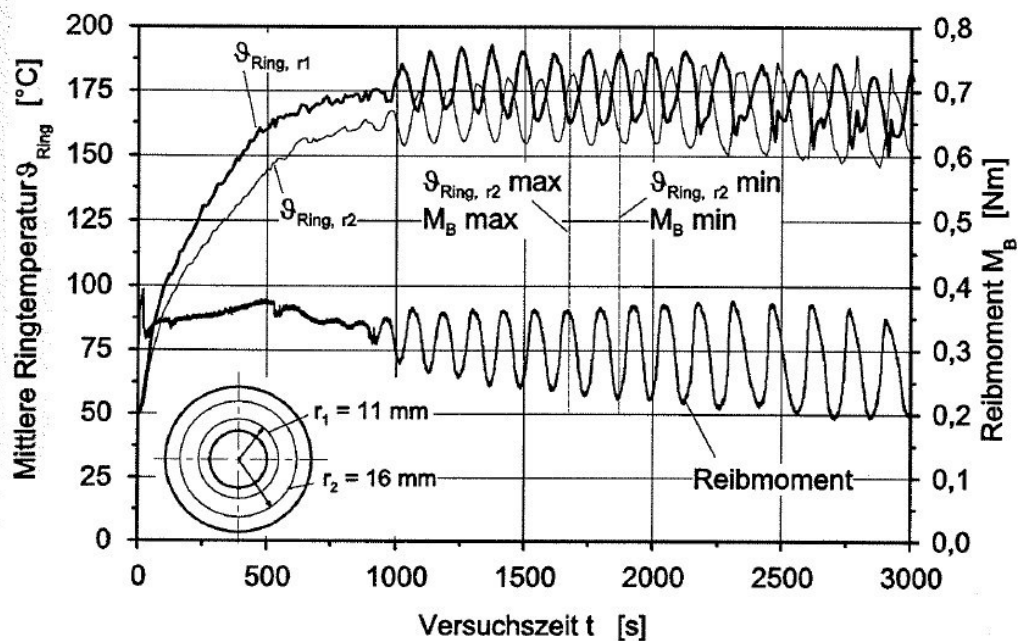


Abbildung 18: Periodische Temperaturschwankungen nach DÖRSCH¹¹³ (Experiment)

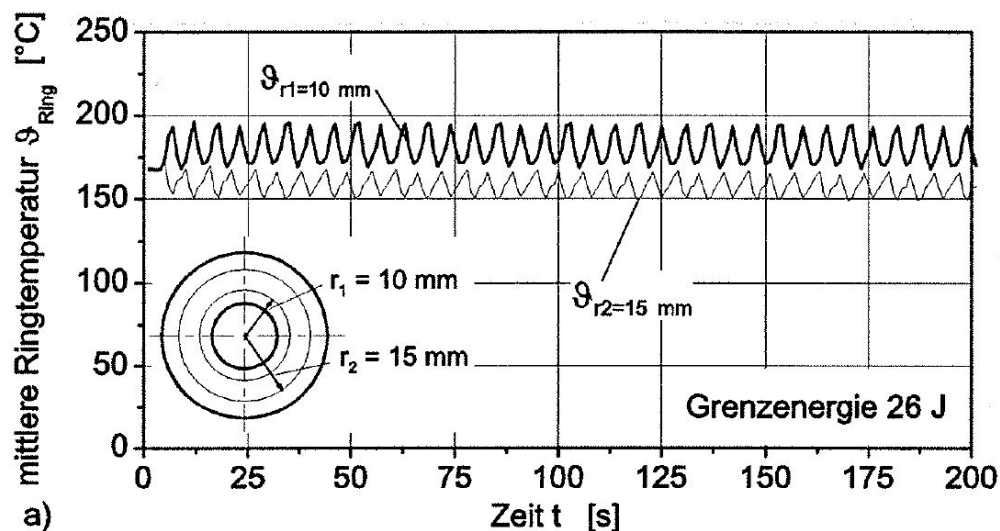


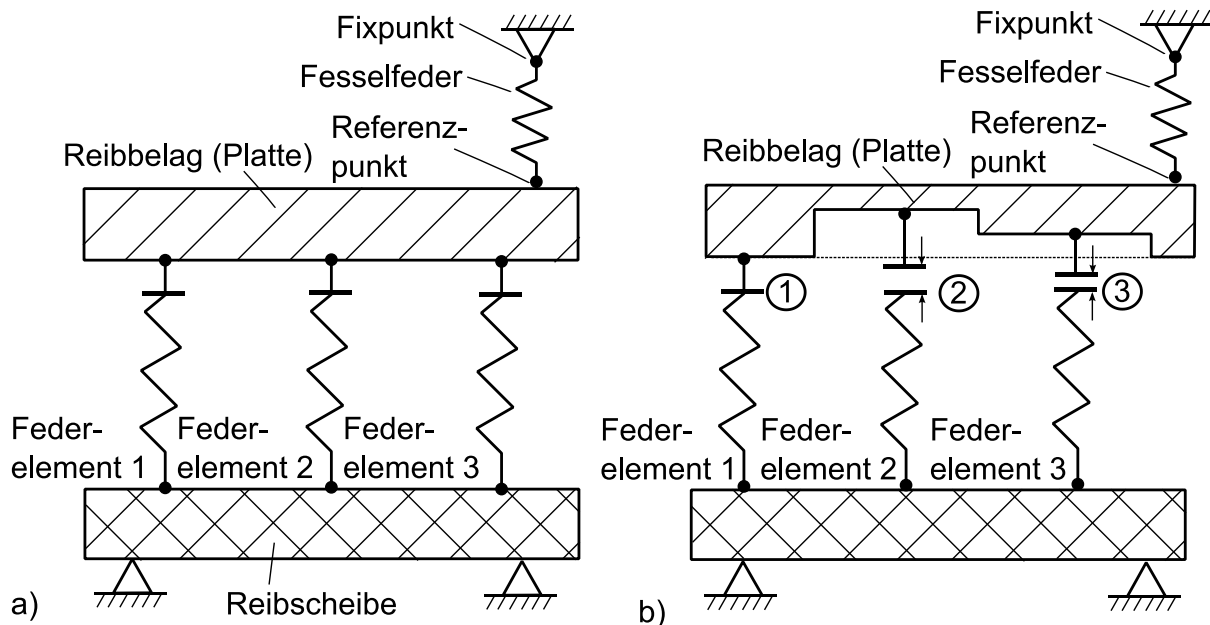
Abbildung 19: Simulierte Temperaturschwankungen nach DÖRSCH¹¹⁴

Diesen Effekt berücksichtigt DÖRSCH in seinen theoretischen Untersuchungen, indem er das in Abbildung 20 dargestellte Belagmodell mit einem FE-Modell koppelt. Durch die Verschleißberücksichtigung in der Simulation und Neuverteilung der lokalen Flächenpressung kann DÖRSCH die periodischen Temperaturschwankungen im Dauerschaltbetrieb nachweisen. Bedingungen für Verschleiß sind das Erreichen einer vordefinierten Schubspannung und einer

¹¹³ DÖRSCH & VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE 2004

¹¹⁴ DÖRSCH & VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE 2004

bestimmten eingebrachten Reibenergie. Hierzu werden in der Arbeit verschiedene Untersuchungen durchgeführt.



Belagmodell am Beispiel von drei Feder-elementen (gelüfteter Zustand des Reibsystems ohne äußere Normalkraft), **a** fabrikneuer Zustand, **b** Zustand nachdem die Feder-elemente 2 und 3 um unterschiedliche Beträge verschliffen sind.

Abbildung 20: Belagmodell nach DÖRSCH¹¹⁵ zur Berücksichtigung des lokalen Verschleißes (nachgezeichnet)

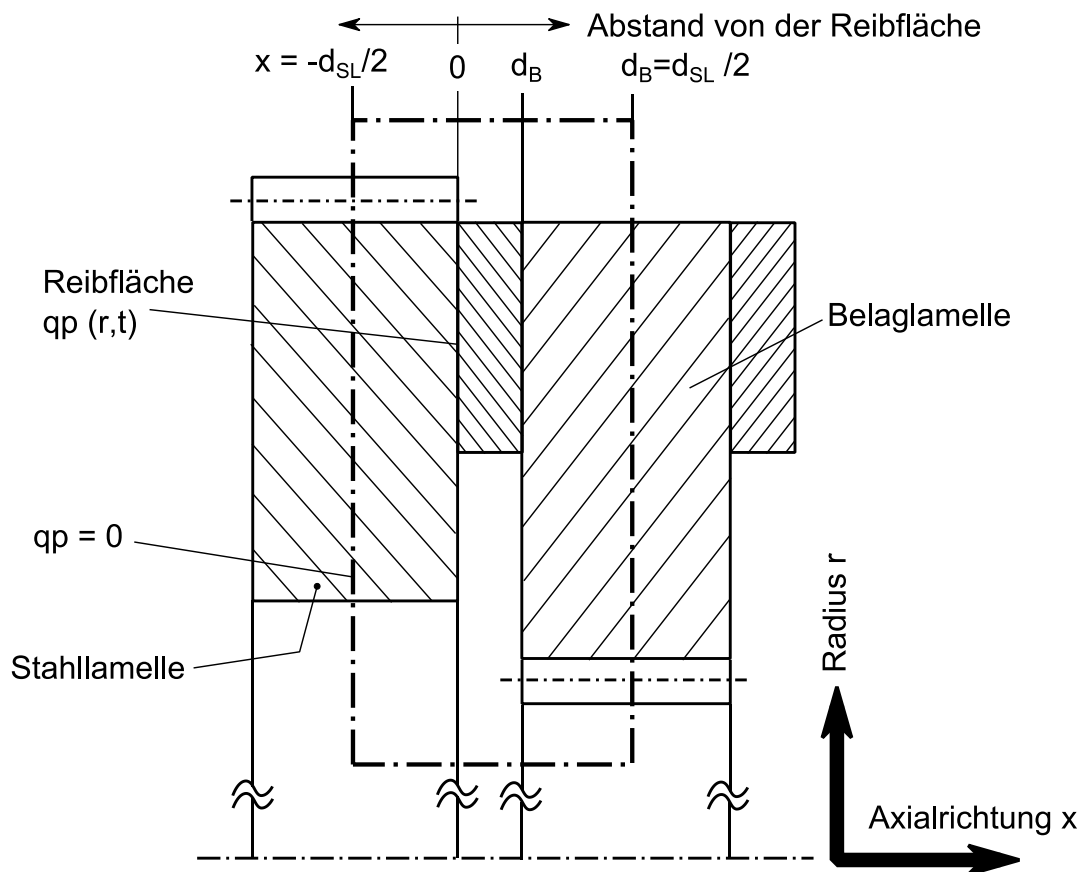
2.4.3 Finite Differenzen Methode

HÄMMERL¹¹⁶ entwickelte in seiner Arbeit ein numerisches Temperaturmodell für nasslaufende Kupplungssysteme zur Berechnung instationärer Temperaturfelder. Er wendet die Finite-Differenzen-Methode (FDM) zur Temperaturberechnung an und berücksichtigt die axiale und radiale Temperaturverteilung im Kupplungssystem. Die Umfangrichtung wird aufgrund der vorliegenden Symmetrie nicht berücksichtigt.

Die Berechnung erfolgt sowohl in der Rutsch- als auch in der Kühlphase. Mit dem entwickelten Modell können verschiedene Untersuchungen an nasslaufenden Systemen durchgeführt werden. So untersucht er beispielsweise den Einfluss der radialen Verteilung der Flächenpressung, den Einfluss der Dicke der Stahllamellen, das Wärmeabfuhrverhalten an Öl in Abhängigkeit des Volumenstroms.

¹¹⁵ DÖRSCH & VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE 2004

¹¹⁶ HÄMMERL 1994

Abbildung 21: Randbedingungen nach HÄMMERL¹¹⁷

Das von HÄMMERL entwickelte Model wurde in weiteren Arbeiten (z.B. HÖHN et al.¹¹⁸ und WOHLLEBER¹¹⁹) um die Berücksichtigung des Schluckvermögens der Kupplung und Wärmeübergangszahlen erweitert. Das FVA-Berechnungsprogramm KUPSIM basiert auf der genannten Arbeit von HÄMMERL und wird in der Industrie zur Auslegung nasslaufender Kupplungs- und Bremssysteme eingesetzt.

¹¹⁷ HÄMMERL 1994¹¹⁸ HÖHN U. A. 2011¹¹⁹ WOHLLEBER 2012

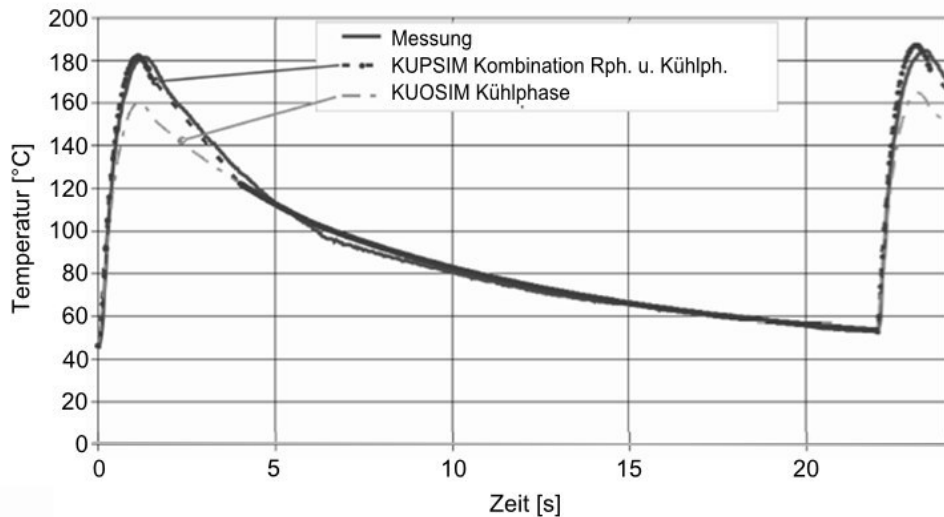


Abbildung 22: Gemessener und berechneter Temperaturverlauf KUPSIM mit ohne Berücksichtigung von Abkühlbedingungen nach HÖHN et al.¹²⁰

Die Arbeit von GUANG¹²¹ basiert ebenfalls auf der FD-Methode und setzt sich mit der Temperaturberechnung nasslaufender Kupplungen auseinander. GUANG entwickelt in seiner Arbeit ein analytisches Modell zur Ermittlung der Schleppmomente, die aufgrund der auftretenden Scherspannungen zwischen Öl und den Stahl- und Belagslamellen bei geöffneter Kupplung auftreten.

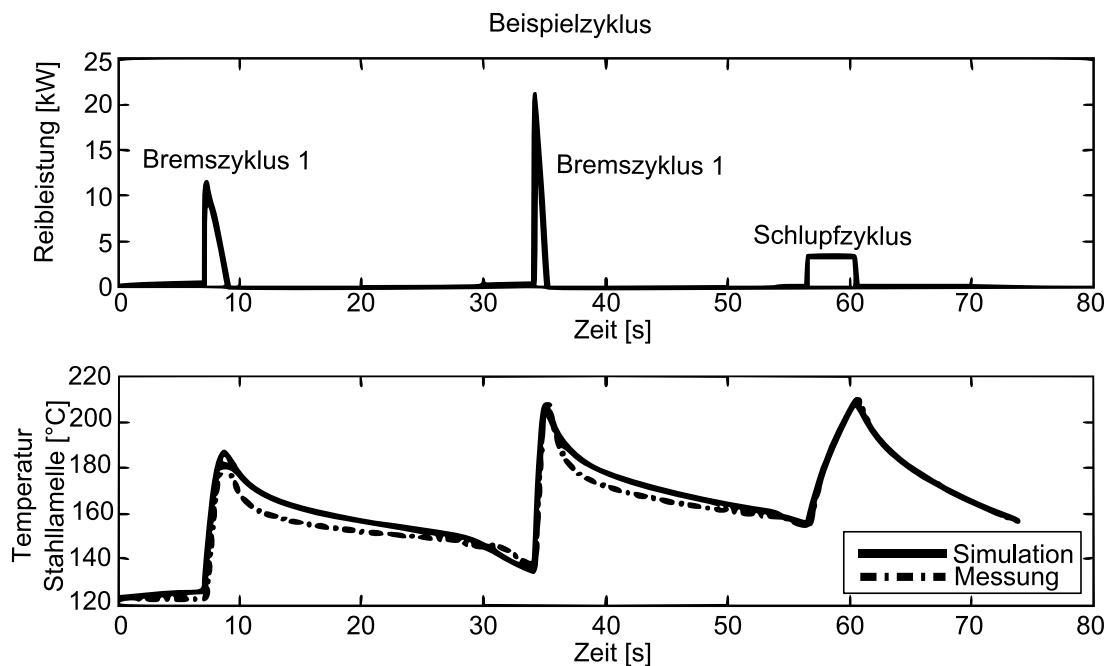


Abbildung 23: Vergleich gemessener und simulierter Temperaturverlauf nach GUANG¹²²

¹²⁰ HÖHN U. A. 2011

¹²¹ GUANG 2010

¹²² GUANG 2010

In seinem Festkörpermodell für den Zustand der geschlossenen Kupplung berechnet er die auftretenden lokalen Kräfte und realen Kontaktflächen mit dem G&W - MODELL¹²⁴. Den simulierten Temperaturverlauf und die berechneten Schleppmomente verifiziert er in mehreren Messungen (vgl. Abbildung 23). Um das Verschleißverhalten in der Einlaufphase neuer Beläge zu berücksichtigen führt er Gewichtungsfunktionen ein (Abbildung 24). Es ist allgemein bekannt, dass Friktionspaarungen im Neuzustand einen erhöhten Verschleiß aufweisen. Dies ist auf das inhomogene Tragbild im Neuzustand zurückzuführen. In diesem Zustand ist der tatsächliche Überdeckungsgrad Belag/Gegenreibflächen gering und der Belag trägt nur an lokalen Stellen, was eine starke thermische Überbeanspruchung aufgrund der erhöhten Flächenpressung zur Folge hat. Der Verschleiß ist aufgrund der Abrasion in der Einlaufphase daher stark überhöht. Mit zunehmendem Energieeintrag werden die lokalen Unebenheiten abgebaut und der Überdeckungsgrad Belag/Gegenreibflächen steigt an. Die lokalen Flächenpressungen nehmen ab, da sich die Kontaktkraft homogener im Friktionskontakt verteilt. Die Verschleißrate reduziert sich. Die radiale Temperaturauflösung ermöglicht GUANG den Verschleiß radial aufzulösen und die Verschleißdicke in Abhängigkeit von der eingebrachten Energie und dem Verschleißkoeffizienten k lokal zu berechnen.

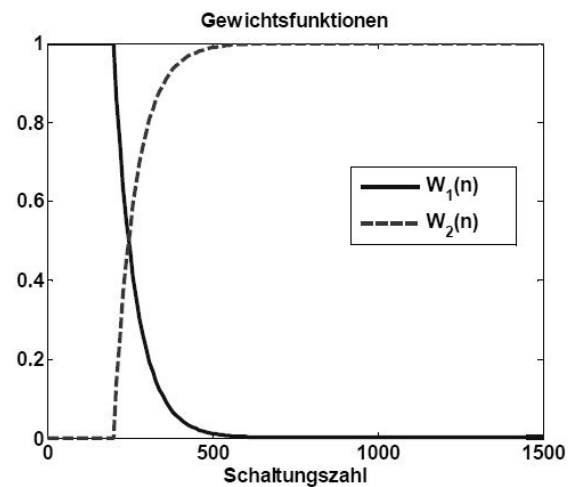


Abbildung 24: Gewichtungsfunktion nach GUANG¹²³

Die Differenz (siehe Abbildung 25) der simulierten und der gemessenen Verschleißdicke an den einzelnen Lamellen begründet er mit den unterschiedlichen Abkühlungsbedingungen durch die Umgebungsstruktur trotz gleichen aufgeprägten Ölstroms in der Simulation. Diesen Effekt berücksichtigt er durch die Variation der Wärmeübergangszahl an den Anschlussbauteilen (Lamellenträger, Kolben, etc.)

¹²³ GUANG 2010

¹²⁴ GREENWOOD 1992

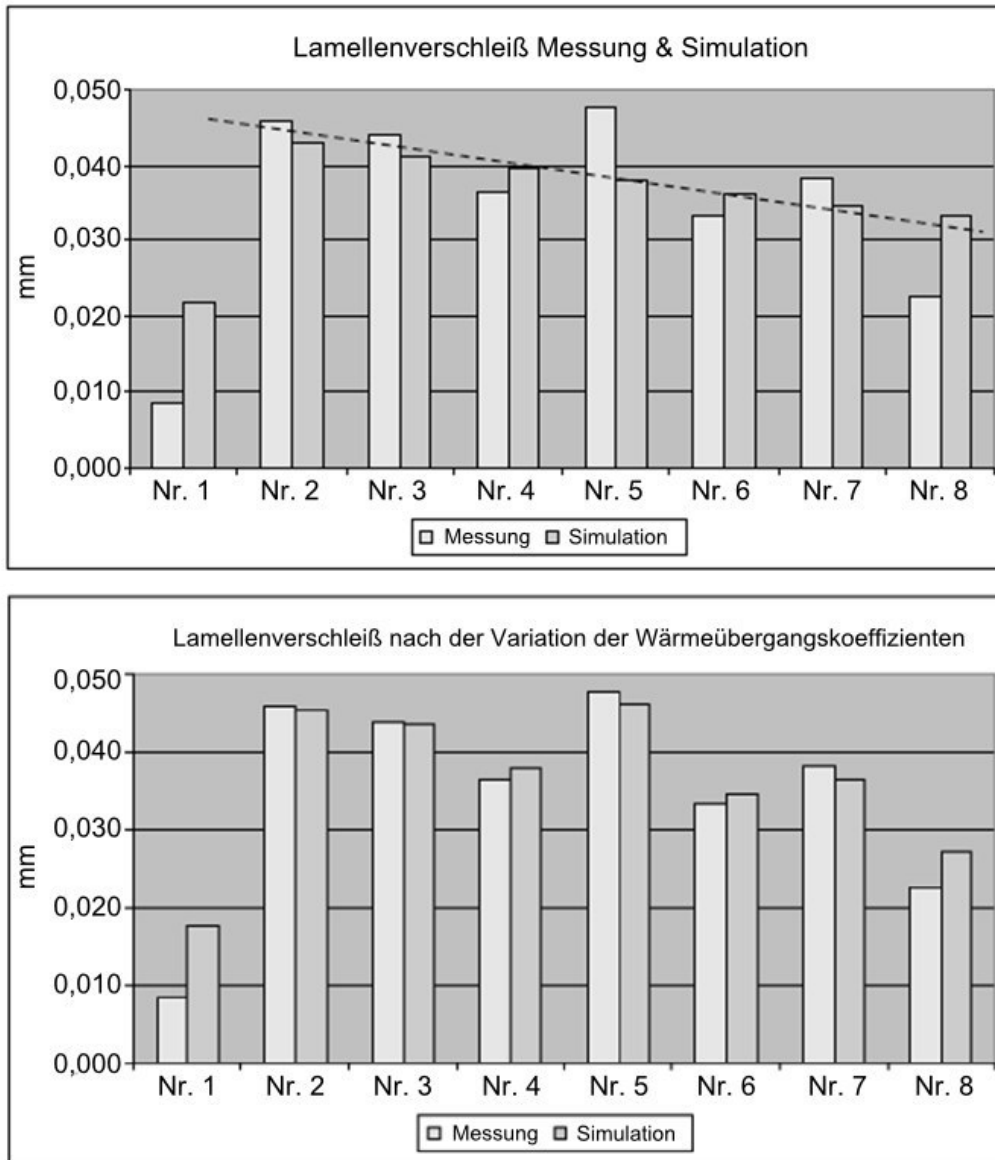


Abbildung 25: Vergleich simulierter und gemessener Verschleiß (oben: ohne Anpassung der Wärmeübergangszahl, unten: mit ohne Anpassung der Wärmeübergangszahl) nach GUANG¹²⁵

SOLOVIEV¹²⁶ untersuchte in seiner Arbeit unterschiedliche Berechnungsansätze für Temperaturberechnung am Beispiel Kugel gegen Ebene (Abbildung 26). Die Kugel bewegt sich dabei mit einer vorgegebenen Geschwindigkeit und Last über die Ebene. Er stellt für das Beispiel ein 1D und 3D FD-Modell (Fourier-Gleichung) auf. Das 1D-Modell ist nach seinen Erkenntnissen nur für kurze Rutschzeiten einsetzbar, da es den Wärmabfluss über einen längeren Zeitraum aufgrund der nicht hinreichend genau abgebildeten Abkühlungsbedingungen nicht korrekt wiedergibt. Tendenziell ergeben sich mit dem 1D Modell höhere Temperaturen als mit dem 3D Modell.

¹²⁵ GUANG 2010

¹²⁶ SOLOVIEV 2004

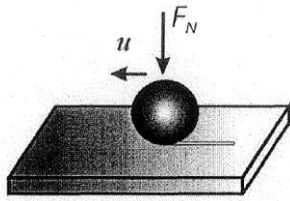


Abbildung 26:
Akademisches Beispiel
von SOLOVIEV

Zusätzlich untersucht er den Einfluss der Wärmeverteilungszahl k . Nach CHARRON (siehe BARTEL¹²⁷) setzt sich diese wie folgt zusammen:

$$k = \frac{\sqrt{\lambda_2 * c_{p2} * \rho_2}}{\sqrt{\lambda_1 * c_{p1} * \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 * c_{p2} * \rho_2}} \quad \text{Formel 42}$$

Mit ρ = Dichte, c = Wärmekapazität, λ = Wärmeleitung.

SOLOVIEV bemängelt hierbei, dass das Eingriffs-/Überdeckungsverhältnis nicht berücksichtigt wird. Insbesondere bei hohen Geschwindigkeiten und geringerer Wärmeleitung der Körper kann die Kugel nicht die Hälfte (sind die Körper aus dem gleichen Material ergibt sich $k=0,5$) der Wärme in das Innere ableiten. Die Wärme würde in diesem Fall in die kälteren Bereiche abfließen. Bei Verwendung der Wärmeverteilungszahl k nach SOLOVIEV¹²⁸ wird die Temperatur der Kugel zu groß und die der Platte als zu klein berechnet werden.

Aus diesem genannten Grund entwickelt er einen eigenen Ansatz (siehe Formel 43), um den Einfluss der kälteren Platte zu berücksichtigen. Die erwärmte Kugel trifft bei ihrer Bewegung der Platte immer auf kältere Bereiche der Platte, die mehr Wärme als die Kugel aufnehmen können. $k_{1,2}$ sind die zu ermittelnden Wärmeverteilungszahlen.

$$\vartheta_1(t, x, y) - \vartheta_2(t, x, y) = \int_{t'=0}^T \int_{x'=0}^x \int_{y'=0}^y q(t', x', y') \cdot [k_2(t', x', y') \cdot [R_1(\Delta t, \Delta x, \Delta y) + R_2(\Delta t, \Delta x, \Delta y)] - R_1(\Delta t, \Delta x, \Delta y)] \quad \text{Formel 43}$$

Für die genaue Erläuterung und Lösung der Formel 43 sei an dieser Stelle auf SOLOVIEV¹²⁹ verwiesen.

2.4.4 Einmassenmodelle

Schwerpunkt der Arbeit von BEITLER¹³⁰ war die Bestimmung des Wärmeabgabeverhaltens einer trockenlaufenden Kupplung an die umgebende Luft. In mehreren experimentellen Untersuchungen ermittelte er den Wärmübergang durch Leitung, Strahlung und Konvektion in Abhängigkeit des geförderten

¹²⁷ BARTEL 2001

¹²⁸ SOLOVIEV 2004

¹²⁹ SOLOVIEV 2004

¹³⁰ BEITLER 2008

Luftvolumenstroms und offener/geschlossener Kupplungsglocke auf Prüfständen und in Fahrzeugversuchen. Die Ergebnisse nutzte BEITLER für ein Ein-Massen Modell, welches aus sieben Massen besteht (Abbildung 27), um die Temperaturen im Kupplungssystem und den angrenzenden Komponenten zu ermitteln.

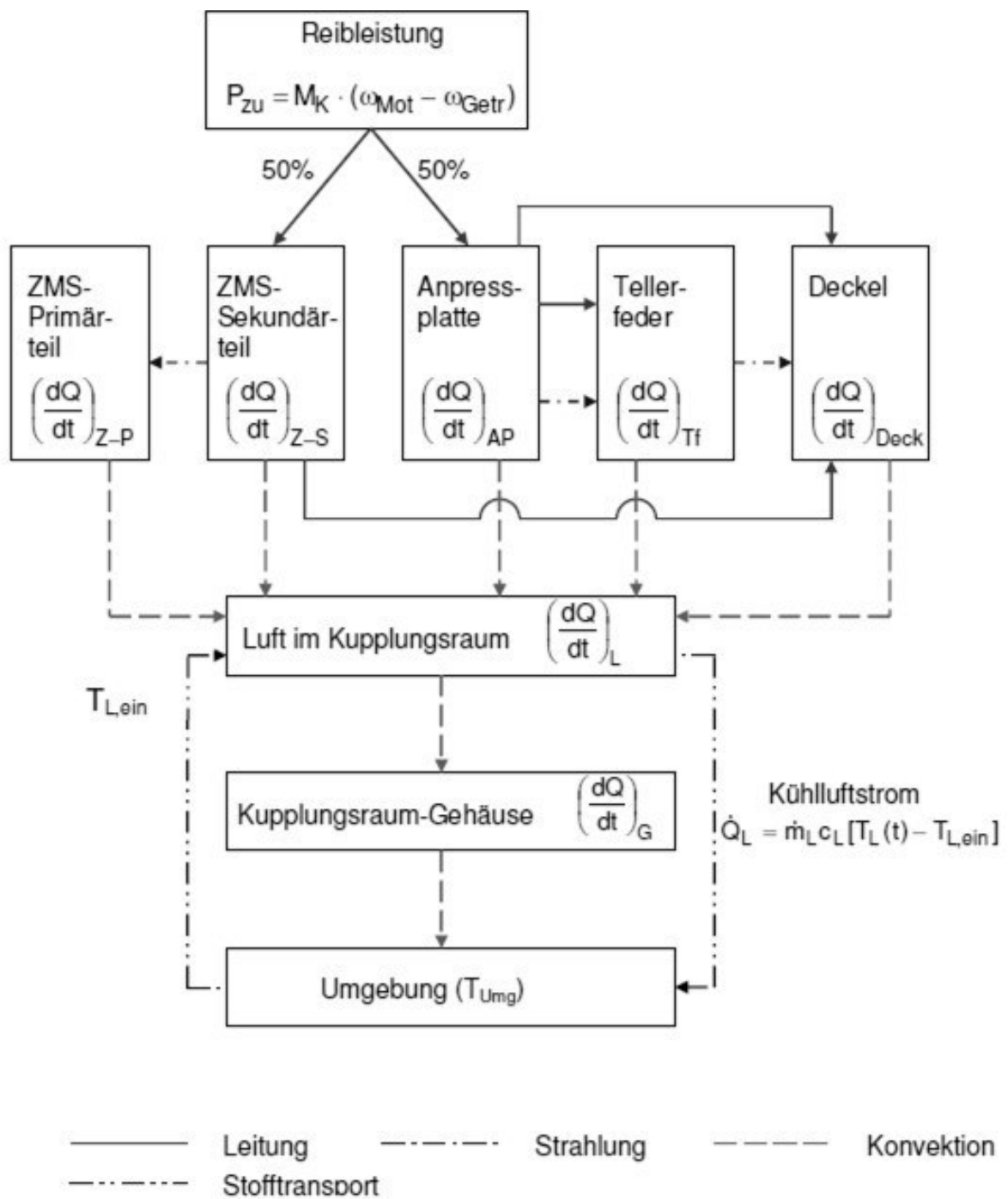
ALBERS et al.¹³¹ implementierte das Ein-Massen Modell in der Software LMS.Imagine.Lab AMESim für einen ähnlichen Anwendungsfall. Auch hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung.

Die Berechnung der Kupplungstemperatur wurde von ALBERS et al.¹³² genutzt, um u.a. die Wechselwirkungen zwischen Triebstrangreaktionen und Kupplungssystem zu berechnen. In der genannten Arbeit wurde in Kooperation mit dem IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe und GM Powertrain Europe eine Simulationsumgebung Virtual Clutch Development Model (VCDM¹³³) entwickelt, in welcher unterschiedliche komfortrelevante Fahrmanöver (Rupfen, Tip-in / back-out, Leerlaufresseln, etc) abgebildet werden können.

¹³¹ ALBERS, OTT, U. A. 2009

¹³² ALBERS U. A. 2008

¹³³ ALBERS U. A. 2008

Abbildung 27: Schema der Energieströme im Ein-Massen Modell von BEITLER¹³⁴¹³⁴ BEITLER 2008

2.5 Einflüsse auf das Reibwertverhalten organischer Reibbeläge

2.5.1 Belagform

Am Beispiel einer Scheibenbremse untersuchte SEVERIN¹³⁵ den Einfluss einer Teilbelags- und Ganzbelagsprobe auf das Reibwert- und Verschleißverhalten. In den Untersuchungen stellte er trotz identischer spezifischer Belastungsparameter deutliche Unterschiede fest. Die Reibwerte unterschieden sich dabei um über 70%. Der Reibwert des Teilbelags war meist höher. Bei hohen Belastungen stieg der Verschleiß der Ganzbelagsprobe gegenüber dem Teilbelag deutlich an.

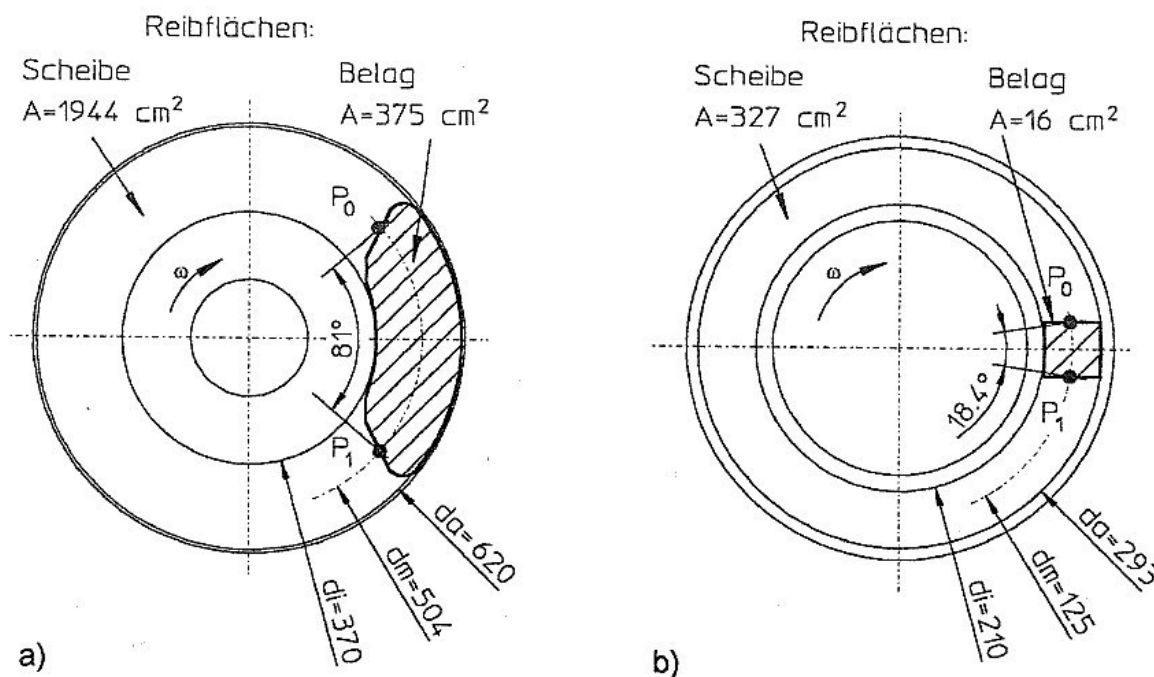


Abbildung 28: Teilebelags- (a) und Ganzbelagsprobe (b) in den Untersuchungen von SEVERIN¹³⁶

Abbildung 29 zeigt exemplarisch Versuchsergebnisse aus den Untersuchungen. SEVERIN stellte bei den Teilbelagsuntersuchungen überwiegend einen höheren Reibwert gegenüber den Ganzbelagsuntersuchungen fest. Dies führte er auf eine homogenere Verteilung der Flächenpressungen aufgrund des geringeren absoluten Energieeintrags beim Teilbelagsversuch und damit geringeren Verformungen im Friktionskontakt zurück. Der erhöhte Verschleiß der Ganzbelagsuntersuchungen wird damit begründet, dass die Ganzbelagsprobe durch ihre Steifigkeit und Größe sich schlechter an die Verformungen der Gegenreibrscheibe anpassen kann und es zu hohen lokalen Flächenpressungen kommt.

¹³⁵ SEVERIN 1989

¹³⁶ SEVERIN 1989

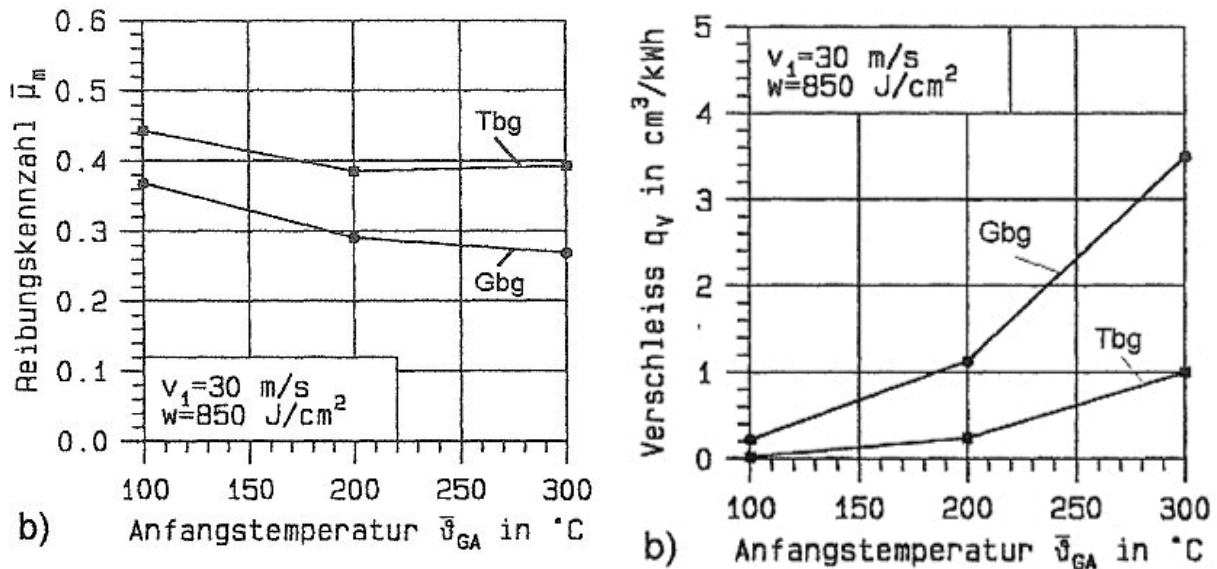


Abbildung 29: Vergleich Reibwertverhalten (links) und Verschleißverhalten (rechts) von Teil- (Tbg) und Ganzbelag (Gbg) nach SEVERIN¹³⁷

Eine erkennbare Gesetzmäßigkeit konnte SEVERIN nicht feststellen, weshalb er die Empfehlung aussprach, Untersuchungen sicherheitsrelevanter Bremsen nur auf einem Ganzbelagsprüfstand durchzuführen.

ALBERS et al.¹³⁸ untersuchte den Einfluss der Segmentierung von Ringformen auf das Reibwertverhalten. Als Reibpartner wurden ein organischer Belag und eine selbstbelüftete Stahlscheibe verwendet. Die Segmentierung des Winkels α (Abbildung 30) wurde in den Untersuchungen variiert. Er stellte fest, dass der mittlere Reibwert bei einem kleinen Winkel α größer ist als bei größeren Winkeln α . Dieses Verhalten wurde sowohl bei Variation der Reibarbeit als auch bei der Reibleistung festgestellt. Die Gegenüberstellung mit dem Verhalten eines geschlossenen Reibrings ($\alpha=0^{\circ}$) wurde aber nicht durchgeführt.

Den Einfluss der Ringgeometrie konnte ALBERS et al.¹³⁹ am Beispiel eines organischen Belags zeigen. Hierbei wurden drei Ringe mit unterschiedlicher Ringbreite (siehe Abbildung 30) untersucht. Eine Reduzierung der Ringbreite hatte einen leicht geringeren Reibwert bei einer Temperatur von 75°C zur Folge. Bei Erhöhung der Starttemperatur und der Reibleistung wurde das bis zu 1,5-fache des Reibwerts gegenüber dem Ring mit der größten Ringbreite (P04) gemessen.

¹³⁷ SEVERIN 1989

¹³⁸ ALBERS U. A. 2007

¹³⁹ ALBERS, OTT, U. A. 2013

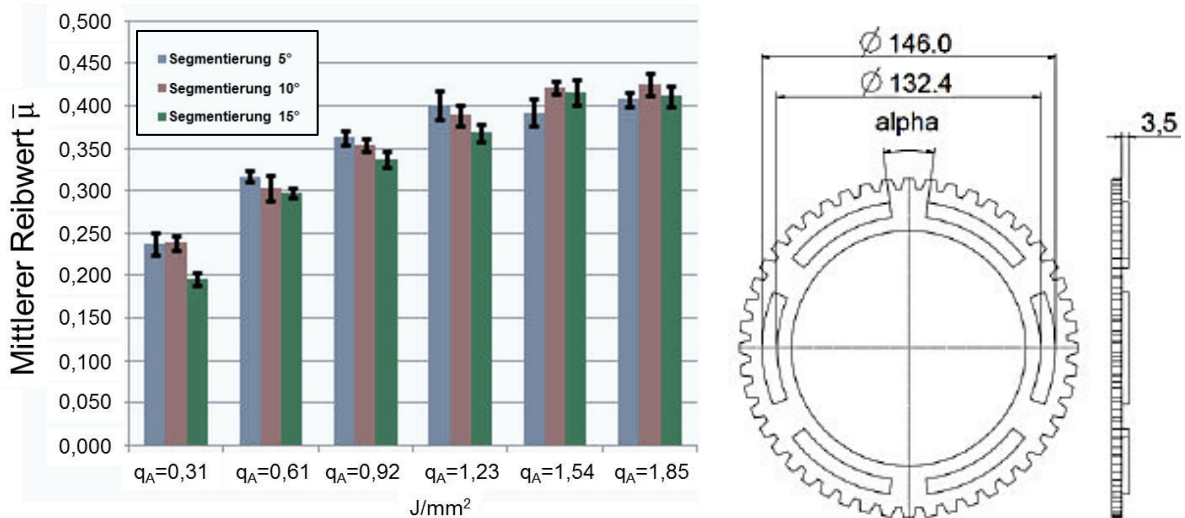


Abbildung 30: Oben: Reibpartner bei der Untersuchung der Segmentierung, unten: mittlerer Reibwert bei unterschiedlichen Reibenergien (ALBERS et al.¹⁴⁰)

Darüber hinaus wurden auch Pelletversuche mit dem gleichen Reibwerkstoff und den identischen Belastungsparametern durchgeführt (siehe Abbildung 32). Die Reibwerte der Pelletversuche lagen in den Versuchen meist über den Reibwerten der Ringversuche, insbesondere bei steigender Reibenergie und Reibleistung. Die Ergebnisse der Reibwertmessungen wurden in ein FE-Modell implementiert, um das Reibwertverhalten zu simulieren. Die Simulation zeigt jedoch keine zufriedenstellende Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Als Gründe wurden fehlende Reibwertinformationen bei hohen Geschwindigkeiten zu Beginn der Schaltung angeführt.

| Paarung | Belagfom | Fläche [mm ²] | da/di | Ringbreite/ Pelletdurchmesser [mm] |
|-------------------------|----------|---------------------------|-----------|---------------------------------------|
| P04 (Referenzgeometrie) | Ring | 12475,07 | 188/139,5 | 24,25 |
| P08 | Ring | 10304,20 | 184/144 | 20 |
| P09 | Ring | 8010,28 | 180/149 | 15 |
| P14-1 | Pellet | 2714,33 | 188/139,5 | 24,25 |
| P14-2 | Pellet | 1884,96 | 184/144 | 20 |

Tabelle 2: Abmessungen der untersuchten Reibbelagsgeometrien in Abbildung 32

Aufgrund der hohen lokalen thermomechanischen Verformungen ist auch davon auszugehen, dass es zu sehr hohen Flächenpressungen kommen kann, welche in

¹⁴⁰ ALBERS, OTT, U. A. 2011

diesem Vorhaben nicht untersucht wurden so dass keine Informationen über das Reibwert- und Reibwertgradientenverhalten bei hohen Flächenpressung ($> 1 \text{ MPa}$) vorliegen. Beim Vergleich zwischen Pellet- und Ringversuchen hinsichtlich Reibwert- und Reibwertgradient zeigt ALBERS et al.¹⁴¹ (vgl. auch KARRAR¹⁴²), dass diese sich bei geringen Temperaturen und Reibenergie ähnlich Verhalten. Bei Versuchen mit Spitzentemperaturen bis zu 260 Grad konnte keine Korrelation zwischen den beiden Geometrien gezogen werden. Zur Reduzierung der Spitzentemperaturen wurde in einem Versuch eine belüftete Gegenreibe verwendet und es traten nur noch Temperaturen bis 120°C auf. Der mittlere Reibwert bei den Pelletversuchen lag dabei höher als bei den Versuchen mit Reibringen. Der Reibwertgradient beider Proben hat ein ähnliches Verhalten (Abbildung 31). In beiden Fällen lag der Reibwertgradient nahe null.

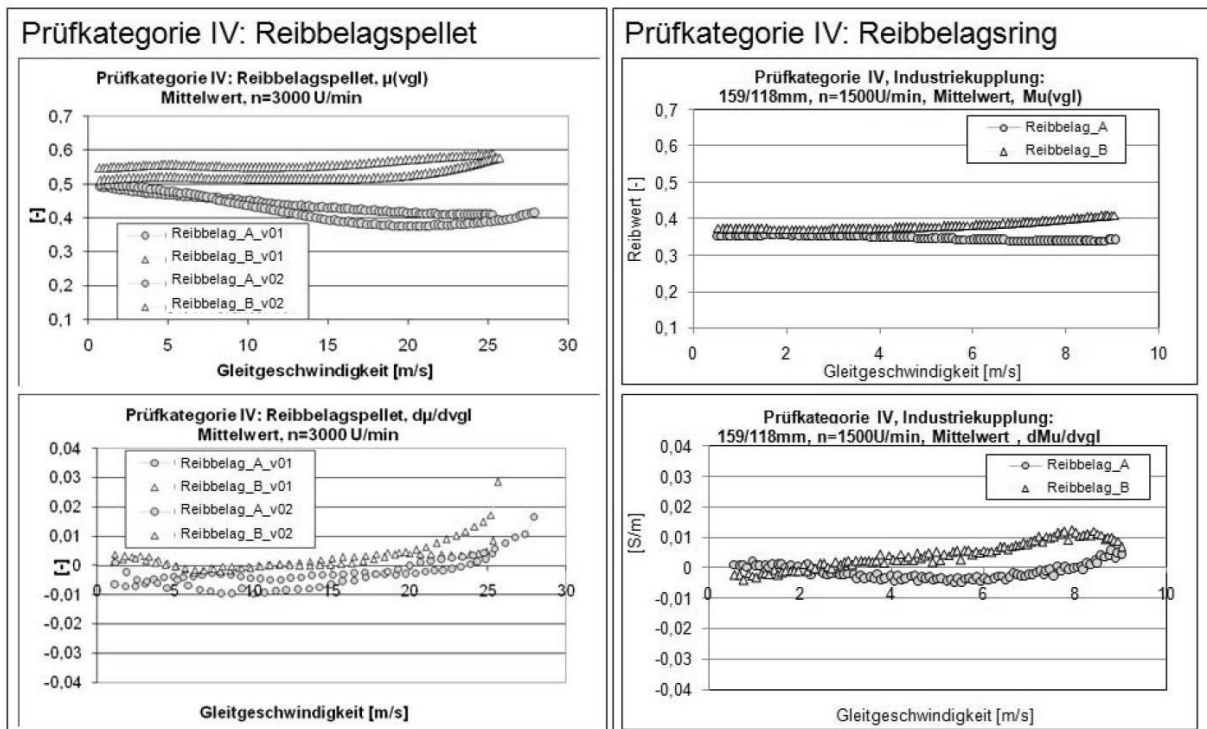


Abbildung 31: Vergleich zwischen Pellet und Reibringversuchen nach ALBERS et al.¹⁴³

Die Übertragbarkeit wurde lediglich an dem hier vorgestellten Betriebspunkt dargestellt. Ob eine Übertragung bei geringeren und höheren Belastungen zulässig ist, wurde nicht dargelegt. Zudem wurde die Reibbelagsgeometrie nicht variiert.

¹⁴¹ ALBERS U. A. 2007

¹⁴² KARRAR 2009

¹⁴³ ALBERS U. A. 2007

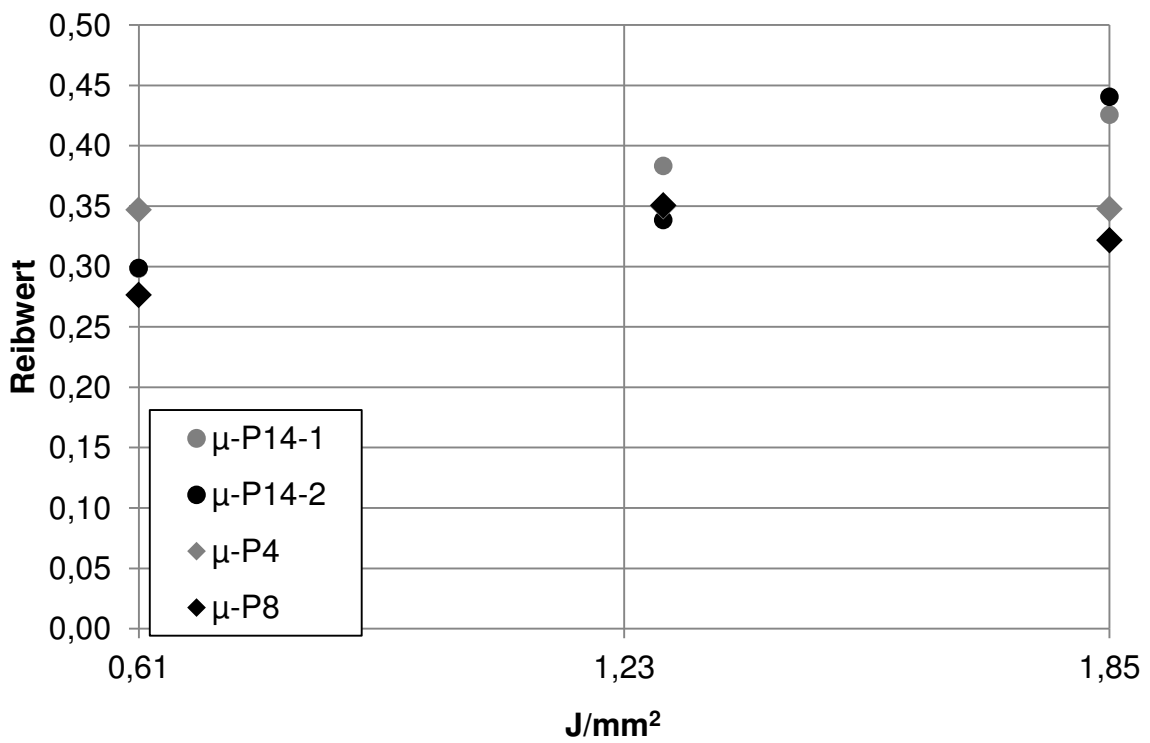
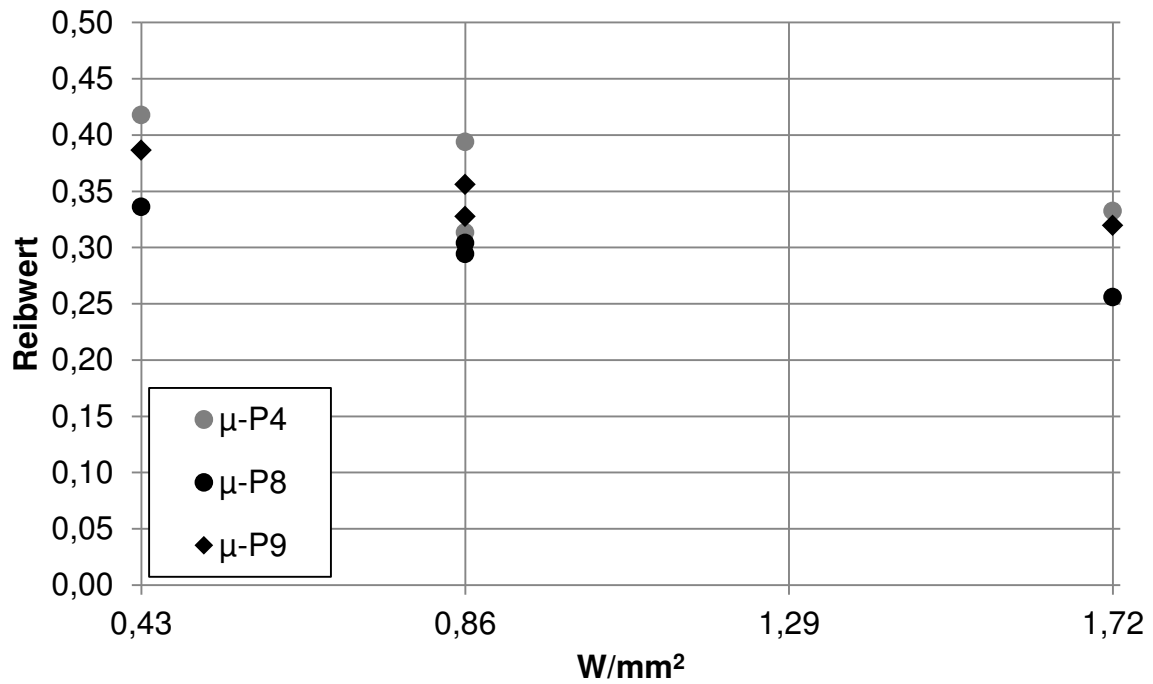


Abbildung 32: Oben: Ergebnisse Reibringe, unten: Vergleich der Ergebnisse Pellet- und Ringversuch aus ALBERS et al.¹⁴⁴

¹⁴⁴ ALBERS, OTT, U. A. 2013

2.5.2 Umwelteinflüsse

MARQUARDT¹⁴⁵ untersuchte in seiner Arbeit u.a. den Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf das Reibwertverhalten bei organischen und sintermetallischen Reibwerkstoffen. Abbildung 33 zeigt das Verhältnis des mittleren Reibwerts von je 50 Schaltungen eines trockenlaufenden Friktionssystems bei 40%, 70% und 95% r.F. Es ist mit abnehmender relativer Luftfeuchtigkeit ein sinkender Reibwert zu erkennen. MARQUARDT begründet das Verhalten mit dem Erklärungsmodell von UETZ und WIEDEMEYER¹⁴⁶ für Kunststoffe unter Luftfeuchtigkeit. Aufgrund der hohen Luftfeuchtigkeit kann mehr Wasser durch die Oberfläche in den Werkstoff eindringen. Das eintretende Wasser bildet Wasserstoffbrücken und vergrößert den Abstand der Kettenmoleküle in der Werkstoffmatrix. Dies wiederum führt zu einer geringeren Druckfestigkeit. In Bezug auf seine Untersuchungen geht MARQUARDT von einer größeren tatsächlichen Reibfläche im Friktionskontakt aus, welche für die höheren Reibwerte verantwortlich ist. Diese These wird aus seiner Sicht durch die Unabhängigkeit des Reibwerts bei Sinterwerkstoffen gegenüber der Luftfeuchtigkeit gestützt, da keine Wasserstoffbrücken gebildet werden können.

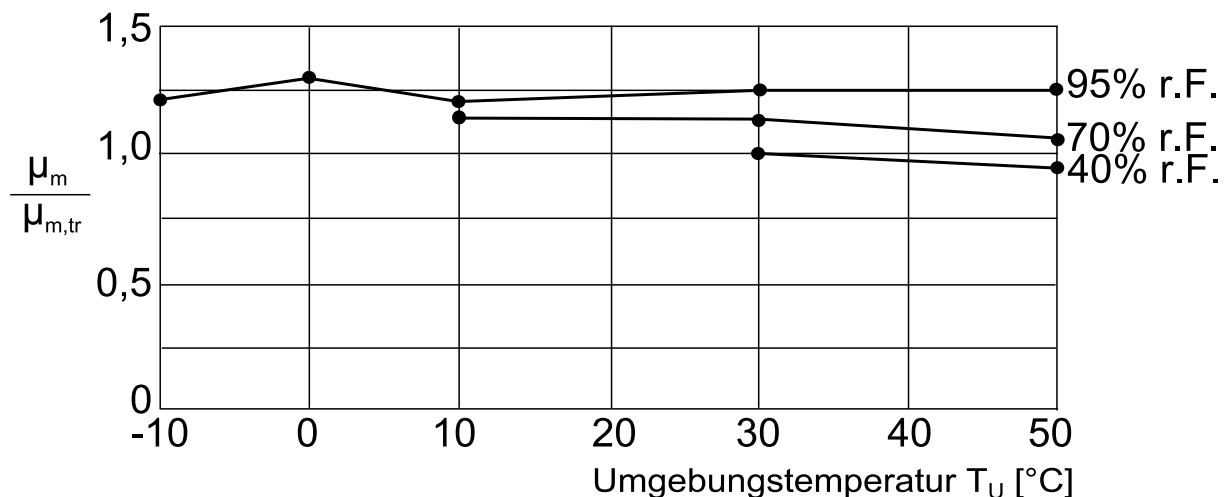


Abbildung 33: Einfluss der Luftfeuchtigkeit nach MARQUARDT¹⁴⁷ (nachgezeichnet)

Im Forschungsvorhaben ERP 2645¹⁴⁸ wurde der Einfluss von Reif, Eis und Nässe untersucht. Die Untersuchungen wurden mit unterschiedlichen Belägen (organisch gebundene Beläge und Sinterbeläge) im Bremsversuch durchgeführt. Abbildung 34 zeigt den prinzipiellen Versuchsablauf. In diesem Fall ist eine Schaltung mit einer zu Beginn eisbedeckten Oberfläche zu sehen. Der Reibwert bleibt zunächst bis zum

¹⁴⁵ MARQUARDT 1992

¹⁴⁶ UETZ & WIEDEMEYER 1985

¹⁴⁷ MARQUARDT 1992

¹⁴⁸ SEVERIN & TECHNISCHE UNIVERSITÄT BERLIN 1994

Zeitpunkt 4s bei 0,01 stabil. Ab diesem Zeitpunkt beginnt sich die Eisschicht abzutragen und der Reibwert steigt bis zum Zeitpunkt 6,5s auf etwa 0,16 an.

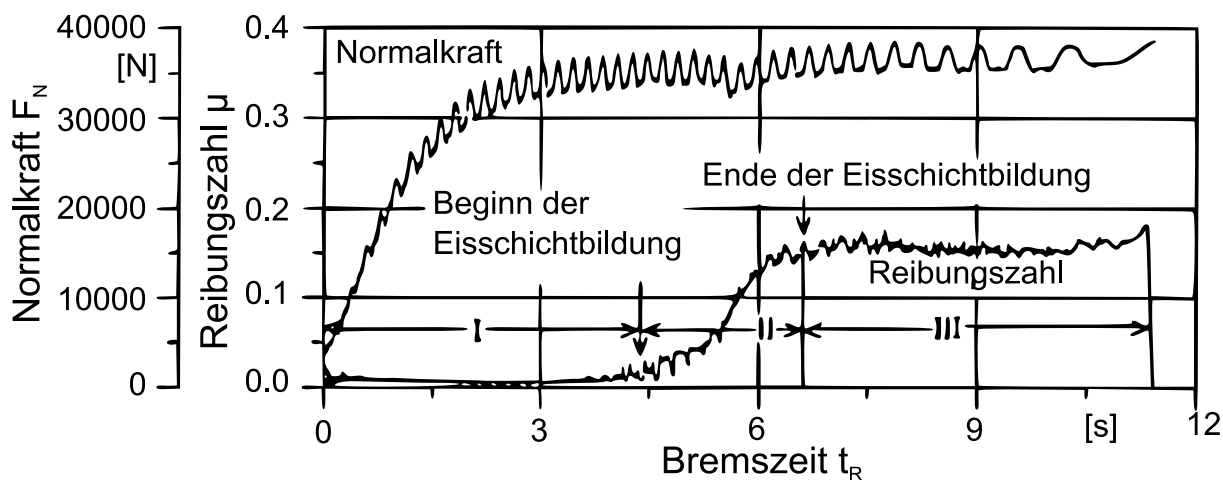


Abbildung 34: Versuchsablauf im Forschungsvorhaben ERP 2645¹⁴⁹ (nachgezeichnet)

Die Ergebnisse der Eisuntersuchungen lassen sich u.a. mit der Abbildung 35 und der Abbildung 36 darstellen. Die Versuchsrandbedingungen sind identisch, jedoch unterscheiden sie sich in der Startgeschwindigkeit und somit in der Reibenergie pro Schaltung. Abbildung 35 zeigt die Versuche mit 2 m/s und Abbildung 36 mit 8 m/s. Die Reibenergie hat einen hohen Einfluss auf die Reibwertentwicklung in den Schaltungen. So zeigt sich bei hohen Reibeenergien ein deutlich schnelleres Ansteigen des Reibwerts über der Bremsfolgezahl, da die Eisschicht schneller abgebaut werden kann und die Oberfläche nicht mehr vereisen kann.

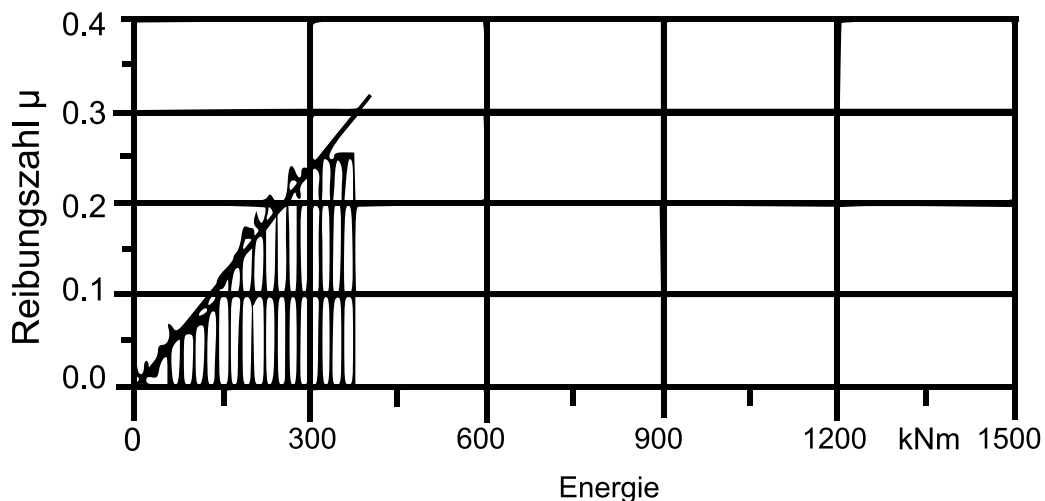


Abbildung 35: Startgeschwindigkeit 2 m/s¹⁵⁰ (nachgezeichnet)

¹⁴⁹ SEVERIN & TECHNISCHE UNIVERSITÄT BERLIN 1994

¹⁵⁰ SEVERIN & TECHNISCHE UNIVERSITÄT BERLIN 1994

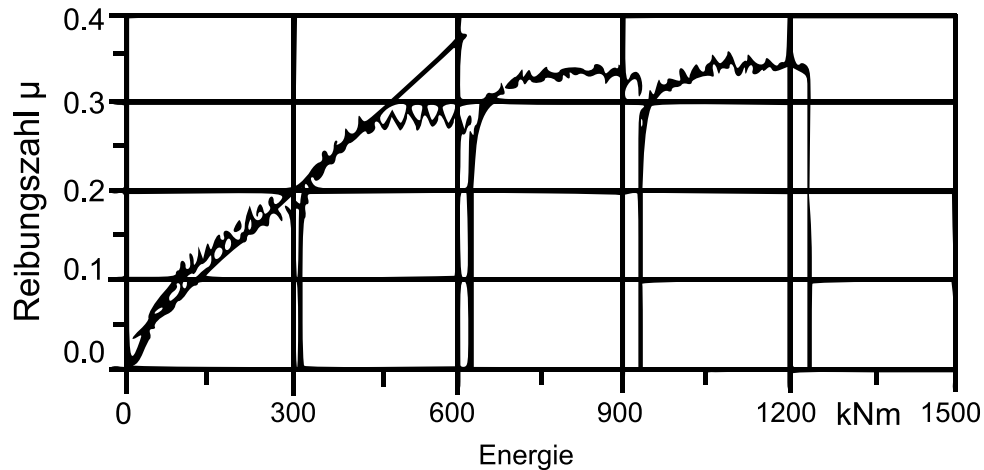


Abbildung 36: Startgeschwindigkeit 8 m/s¹⁵¹ (nachgezeichnet)

Untersuchungen bei höheren Flächenpressungen zeigen ebenfalls einen schnellen ansteigenden Reibwert über der Bremsfolgezahl aufgrund der höheren Reibleistung.

Bei den Versuchen mit benässten Belägen (vgl. Abbildung 37) stellte SEVERIN¹⁵² einen deutlichen Einfluss der Belagsart und –zusammensetzung hinsichtlich des Regenerierungsverhaltens nach der Bewässerung fest. Einige Beläge zeigten einen ähnlichen Reibwert wie vor der Bewässerung, andere wiederum zeigten ein Überschwingen der Reibungszahl.

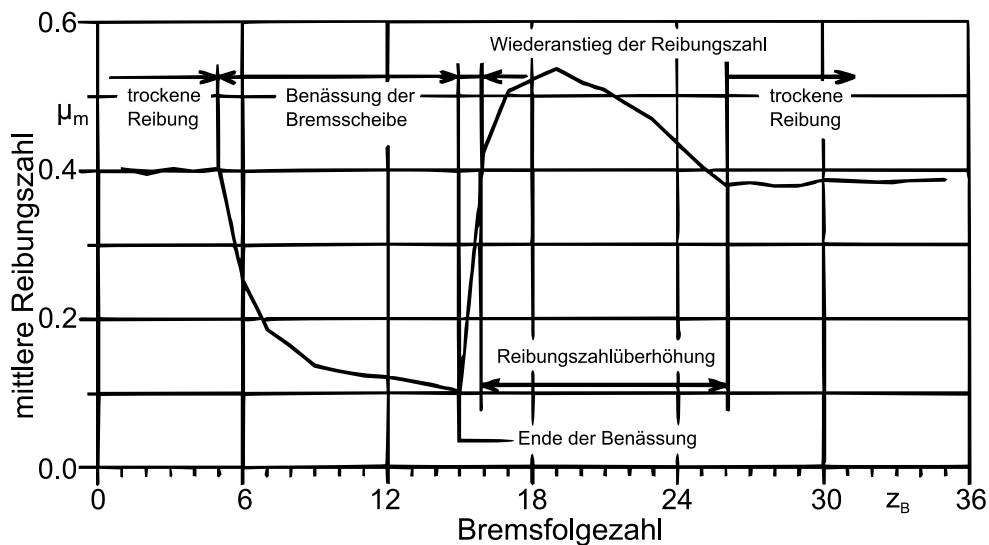


Abbildung 37: Reibwertverlauf bei benässten Belägen (SEVERIN¹⁵³)

Bei der Betrachtung einzelner Schaltungen wurde ein negativer Reibwertgradient festgestellt. Als Begründung wurde die hohe hydrodynamische Reibung zu Beginn

¹⁵¹ SEVERIN & TECHNISCHE UNIVERSITÄT BERLIN 1994

¹⁵² SEVERIN & TECHNISCHE UNIVERSITÄT BERLIN 1994

¹⁵³ SEVERIN & TECHNISCHE UNIVERSITÄT BERLIN 1994

zwischen den Reibpartnern, so steigen die übertragene Schubspannung τ_R und die Temperatur aufgrund der höheren Energiedichte an. Mit der zunehmenden Temperatur sinkt τ_{Grenz} ab. Sobald die auftretende Schubspannung die Grenzscherubspannung in einem Volumenelement erreicht, ist das entsprechende Volumenelement thermisch und mechanisch überlastet und nimmt nicht mehr am Reibprozess teil. Durch Regenerationsprozesse kann sich auf dem Volumenelement wieder eine Reibschicht ausbilden und am Reibprozess teilnehmen.

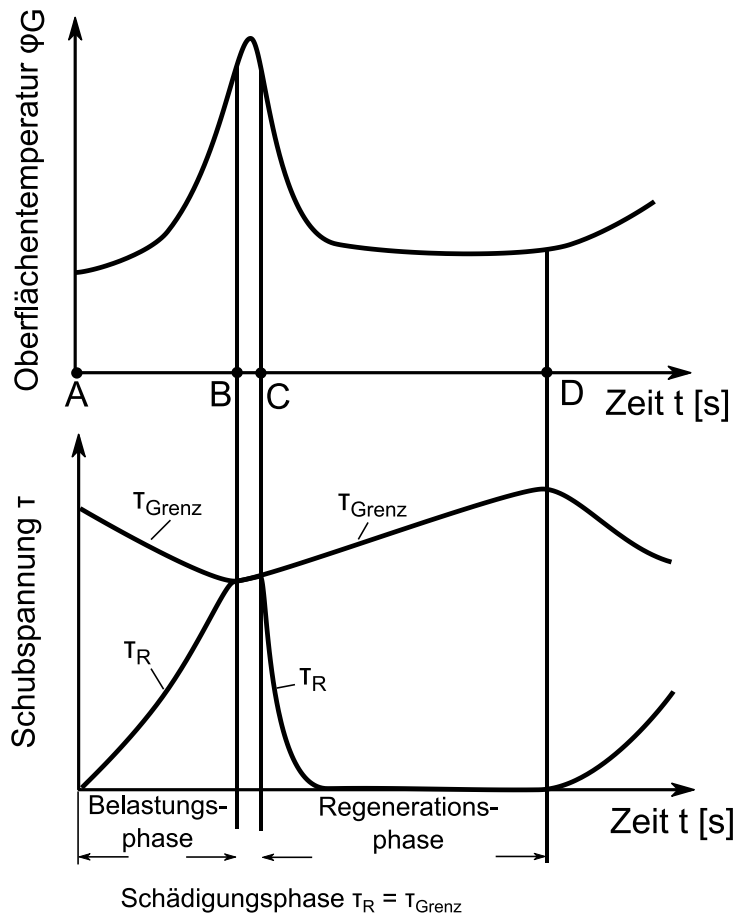
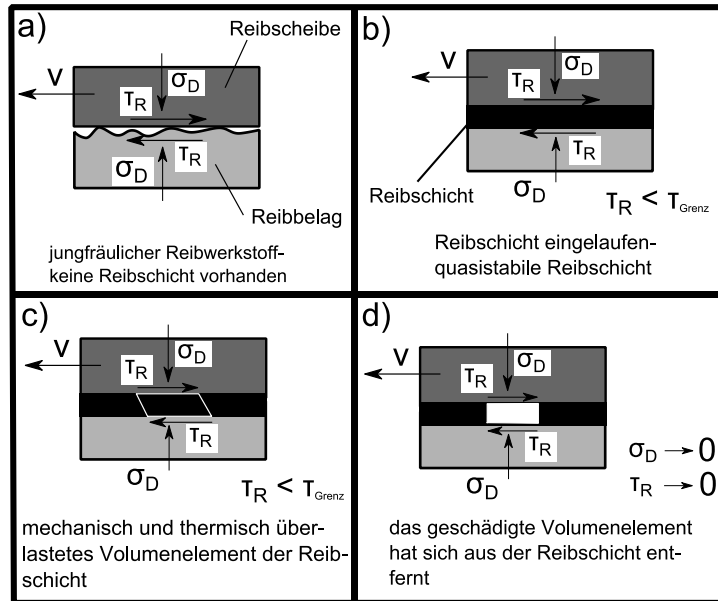


Abbildung 39: Erklärung der Vorgänge in der Kontaktzone nach MUSIOL¹⁵⁹ (nachgezeichnet)

¹⁵⁹ MUSIOL 1994

3 Motivation und Zielsetzung

3.1 Motivation

Steigende technische Anforderungen an Antriebs- und Kupplungssysteme verlangen nach effektiven und zielführenden Untersuchungsmethoden trockenlaufender Friktionssysteme. Insbesondere die experimentellen Untersuchungsmethoden bieten immer noch ein großes Potential hinsichtlich Prüfmethodik und der Qualität der Prüfergebnisse. Friktionssysteme können in verschiedenen Prüfkategorien untersucht werden, die in ihrem Aufbau unterschiedlich komplex sind. Eine steigende Komplexität der Prüfumgebung erhöht zum einen die Kosten und zum anderen die Einflussgrößen auf das zu untersuchende System. Eine Unterscheidung zwischen Systemeinflüssen und der Werkstoffpaarung hinsichtlich des tribologischen Verhaltens ist somit schwer durchführbar. Nach wie vor sind allerdings experimentelle Untersuchungen für die Validität von Friktionssystemen unerlässlich.

Die Schwierigkeiten im Produktentwicklungsprozess sind meist nicht vorhandene Restsysteme, die jedoch für eine ganzheitliche Bewertung des zu untersuchenden Friktionssystems notwendig sind. Eine isolierte Betrachtung und Untersuchung des Friktionssystems ist nicht zulässig und würde zu verfälschten Aussagen hinsichtlich des maschinendynamischen Verhaltens im Betrieb führen. Die Herausforderung besteht darin, die wesentlichen Einflussfaktoren der umgebenden Systeme auf das tribologische Verhalten zu identifizieren und adäquat in einer experimentellen oder virtuellen Versuchsumgebung abzubilden.

Im Produktentstehungsprozess von Friktionssystemen steht nicht immer die endgültige Reibbelagsgeometrie (Durchmesser, Segmentierung) der späteren Anwendung (z.B. Fahrzeugkupplung) zum Zeitpunkt der Untersuchungen fest. Dies erschwert es eine belastbare Aussage über das tribologische Verhalten der endgültigen Reibscheibe auf Basis von Teilbelagsuntersuchungen zu treffen. Auch bei einem Benchmark vorhandener Beläge muss in Kauf genommen werden, dass die gewünschte geometrische Form für das spätere Kupplungssystem nicht zur Verfügung steht.

Zudem sind nach dem Stand der Forschung zur Modellierung des Systemverhaltens und der Temperaturberechnung trockenlaufender Friktionssysteme verschiedene numerische Methoden bekannt. Ein Vergleich der beiden Methoden (Finite-Element und Finite-Differenzen-Methode) zur Berechnung der Temperaturverteilung im System und den Oberflächentemperaturen unter Berücksichtigung der Oberflächeneigenschaften wurde bisher nicht durchgeführt.

3.2 Zielsetzung

Das Ziel dieser Arbeit liegt in der Schaffung eines tieferen Verständnisses der Einflussgrößen auf das tribologische Verhalten von trockenlaufenden Friktionssystemen. Insbesondere soll der Einfluss der Reibbelagsgeometrie am Beispiel eines organischen Reibwerkstoffs untersucht werden. Die vorliegende Arbeit nutzt das am IPEK – Institut für Produktentwicklung erforschte Entwicklungsframework XiL (Abbildung 4) und setzt sich eine Vorgehensweise zur Untersuchung für trockenlaufende Friktionssysteme innerhalb dieses Entwicklungsframeworks zum Ziel. Für die experimentellen Untersuchungen sind folgende Teilschritte notwendig:

- Weiterentwicklung und Validierung eines Handlungssystems für die Untersuchung von Friktionssystemen
- Identifikation von System- und Gestaltparametern des Reibbelags mit Einfluss auf das tribologische Verhalten am Beispiel organischer Reibwerkstoffe.

Mit Hilfe des entwickelten Handlungssystems werden zwei numerische Methoden zur Berechnung des Temperaturverhaltens validiert. Die erstellten Temperaturmodelle werden gegenübergestellt und hinsichtlich ihrer Einsatz- und Erweiterungsmöglichkeiten für trockenlaufende Fiktionssysteme untersucht. Folgende Teilschritte sind dafür notwendig:

- Auswahl des Kupplungssystems und Definition der relevanten Randbedingungen für die Modellerstellung
- Aufbau der Temperaturmodelle nach der Finite-Elemente und Finite-Differenzen-Methode zur Berechnung des Temperaturverhaltens im Kupplungssystem
- Erweiterung der Temperaturmodelle um ein Kontaktmodell zur Berücksichtigung der Oberflächeneigenschaften.

Im letzten Kapitel der Arbeit wird am Beispiel der Entwicklung eines Kupplungssystems die Einsatzmöglichkeit eines der erarbeiteten Temperaturmodelle aufgezeigt.

4 Handlungssystem für experimentelle Untersuchungen

4.1 Trockenreibprüfstand (TRP)

Für die experimentellen Untersuchungen wurde der am IPEK - Institut für Produktentwicklung vorhandene Trockenreibprüfstand (TRP) eingesetzt (siehe Abbildung 40). Der Prüfstand eignet sich durch seinen modularen Aufbau zu Untersuchungen von gesamten Kupplungs- und Bremssystemen oder von Reibpaarung. Der Zwei-Motorenprüfstand verfügt über zwei identische Elektromotoren. Der Abtriebsmotor stellt durch eine elektrische Massensimulation die zu synchronisierende oder abzubremende Trägheit (z.B. Fahrzeugmasse) dar. Der Antriebsmotor ist in der vorliegenden Arbeit auf eine bestimmte Drehzahl (Synchronisationsversuche) geregelt oder mechanisch (Bremsversuche) verblockt.

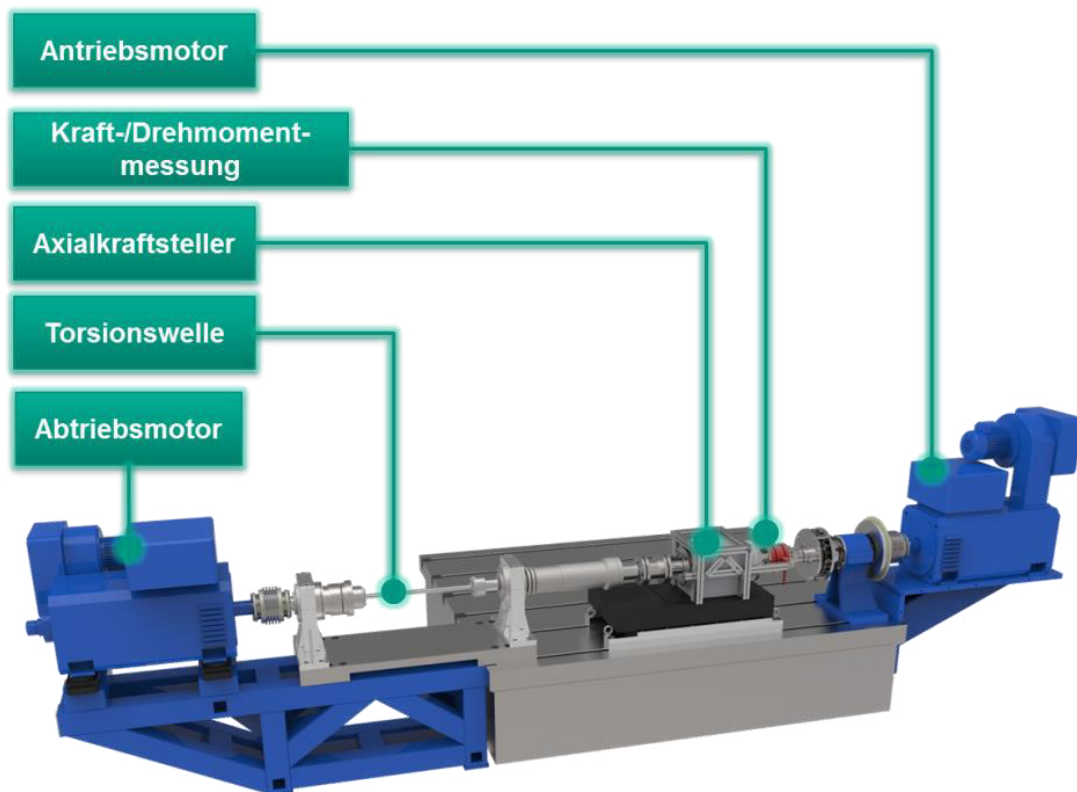


Abbildung 40: Eingesetzter Prüfstand (TRP) zur Untersuchung der Reibbeläge

Die untersuchten Reibpaarungen sind von einer Klimakammer umgeben, die für eine konstante relative Luftfeuchtigkeit und Umgebungstemperatur sorgt. Insbesondere die relative Luftfeuchtigkeit spielt bei organischen (und anderen porösen Belägen) eine wichtige Rolle. Zur Berechnung des Reibwerts werden während der gesamten Versuchsdauer die Axialkraft F_{ax} und das Drehmoment M gemessen und die Daten telemetrisch an den Prüfstandsrechner übertragen.

Aufbau Prüfkopf

Ziel der experimentellen Versuche in dieser Arbeit ist die Ermittlung des Reibwerts zwischen einem organischen Reibbelag und einer Stahlgegenreibe. Bei den Untersuchungen sind Einflüsse, die das Messergebnis und damit auch die Interpretation der Daten verfälschen, möglichst auszuschließen. Insbesondere geometrische Abweichungen der An- und Abtriebswellen sind zu vermeiden. Hierzu zählen laterale, axiale und winklige Abweichungen, die zu einem veränderlichen Reibradius führen und somit geometrisches Rupfen erzeugen können. Der Einfluss geometrischer Abweichungen wurde von ALBERS et al.¹⁶⁰ detailliert untersucht.

Die Anforderungen an den Prüfkopf erschließen sich damit zu:

- Ausgleich von geometrischen Abweichungen (laterale, axiale und winklige Achsversatz)
- Geringe Reibung (wenige Lagerstellen) zur exakten Ermittlung des Reibmoments im untersuchten Friktionskontakt
- Gute Zugänglichkeit für die Temperaturmesstechnik (Thermoelemente Typ J)
- Einfache Montage der Belagträger
- Möglichst kompakte Bauweise zur Integration in eine Klimakammer
- geringe Temperatur- und Drehzahleinflüsse auf die Konstruktion (steife Konstruktion).

Der in dieser Arbeit verwendete Prüfkopf wurde von ALBERS et al.¹⁶¹ entwickelt und umgesetzt. Die abschließenden Schritte zur Validierung erfolgten im Rahmen dieser Arbeit (Kapitel 4.2).

Abbildung 41 zeigt die Prinzipskizze des verwendeten Prüfkopfes. Die Gegenreibe ist drehfest mit dem Prüfstandsbett verbunden. Der Belagträger, auf welchem der Belag aufgeklebt ist, wird gegenüber der Gegenreibe durch ein Nadellager zentriert und ermöglicht gleichzeitig eine axiale Verschiebung des Belagträgers gegenüber der Gegenreibe. Die Messnaben zur Erfassung des Drehmoments M und der Axialkraft F_{ax} sind mit dem Belagträger und einer Gelenkwelle verbunden. Die Gelenkwelle ermöglicht den Ausgleich von geometrischen Toleranzen und minimiert damit geometrisches Rupfen.

Die verwendete Gegenreibe ist in Abbildung 42 dargestellt. Insgesamt werden 36 Bohrungen für Thermoelemente eingebracht. Die Bohrungen befinden sich 0,2mm und 7,5mm unterhalb der Reibfläche. Für die Erfassungen der

¹⁶⁰ ALBERS & STIER 2011

¹⁶¹ ALBERS & SPÄTH 2011

oberflächennahen Temperaturen werden die Bohrungen 0,2 mm unterhalb der Reibfläche benutzt. Die Bohrungen 7,5 mm unterhalb der Reibfläche werden zur Messung der Massentemperatur der Gegenreibe eingesetzt. Die Anzahl der verwendeten Messstellen orientiert sich an der untersuchten Reibbelagsgeometrie.

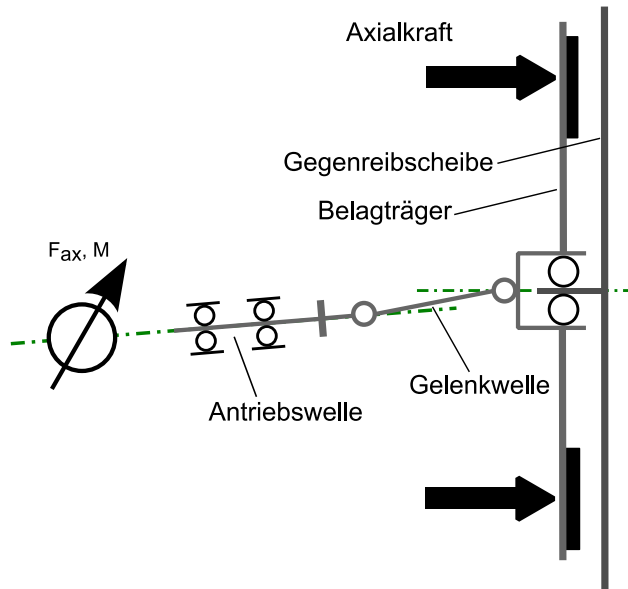


Abbildung 41: Prinzipskizze des Prüfkopfs (aus ALBERS et al.¹⁶² - nachgezeichnet)

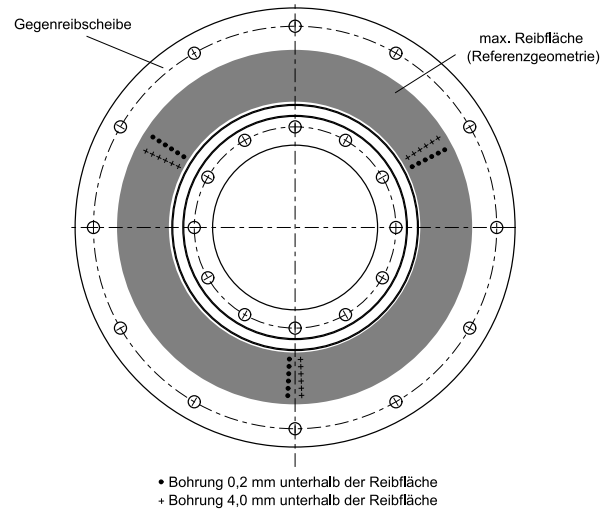


Abbildung 42: Thermoelementbohrung in der Gegenreibe

Die konstruktive Umsetzung des Prüfkopfs zeigt Abbildung 43. Der Prüfkopf befindet sich zwischen zwei Isolatorscheiben, um einen Wärmabfluss in den Prüfstand zu verhindern. Auf der rechten Seite sind die Messnaben zu Ermittlung des Drehmoments und der Axialkraft angebracht. Die gemessenen Signale werden für die Berechnung des Reibwerts zu jedem Zeitpunkt herangezogen. Der Axialkraftfluss wird durch die Messnaben eingeleitet und über die Kugelgelenke an den Belagträger auf den Belag weitergeleitet. Die Axialkraft stützt sich über die Gegenreibe am Prüfstand ab. Die Balgkupplung erfährt keine Axialkräfte und dient rein der Drehmomentübertragung. Zwischen den Kugelgelenken und den beiden Adaptern zwischen Isolatorscheiben und Belagträger befinden sich Kunststoffgleitlagerbuchsen, die eine Drehmomentübertragung verhindern und die Reibung reduzieren. Die Zentrierung und Führung des Belagträgers ist durch ein Nadellager (Lager Belagträger in Abbildung 43) umgesetzt, welches sich an der Gegenreibe abstützt.

¹⁶² ALBERS & SPÄTH 2011

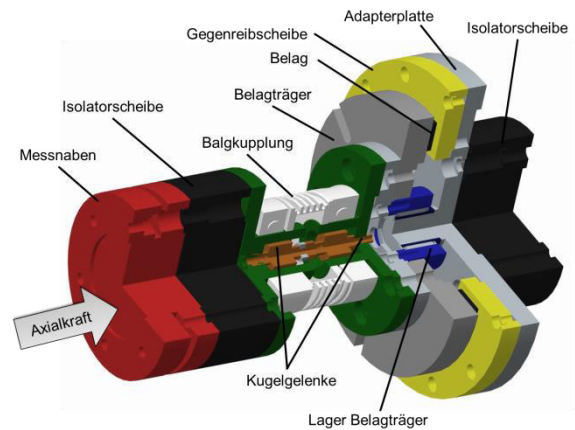
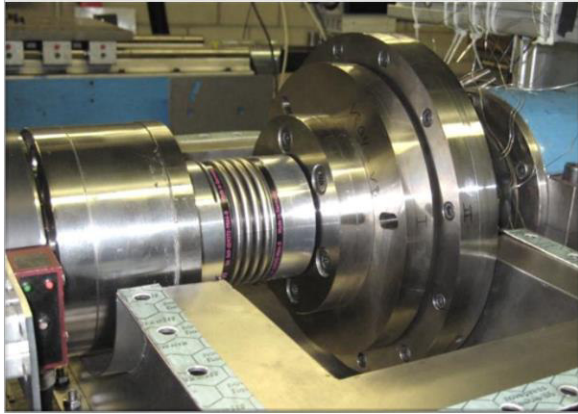


Abbildung 43: Links: Foto Prüfkopf , Rechts: CAD-Modell des Prüfkopfs (Bild erstellt aus Daten von ALBERS et al.¹⁶³)

Die Untersuchungen der Reibbeläge werden bei unterschiedlichen Starttemperaturen T_{Start} durchgeführt (siehe Tabelle 5). Um die Starttemperatur zu erreichen werden mehrere Schaltungen in kurzer Zeit gefahren, um das System aufzuheizen. Je kleiner die zu untersuchende Reibbeläge werden, desto weniger Energie wird pro Bremsung in Wärme umgesetzt. Dadurch kann die geforderte Starttemperatur weder erreicht noch gehalten werden. Damit ggfs. bei kleinflächigen Reibbelägen die Starttemperatur T_{Start} garantiert werden kann, wird die Adapterplatte um eine Heizschnur erweitert (Abbildung 44). Der Einsatz der Heizschnur hat sich im Rahmen dieser Arbeit als nicht erforderlich herausgestellt.



Abbildung 44: Adapterplatte mit eingelegter Heizschnur

¹⁶³ ALBERS & SPÄTH 2011

4.2 Validierung der Prüfumgebung

Die Validierung in diesem Kapitel hat das Ziel, die aus der Gestalt des Prüfkopfs hervorgerufenen Einflüsse auf die späteren experimentellen Untersuchungen zu identifizieren. Zur virtuellen Untersuchung von Systemeinflüssen wird ein FE-Modell des Prüfkopfs erstellt (WATZL et al.¹⁶⁴). Dieses FE-Modell wird für die virtuellen Untersuchungen in Kapitel 6 weiterverwendet.

Schwerpunkte bei der Interpretation der Ergebnisse sind vor allem die lokale Temperaturverteilung und Pressungsverteilung im Friktionskontakt. Insgesamt werden vier unterschiedlichen Verschraubungsvarianten für die Gegenreibe untersucht (Tabelle 3).

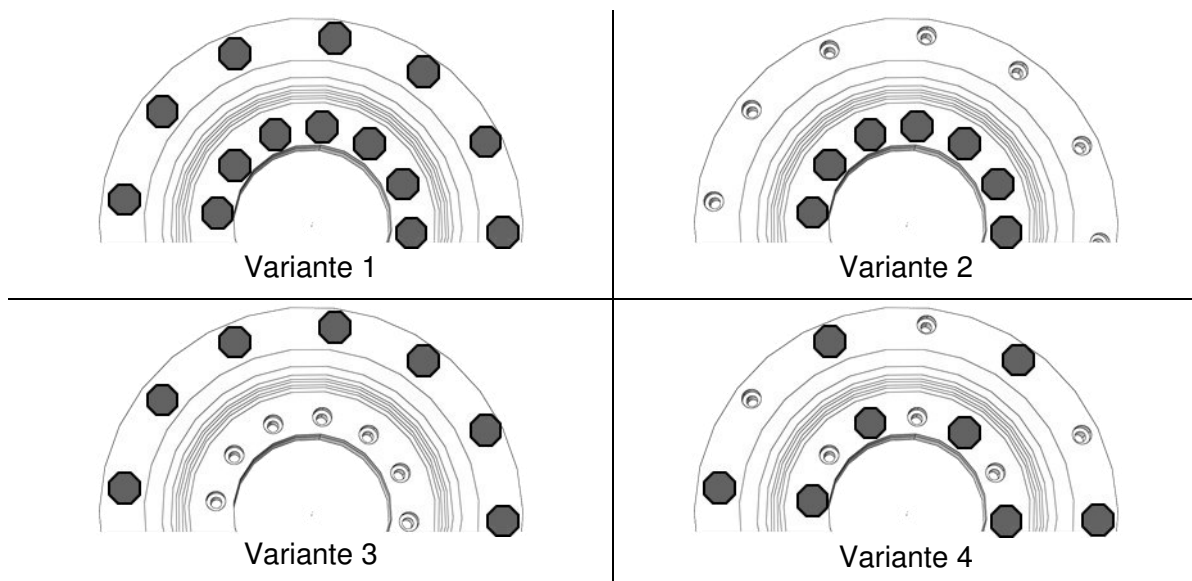


Tabelle 3: Anbindung der Gegenreibe der untersuchten Varianten

Die Wärmeleitung im Kontakt zwischen Gegenreibe und Belag (Werkstoffdaten in Tabelle 4) wird durch die mittlere Wärmeleitfähigkeit nach OEDKOVEN¹⁶⁵ abgebildet:

$$\lambda_m = \frac{2\lambda_1\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2} = \frac{2 \cdot 1,1 \cdot 40}{1,1 + 40} \frac{W}{mK} = 2,14 \frac{W}{mK}.$$

Die Ergebnisse der Simulation und der Prüfstandsuntersuchungen sind in Abbildung 45 (Variante 1) und Abbildung 46 (Variante 2) gegenüber gestellt. Für beide Varianten wurden die spezifischen Belastungsparameter der Referenzstufe bei einer Starttemperatur von $T_{\text{Start}} = 75^\circ\text{C}$ angewendet (Tabelle 5). In beiden Fällen stimmen der zeitliche und örtliche Verlauf der Temperaturen gut überein. Die Temperaturen

¹⁶⁴ WATZL U. A. 2012 (betreute Studienarbeit)

¹⁶⁵ OEDKOVEN 1989

sind in der Simulation etwa 5-10 K höher. Auswirkungen der Befestigungsvariante auf die Reibwertentwicklung zeigen Abbildung 47 und Abbildung 48. Bei der Variante 2 sind deutlich niedrigere Reibwerte zu erkennen. Zudem ist ein Abfall und Wiederansteigen des Reibwert zwischen den Schaltungen 20 und 30 zu erkennen.

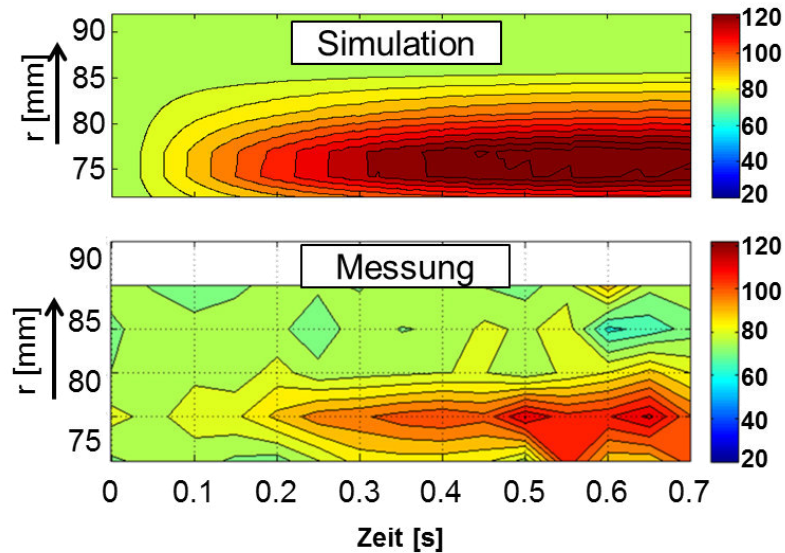


Abbildung 45: Temperaturverlauf in °C aus Simulation (oben) und Messung (unten) für Variante 1¹⁶⁶

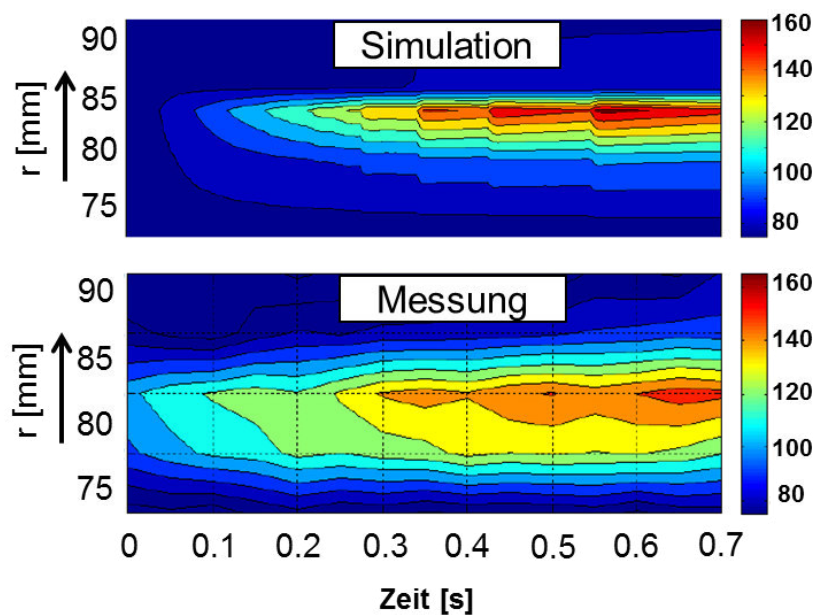


Abbildung 46: Temperaturverlauf in °C aus Simulation (oben) und Messung (unten) für Variante 2¹⁶⁷

¹⁶⁶ WATZL U. A. 2012 (betreute Studienarbeit)

¹⁶⁷ WATZL U. A. 2012 (betreute Studienarbeit)

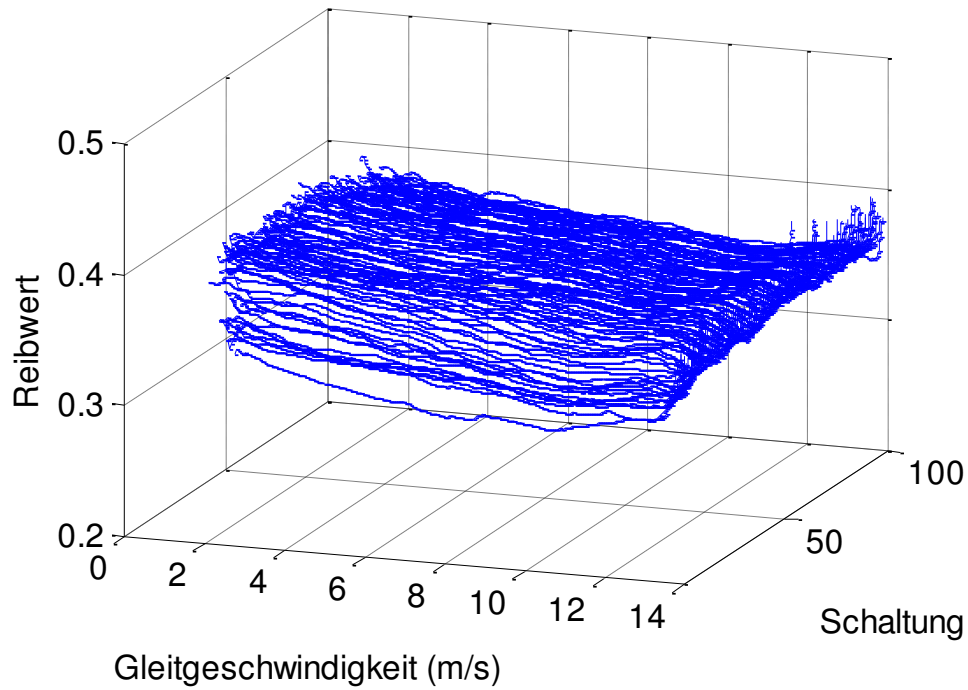


Abbildung 47: Reibwertverläufe bei Befestigungsvariante 1 - $q=0,61 \text{ J/mm}^2$, $\dot{q}=0,85 \text{ W/mm}^2$, $p=0,35 \text{ MPa}$, $v=14 \text{ m/s}$ ¹⁶⁸

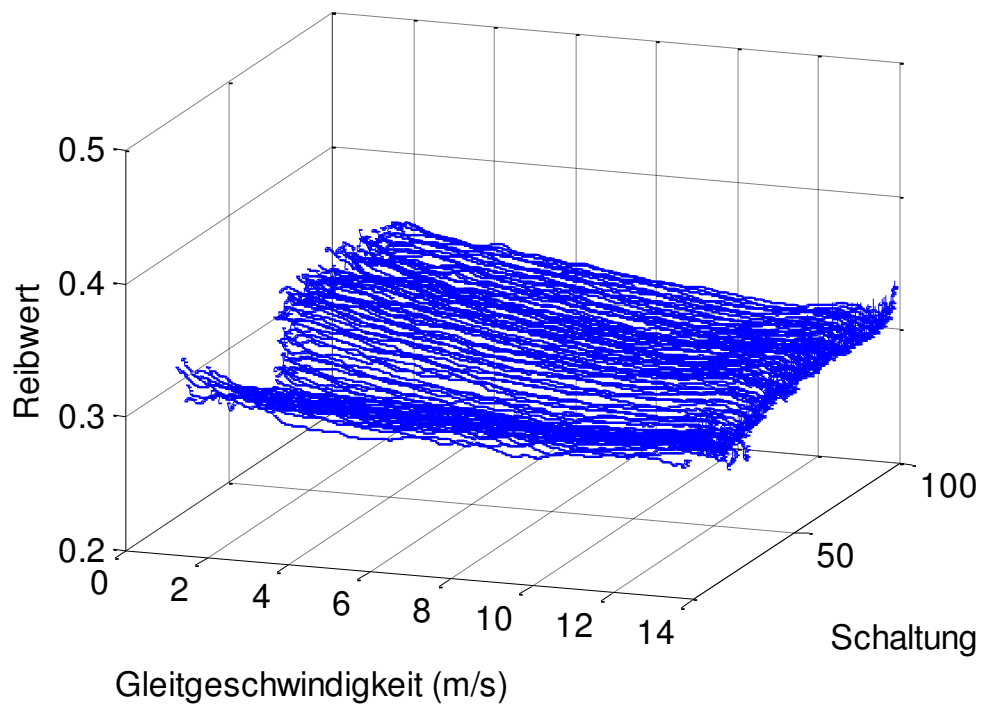


Abbildung 48: Reibwertverläufe bei Befestigungsvariante 2 - $q=0,61 \text{ J/mm}^2$, $\dot{q}=0,85 \text{ W/mm}^2$, $p=0,35 \text{ MPa}$, $v=14 \text{ m/s}$ ¹⁶⁹

¹⁶⁸ ALBERS, OTT, U. A. 2013

¹⁶⁹ ALBERS, OTT, U. A. 2013

Die Verformung aller Varianten (gemessen auf einem Radius oberhalb des inneren Teilkreisdurchmesser der inneren Verschraubung) zeigt Abbildung 49. Variante 1 weist die niedrigsten Verformungen auf und liegt deutlich unter den Werten aller anderen Varianten. In allen Verläufen sind drei über den Umfang verteilte Bereiche mit erhöhter Verformung zu erkennen. Diese Verformungen sind durch die drei Längsbohrungen im Belagträger (vgl. Abbildung 43) zu erklären. Bei der Variante 3 treten die höchsten Verformungen auf, da die Auswertung auf einem Radius kurz oberhalb des Teilkreisdurchmessers der inneren Verschraubung durchgeführt wurde. Damit ist auch das Verhalten der Variante 2 erklärbar. Neben den drei bereits genannten Bereichen erkennt man deutliche Schwingungen zwischen diesen Bereichen. Die Maxima befinden sich immer zwischen zwei Schrauben, wo sich die Gegenreißscheibe nach oben wölbt.

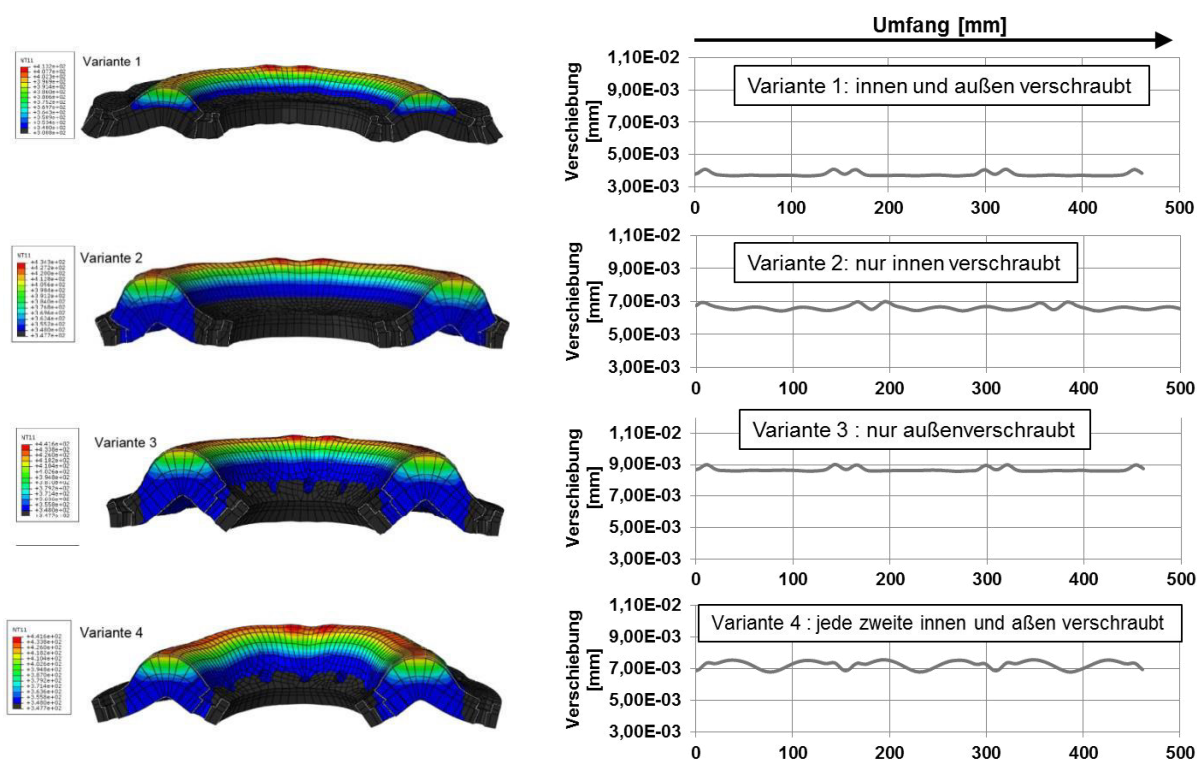


Abbildung 49: Verformungsbild (links) und Auswertung der Verformung auf einem Radius kurz oberhalb des Teilkreisdurchmesser der inneren Verschraubung (rechts) der berechneten Anbindungsvarianten^{170,171}

Die Auswertung der Temperatur zeigt das gleichen qualitative Verhalten, d.h. der Temperaturverlauf über den Umfang ist identisch zu den Verformungen und eine hohe Verformung hat eine hohe Temperatur zu Folge.

Es können folgenden Ergebnisse festgehalten werden:

¹⁷⁰ ALBERS, OTT, U. A. 2013

¹⁷¹ WATZL U. A. 2012 (betreute Studienarbeit)

1. Das erstellte Modell wurde durch Temperaturmessungen validiert.
2. Die lokale Belastung (Temperatur und Flächenpressung) im Reibkontakt hängt stark von der Art der Schraubenanordnung ab.
3. Variante 1 erzeugt die geringsten lokalen Belastungen aufgrund thermomechanischer Verformungen. Variante 2 und 4 verursachen eine stark inhomogene Verteilung der Flächenpressung und sind daher nicht geeignet.
4. Die Auswirkungen der Befestigungsvarianten zeigen auch erhebliche Auswirkungen auf die Reibwertverläufe. Treten höhere Spitzentemperaturen auf, so verringert sich das gemessene Reibwertniveau.

In den folgenden experimentellen Untersuchungen wird die Verschraubung nach Variante 1 verwendet.

4.3 Auswertung Reibwert

Den zeitlichen Ablauf der wesentlichen Messsignale einer Schaltung sind in

Abbildung 50 dargestellt. Der Abtriebsmotor des Prüfstands wird auf eine Nenn Drehzahl beschleunigt und anschließend auf elektrische Massensimulation umgestellt.

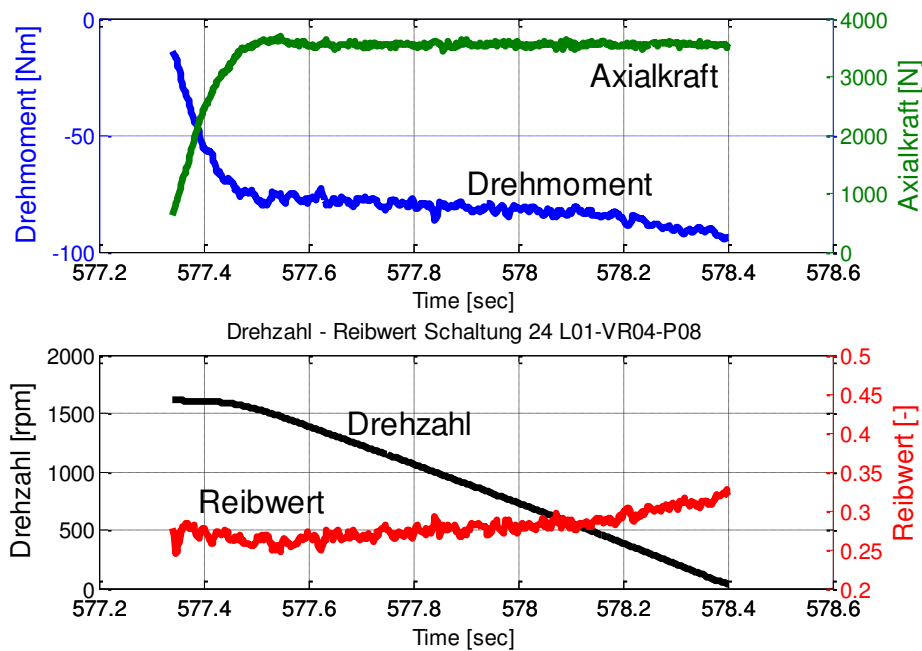


Abbildung 50: exemplarischer Messschrieb Bremsversuch (Der Auswertebereich für den mittleren Reibwert je Schaltung beschränkt sich auf den Bereich zwischen 5% und 95% der maximalen Gleitgeschwindigkeit)¹⁷²

¹⁷² ALBERS, OTT, U. A. 2013

Zum Zeitpunkt der Aktivierung der Massensimulation wird die Axialkraft F_{ax} in einer vorgegebenen Zeit auf den Zielwert aufgebaut und auf diese geregelt. Der Verlauf des Drehmoments wird unmittelbar am Prüfkopf aufgezeichnet und wird für die Berechnung des Reibwerts nach Formel 44 benutzt. Bei der Berechnung des Reibwerts wird der Reibradius r_m , welcher sich aus dem Außen- und Innenradius (siehe Formel 47) ergibt, verwendet.

$$\mu = \frac{M}{F_{ax} * r_m * z} \quad \text{Formel 44}$$

$$\text{mit } r_m = \frac{2}{3} * \frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2} \quad \text{Formel 45}$$

Für die Auswertung wird für jede Schaltung der mittlere Reibwert berechnet. Der Reibwert für eine Last- oder Referenzstufe ergibt sich aus dem Median des mittleren Reibwerts jeder Schaltung. Die Standardabweichung wird für jede Stufe ebenfalls berechnet.

4.4 Eingesetzter Reibbelag und Belaggeometrien

Für die Interpretation der Messergebnisse und die Parametrisierung der Simulationsmodelle sind die Werkstoffdaten essentiell. Die verwendeten Werte sind in Tabelle 4 aufgelistet. Bei temperaturabhängigen Werten wurden für die Simulationsmodelle die Werte des jeweiligen Temperaturbereichs hinterlegt.

| | Stahl C45 | Reibbelag R-218 |
|------------------------------------|--|-------------------------------------|
| E-Modul | 210 GPa | 501,25 MPa |
| Querkontraktionszahl | 0,281 – 0,297 *) | 0,42 |
| Wärmeleitfähigkeit | 34,1 W/(m*K) – 41,7 W/(m*K) *) | 1,1 W/(m*K) |
| Dichte | 7,8 g/(cm ³) | 2,02 g/(cm ³) |
| Wärmeausdehnungskoeffizient | 1,08*10 ⁻⁵ – 1,49*10 ⁻⁵ *) | 6,86*10 ⁻⁵ |
| Spez. Wärmekapazität | 0,423 J/(g*K) – 0,587 J/(g*K) *) | 0.897 J/(g*K) – 1.577 J/(g*K) *) |

Tabelle 4: Materialparameter der verwendeten Materialien (vgl.¹⁷³, Daten R-218: Quelle: Schaeffler Friction Products GmbH; *)temperaturabhängige Werte

¹⁷³ WATZL U. A. 2012 (betreute Studienarbeit)

Für die Wärmekapazität c_p des konnten die Werte aus Abbildung 51 verwendet werden.

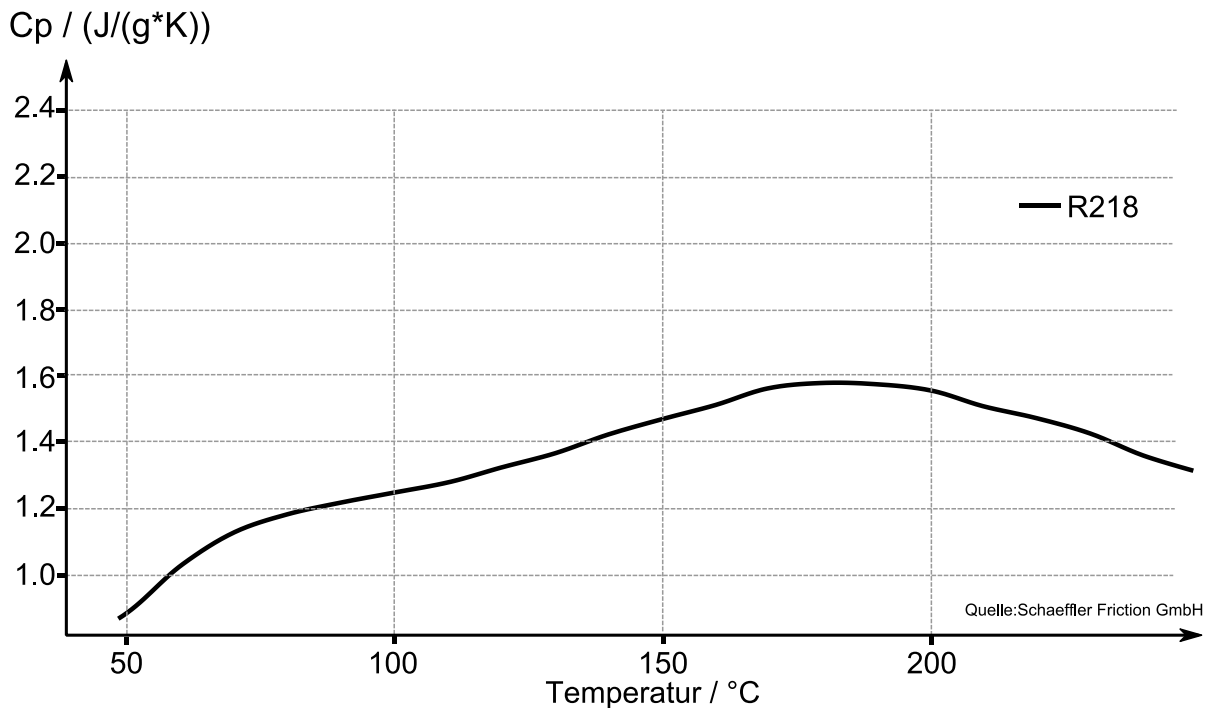


Abbildung 51: Wärmekapazität in Abhängigkeit der Temperatur des Reibbelags R218

Ein wichtiger Aspekt bei der Beurteilung des tribologischen Verhaltens eines Reibbelags und Gegenreibpartners ist die Untersuchung der Systemeinflüsse auf den Friktionskontakt. In dieser Arbeit wird insbesondere der Systemeinfluss der Reibbelagsgeometrie näher untersucht. So weisen die im Stand der Forschung vorgestellten Untersuchungen einen erheblichen Einfluss der Reibbelagsgeometrie auf das Reibwert-, Reibwertgradienten- und Verschleißverhalten auf. Abbildung 52 zeigt die untersuchten Varianten in dieser Arbeit. Ausgehend von einer Referenzgeometrie (Abbildung 52, Mitte) werden weitere Friktionspaarungen mit abweichender Gestalt untersucht. Die Varianten lassen sich in vier grundsätzliche Versuchsreihen einordnen:

1. Einfluss der Reibringbreite - Abbildung 52 (Versuchsreihe a)
2. Einfluss der Segmentierung - Abbildung 52 (Versuchsreihe b)
3. Einfluss des mittleren (rechnerischen)
Reibradius - Abbildung 52 (Versuchsreihe c)
4. Einfluss der Pelletgeometrie - Abbildung 52 (Versuchsreihe d)

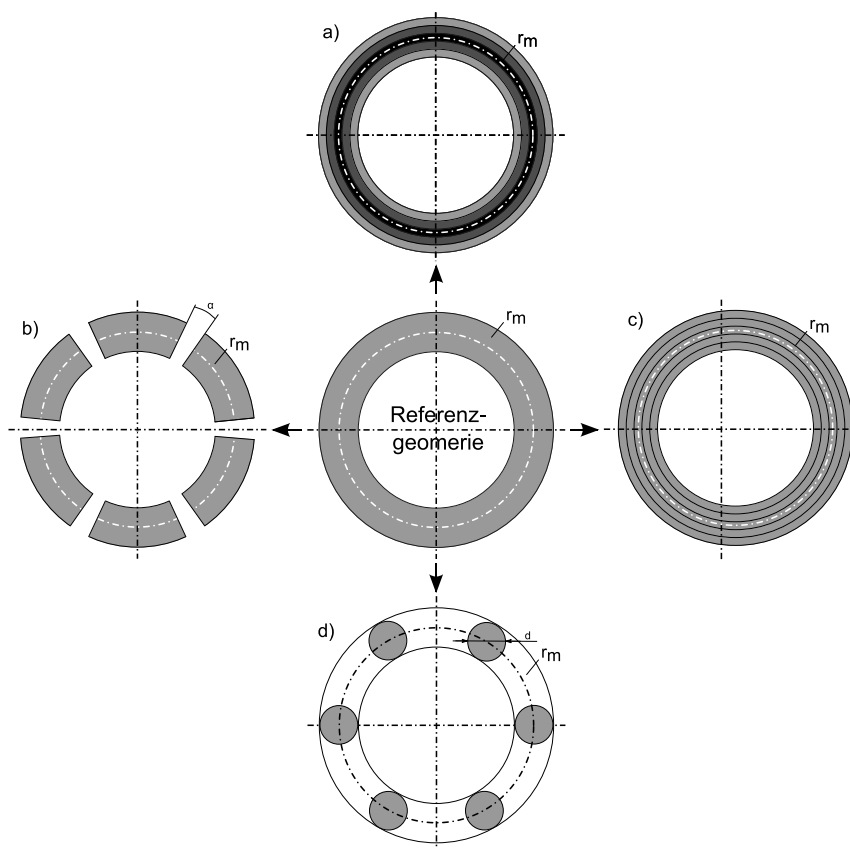


Abbildung 52: Untersuchte Reibbelagsgeometrien in dieser Arbeit (vgl. ALBERS et al. ¹⁷⁴)

Der mittlere Reibradius r_m ist in den Versuchsreihen a, b und d konstant. In der Versuchsreihe a wird der Einfluss der Ringbreite untersucht. Bei einer von der Referenzgeometrie ausgehenden sinkenden Ringbreite soll untersucht werden, wie stark der Überdeckungsgrad (Oberfläche Reibbelag/Oberfläche Gegenreibrscheibe) Einfluss auf den mittleren Reibwert und die Reibwertstreuung hat. Der Autor stellte bereits in vorangegangenen Untersuchungen einen deutlichen Einfluss fest (ALBERS et al. ¹⁷⁴). Aufgrund der geringeren absolut eingebrachten Energie bei geringeren Ringbreiten (spez. Belastung bleibt konstant) sind geringere thermomechanische Verformungen zu erwarten, die eine inhomogene Verteilung der Flächenpressung in der Belagoberfläche verursachen können. Es ist zu überprüfen, ob der mittlere Reibwert mit sinkender Ringbreite konvergiert (siehe Abbildung 53).

Der Einfluss der Segmentierung soll in der Versuchsreihe b behandelt werden. Hierfür wird der Winkel α (vgl. Abbildung 52) schrittweise vergrößert, um die Abhängigkeit des Reibwerts von der Segmentgröße beurteilen zu können. Der mittlere Reibradius r_m bleibt in dieser Versuchsreihe konstant und entspricht dem Reibradius der Referenzgeometrie.

¹⁷⁴ ALBERS, OTT, U. A. 2013

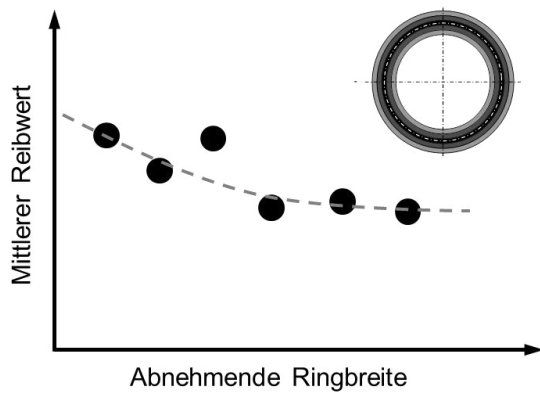


Abbildung 53: Versuchsreihe a

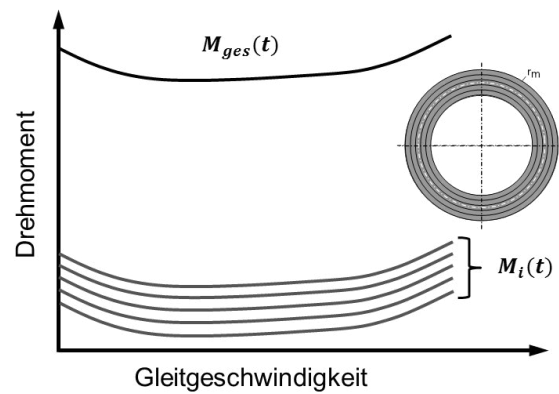


Abbildung 54: Versuchsreihe c

Versuchsreihe c dient der Analyse des Einflusses des mittleren Reibradius bei konstanter Ringbreite. Zusätzlich soll eruiert werden, ob die Summation der ermittelten Drehmomente M_i der einzeln getesteten Ringe in den Versuchsreihen sich zu dem Drehmoment M_{ges} der Referenzgeometrie zulässig ist. Das Ergebnis soll zeigen, ob eine Unterteilung der Friktionsfläche einer Kupplung oder Bremse in Elemente endlicher Größe und die Zuordnung eines Reibwertes jeder dieser Elemente grundsätzlich zielführend ist (siehe Abbildung 54).

Die Pelletgeometrien der Versuchsreihe d entsprechen einer Form, die im industriellen Umfeld für Teilbelagsuntersuchungen häufig eingesetzt wird. Diese Form kann schnell und kostengünstig gegenüber Ringen hergestellt werden und eignet sich daher gut, um z.B. ein Belagsscreening durchzuführen. Inwieweit die Übertragung der Pelletuntersuchungen auf die Ergebnisse der Referenzgeometrie und evtl. der anderen Versuchsreihen erlaubt ist, soll am Ende der Versuchsreihe d beantwortet werden.



Abbildung 55: Verklebter Reibbelag (links: Ringform; rechts: Pelletform)

5 Experimentelle Untersuchungen

5.1 Ergebnisse

5.1.1 Versuchsführung und Versuchsprogramm

Die Versuche werden im Bremsbetrieb durchgeführt. Der Ablauf einer Schaltung ist in Abbildung 56 dargestellt. Die Abtriebsseite des Prüfstands (Abbildung 40) wird auf die gewünschte Drehzahl (Drehzahl Prüfkopf) bei geöffneter Kupplung beschleunigt (t_0 - t_1). Zum Zeitpunkt t_2 wird die Massensimulation auf der Abtriebsseite aktiviert und die Axialkraft aufgebaut. In Abhängigkeit des Reibwertverhaltens stellt sich ein Drehmomentverlauf ein. Die im Friktionskontakt dissipierte Energie wird in Wärme umgesetzt und äußert sich im Temperaturverlauf der Gegenreibrscheibe (Abbildung 40). Der Temperaturverlauf in Abbildung 56 repräsentiert alle Temperaturmessstellen. Der Bremsverlauf ist zum Zeitpunkt t_3 abgeschlossen. Die Kupplung wird geöffnet und der nächste Schaltvorgang beginnt, wenn die Starttemperatur in der Gegenreibrscheibe erreicht ist.

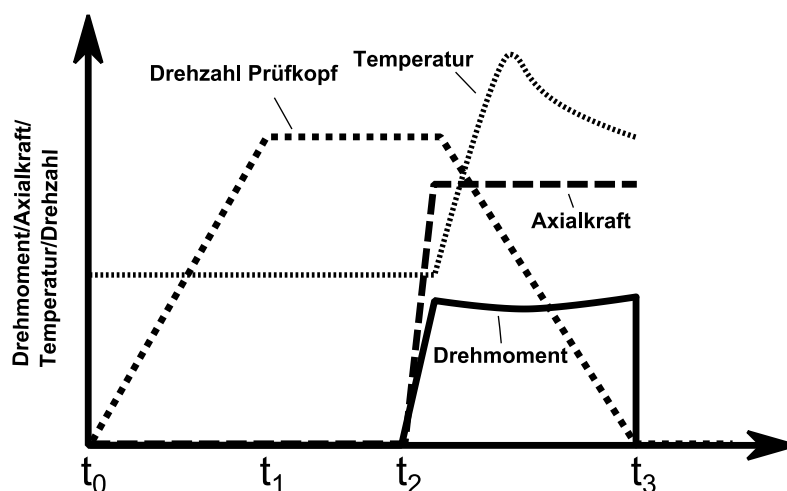


Abbildung 56: Schematischer Ablauf Bremsversuch

In der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss der Reibleistung und –arbeit auf das Reibwertverhalten untersucht. Der Autor nutzte zunächst das in ALBERS et al.¹⁷⁵ vorgestellte Versuchsprogramm. Es wurde in eigenen Versuchen jedoch festgestellt, dass die Belastungen in den ursprünglich angedachten Laststufen über der Leistungsgrenze liegen (Reibleistungen bis zu $4,5 \text{ W/mm}^2$). Der Belag war bereits nach etwa einem Drittel des Versuchsprogramms vollständig verschlissen. Mit

¹⁷⁵ ALBERS & SPÄTH 2011

diesen gewonnen Erkenntnissen wurde das Versuchsprogramm überarbeitet und anhand einer Belagsprobe auf Umsetzbarkeit überprüft. Tabelle 5 zeigt die einzelnen Parameter der neuen Laststufen. Alle Beläge werden zunächst einer Einlaufprozedur E unterzogen, um eine Reibschicht auszubilden. Anschließend werden die Laststufen gefahren. Nach jeder Laststufe wird eine Referenzstufe R (entspricht den spez. Belastungen der Einlaufprozedur E) durchgeführt. Die Referenzstufen haben den Zweck, tribologische Veränderungen in der Reibschicht durch die vorhergehende Laststufe zu identifizieren.

| | Reibenergie q_A [J/mm ²] | Reibleistung \dot{q}_A [W/mm ²] | v_{Gleit} [m/s] | Oberflächen- starttemperatur T_{Start} [°C] | Flächen- pression p [MPa] |
|-----|---|--|----------------------|---|---|
| E/R | 0,61 | 0,86 | 14 | 75 | 0,35 |
| L01 | 0,61 | 0,86 | 14 | 75 | 0,35 |
| L02 | 1,28 | 0,86 | 14 | 75 | 0,35 |
| L03 | 1,85 | 0,86 | 14 | 75 | 0,35 |
| L04 | 1,28 | 0,43 | 7 | 75 | 0,35 |
| L05 | 1,28 | 0,86 | 7 | 75 | 0,7 |
| L06 | 1,28 | 0,86 | 21 | 75 | 0,23 |
| L07 | 1,28 | 1,72 | 14 | 75 | 0,7 |
| L08 | 0,61 | 0,86 | 14 | 100 | 0,35 |
| L09 | 1,28 | 0,86 | 14 | 100 | 0,35 |
| L10 | 1,85 | 0,86 | 14 | 100 | 0,35 |
| L11 | 1,28 | 0,43 | 7 | 100 | 0,35 |
| L12 | 1,28 | 0,86 | 7 | 100 | 0,7 |
| L13 | 1,28 | 0,86 | 21 | 100 | 0,23 |
| L14 | 1,28 | 1,72 | 14 | 100 | 0,7 |

Tabelle 5: Laststufen zur Ermittlung des Einflusses von Reibleistung und –energie (Nach jeder Laststufe L wird eine Referenzstufe gefahren. Es werden in jeder Last- und Referenzstufe 100 Schaltungen durchgeführt)

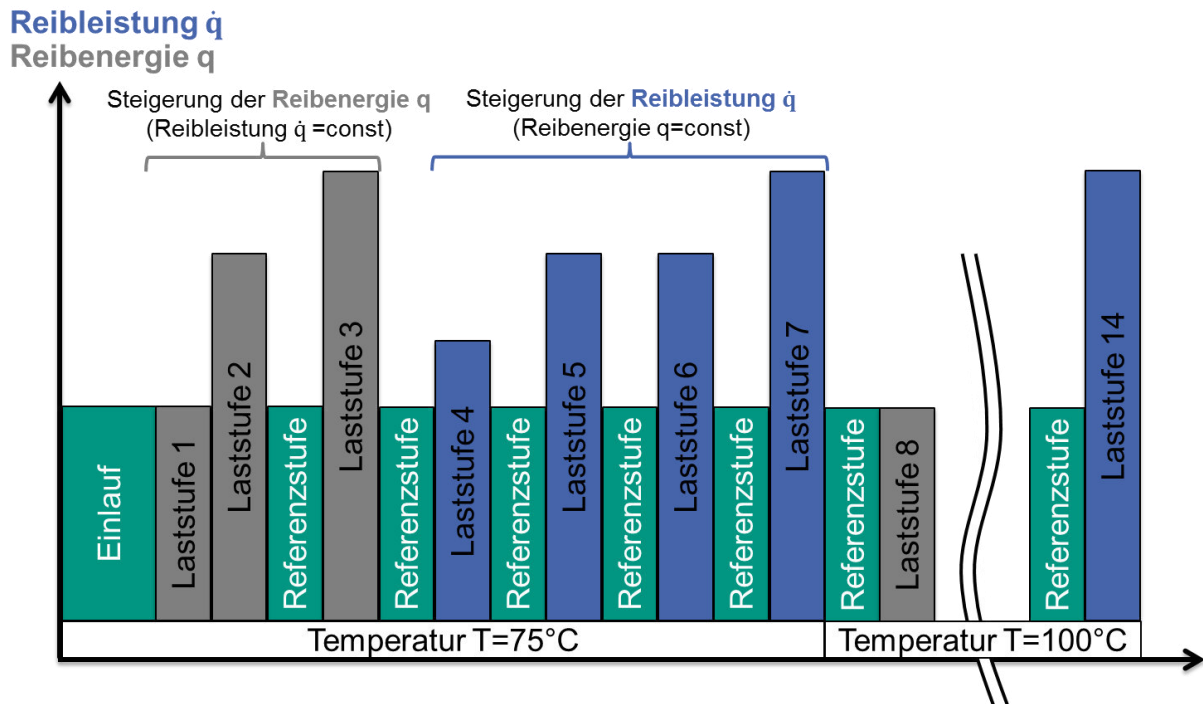


Abbildung 57: Graphische Darstellung des Versuchsprogramms aus Tabelle 5

5.1.2 Untersuchte Reibbelagsgeometrien

In der vorliegenden Arbeit werden drei grundsätzliche Reibbelagsgeometrien (Tabelle 6) untersucht. Die Reibbelagszusammensetzung ist stets die gleiche (siehe Kapitel 4.4). Ziel der Untersuchungen ist es zu prüfen, ob eine Übertragung des tribologischen Verhaltens zwischen den Varianten zulässig ist.

In den folgenden Versuchen wird Reibbelag in weiteren Geometrien hergestellt. Bei den Untersuchungen des Vollrings werden die Parameter Ringbreite b und der Reibradius r_m untersucht. Durch Variation der Ringbreite b soll überprüft werden inwieweit z.B. ein hoher Energieeintrag zu thermomechanischen Verformungen führen kann, der sich negativ auf das Tragbild und somit auf den Reibwert auswirken kann. Die Änderung des Reibradius erfolgt, um u.a. die Ergebnisse des Standes der Forschung (siehe 2.5.1) für diesen Belag zu überprüfen.

Mit den Varianten b und c soll durch die stetige Reduzierung der Reibfläche analysiert werden, ob und welchen Einfluss die Reibbelagsform auf das Reibwertverhalten hat. Insbesondere für die Reibbelagsentwicklung sind diese Erkenntnisse wichtig, da man bestrebt ist mit einfachen Geometrien möglichst Ergebnisse zu erzielen, die auf den Vollring (bzw. das spätere Kupplungs- oder Bremssystem) übertragbar sind.

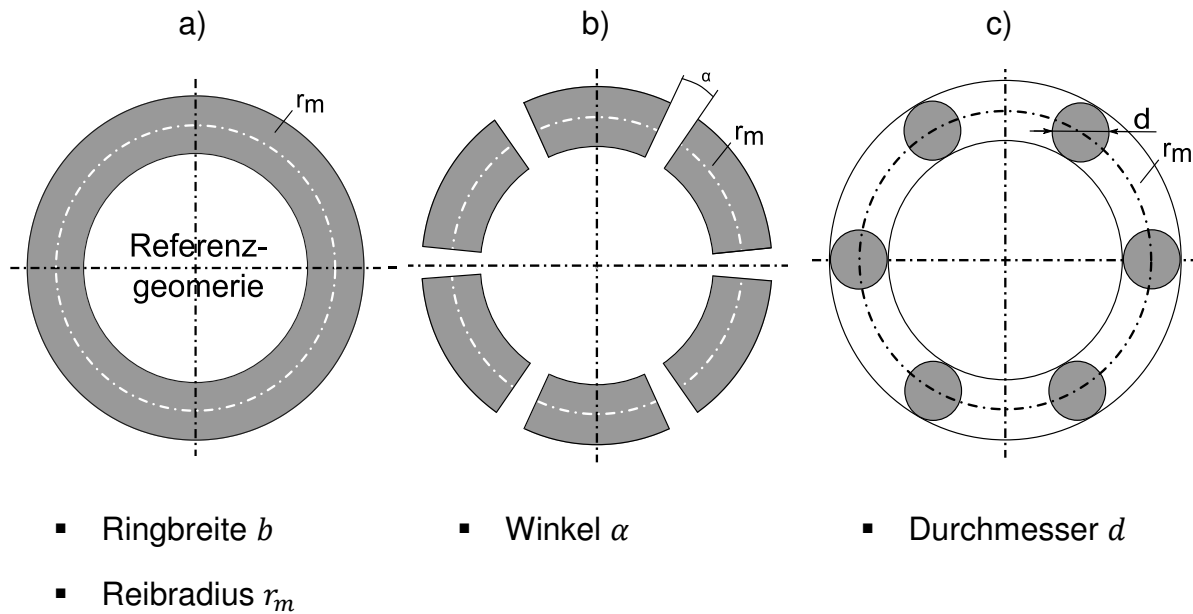


Tabelle 6: Reibbelagsgeometrien in dieser Arbeit

5.1.3 Einfluss der Reibringbreite

Der Einfluss der Geometrieparameter Reibflächengröße, Reibflächenbreite und Reibflächenform soll durch schrittweise Variation der Belaggeometrie ausgehend vom Vollring bis zur Pelletgeometrie untersucht werden. Die in Tabelle 7 dargestellten Varianten wurden durch eine schrittweise Reduzierung der Ringbreite untersucht.

| Paarung | Fläche [mm ²] | da [mm] | di [mm] | da/di [-] | Ringbreite [mm] | r_m [mm] |
|---------|------------------------------|------------|------------|--------------|--------------------|---------------|
| P04 | 12475,07 | 188 | 139,5 | 1,35 | 24,25 | 82,5 |
| P08 | 10304,20 | 184 | 144 | 1,28 | 20 | 82,5 |
| P09 | 8010,28 | 180 | 149 | 1,21 | 15 | 82,5 |
| P10 | 5167,92 | 174,5 | 154,5 | 1,13 | 10 | 82,5 |
| P11 | 2591,81 | 170 | 160 | 1,06 | 5 | 82,5 |

Tabelle 7: Untersuchte Varianten zur Bestimmung des Einflusses der Reibringbreite

Damit eine statistische Aussage über die Ergebnisse getroffen werden kann, wurde der durchschnittliche Reibwert je Laststufe aus 100 Schaltungen berechnet.

5.1.3.1 Einlaufverhalten

Vor der Untersuchung des Einflusses der Reibleistung und der Reibenergie wurde mit den Paarungen aus Tabelle 7 ein Einlaufprozess durchgeführt. Die spezifischen Parameter waren für alle Paarungen identisch und sind in Tabelle 8 aufgelistet. Mit dem Einlaufprozess soll sichergestellt werden, dass sich die Oberflächen der

Friktionspaarung aus Reibbelag und Gegenreibe scheibe anpassen können, so dass ein möglichst homogenes Tragbild entsteht. Dieses homogene Tragbild führt dann zu einem stabilen Reibwertverhalten.

| Reibenergie q | Reibleistung \dot{q} | Flächenpressung p | Startgleitgeschwindigkeit v_{start} |
|------------------------|---------------------------|------------------------|--|
| 0,61 J/mm ² | 0,86 W/mm ² | 0,35 MPa | 14 m/s |

Tabelle 8: spez. Parameter für Einlaufprozess

Abbildung 58 zeigt das Reibwertverhalten bei den untersuchten Paarungen während des Einlaufprozesses. Zu Beginn des Prozess ist eine sehr große Streuung ($\mu_{min}=0,16$, $\mu_{max}=0,48$) zwischen den einzelnen Paarungen zu beobachten. Die Paarung mit der größten Ringbreite (P04) zeigt zu Beginn einen Reibwertanstieg, wohingegen die Paarung mit der geringsten Ringbreite (P11) einen kontinuierlichen Reibwertanstieg aufweist. Die Reibwerte aller anderen Paarungen liegen dazwischen. Gegen Ende des Einlaufprozess (ab Schaltung 220) befinden sich die Reibwerte in einem deutlich engeren Band ($\mu_{min}=0,28$, $\mu_{max}=0,35$).

Es kann insgesamt festgehalten werden, dass mit abnehmender Ringbreite der Reibwert zunächst abnimmt, sich jedoch nach einer gewissen Anzahl von Schaltungen stabilisiert und die Paarungen ein ähnliches Reibwertniveau erreichen. Bei der Betrachtung des Reibwertgradienten ist ein anderes Verhalten zu beobachten. Die Reibwertgradienten liegen nach dem Einlaufprozess deutlich auseinander und unterscheiden sich zudem durch einen positiven Reibwertgradienten, also einem Reibwertverhalten mit dämpfenden Eigenschaften bei den Paarungen P09, P04 und einen negativen Reibwertgradienten, also ein Reibwertverhalten mit anregenden Eigenschaften bei den Paarungen P08, P10, P11.

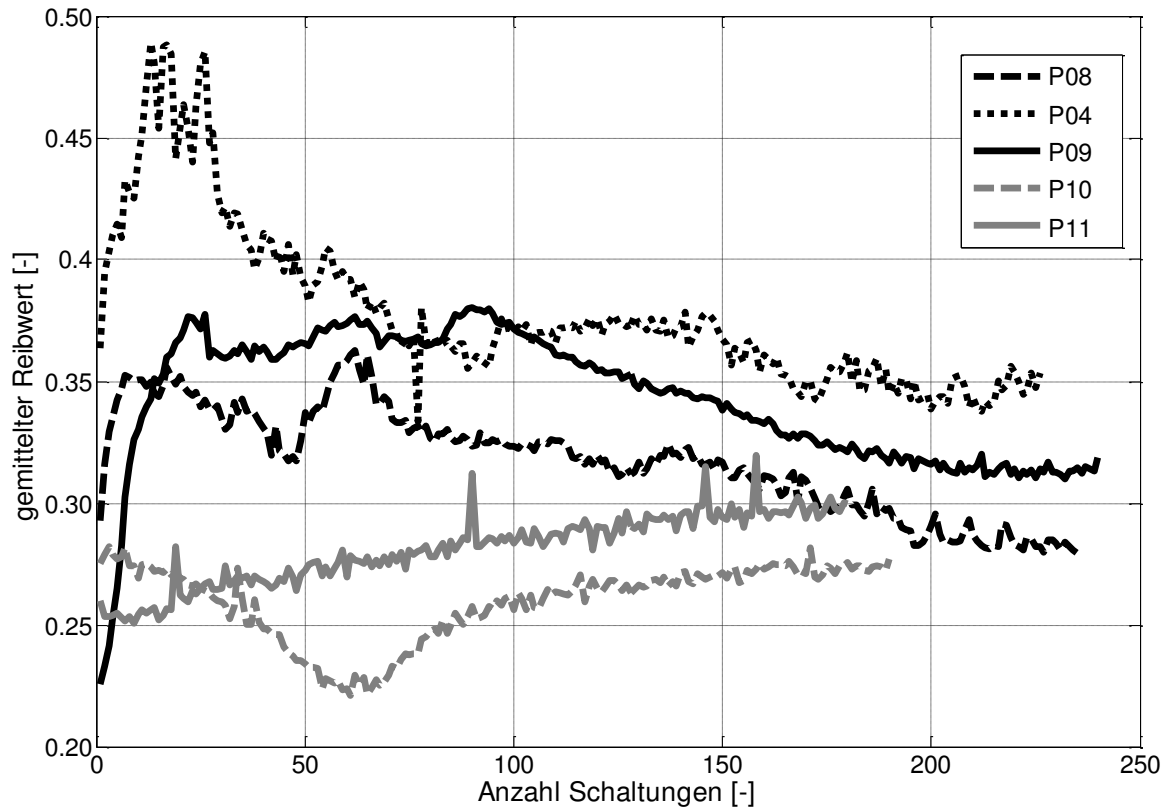


Abbildung 58: Reibwertverhalten während des Einlaufprozesses der Proben P04 , P08, P09, P10, P11 aus Tabelle 6 auf Seite 68

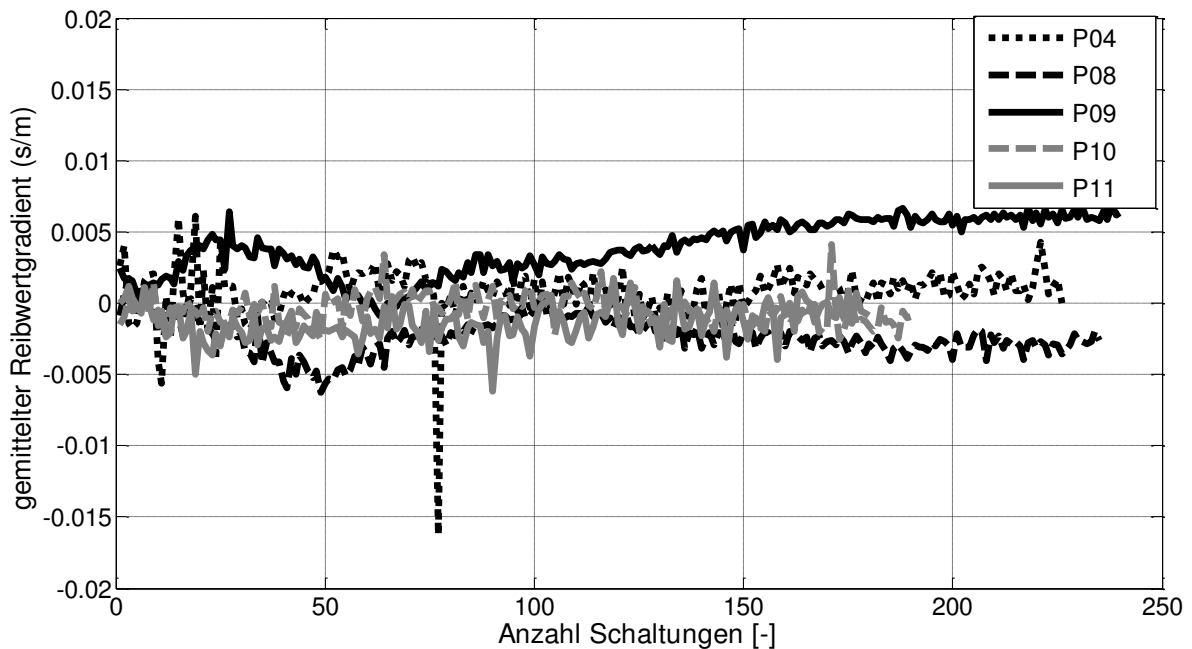


Abbildung 59 Reibwertgradientenverhalten während des Einlaufprozesses ($q_A = 0,61 \text{ J/mm}^2$, $\dot{q}_A = 0,86 \text{ W/mm}^2$, $v_{start} = 14 \text{ m/s}$, $p = 0,35 \text{ MPa}$)

Die Vorgänge in Abbildung 58 lassen sich in Anlehnung an das Modell nach MUSIOL¹⁷⁶ erklären. Im Einlaufprozess wurde bei allen Proben eine Starttemperatur von 25°C definiert und das Prüfprogramm wurde temperaturgeregelt abgefahren. Die Regeltemperatur betrug 75°C. Sobald an allen Temperaturmessstellen 75°C unterschritten wurde, startete die nächste Schaltung.

Bei dem Versuch mit der Reibpaarung P04 wird absolut am meisten Energie im Friktionskontakt in Wärme umgewandelt, da diese Paarung die größte nominelle Reibfläche besitzt. Es ist davon auszugehen, dass im Neuzustand nur wenige Oberflächenbereiche am Reibprozess teilnehmen, da beide Oberflächen fertigungsbedingt makroskopische Unebenheiten besitzen. Aufgrund der wenigen am Reibprozess teilnehmenden Oberflächen steigen die lokalen Reibleistungen und damit die Temperatur an. Im Reibkontakt übertragen Schubspannungen das entstehende Reibmoment. Mit zunehmender Temperatur (aufgrund der Reibleistung) steigt die Schubspannung und somit das lokale Reibmoment an (vgl. MUSIOL¹⁷⁷), was zu einem erhöhten Reibwert in der Messung führt. Erreicht nun die lokale Schubspannung die Schubfestigkeit, wird nach der Vorstellung von MUSIOL¹⁷⁸ das Oberflächenelement herausgerissen und nimmt nicht mehr am Reibprozess teil. Bei der Paarung P04 ist dies durch den Anstieg des Reibwerts zu erkennen. Nach etwa 75 Schaltungen pendelt sich der Reibwert jedoch ein, was durch ein Angleichen der beiden Oberflächen durch zuvor eingetretene Verschleißvorgänge zu erklären ist. Die lokalen Reibleistungen sinken nun wieder ab, da die reale Reibfläche zugenommen hat. Der Reibwert stabilisiert sich dadurch.

Den Reibwerteinbruch zu Beginn des Einlaufprozesses der Paarung P10 und P11 kann man durch die geringe Oberflächenstarttemperatur in den ersten 100 bis 150 Schaltungen begründen. Aufgrund der deutlich geringeren absolut eingebrachten Reibenergie benötigen diese Paarungen deutlich mehr Schaltvorgänge, um die gewünschte Temperatur von 75°C zu erzielen. Ab der 100. Schaltung ist dieser Zustand erreicht und der Reibwert stabilisiert sich. Der Reibwertanstieg der Paarung P11 zu Beginn des Einlaufprozesses begründet sich durch die gleichen Vorgänge wie bei Paarung P04. Da die nominelle Reibfläche wesentlich kleiner ist und sich die makroskopischen Unebenheiten weniger stark auswirken können, endet die Phase des Reibwertanstiegs und des anschließenden Reibwertabfalls früher. Die reale Reibfläche vergrößert sich durch die Verschleißvorgänge und der Reibwert kann sich mit zunehmender Starttemperatur stabilisieren.

¹⁷⁶ MUSIOL 1994

¹⁷⁷ MUSIOL 1994

¹⁷⁸ MUSIOL 1994

5.1.3.2 Einfluss der Reibleistung

Es ist allgemein bekannt, dass die Reibleistung einen hohen Einfluss auf das tribologische Verhalten hat. Die Reibleistung wird bestimmt durch die Flächenpressung, die Gleitgeschwindigkeit und den Reibwert. Im Folgenden soll der Einfluss Reibleistung und der Starttemperatur untersucht werden. Die Reibenergie $q=1,28 \text{ J/mm}^2$ wird dabei in allen Laststufen konstant gehalten. Für die Untersuchungen werden die Laststufen (vgl. Tabelle 5 / Seite 66) L02, L04, L05, L07 (Starttemperatur 75°C) und L09, L11, L12, L14 (Starttemperatur 100°C) herangezogen. Tabelle 10 gibt eine Übersicht über den mittleren Reibwert und dessen Standardabweichung für die jeweiligen Laststufen und Ringgeometrien. Man erkennt überwiegend eine sehr geringe Standardabweichung, was für ein konstantes und reproduzierbares Reibwertverhalten über alle Schaltungen der Laststufen spricht. Zudem beobachtet man eine deutliche Abhängigkeit zwischen Temperatur, Reibleistung und Reibgeometrie.

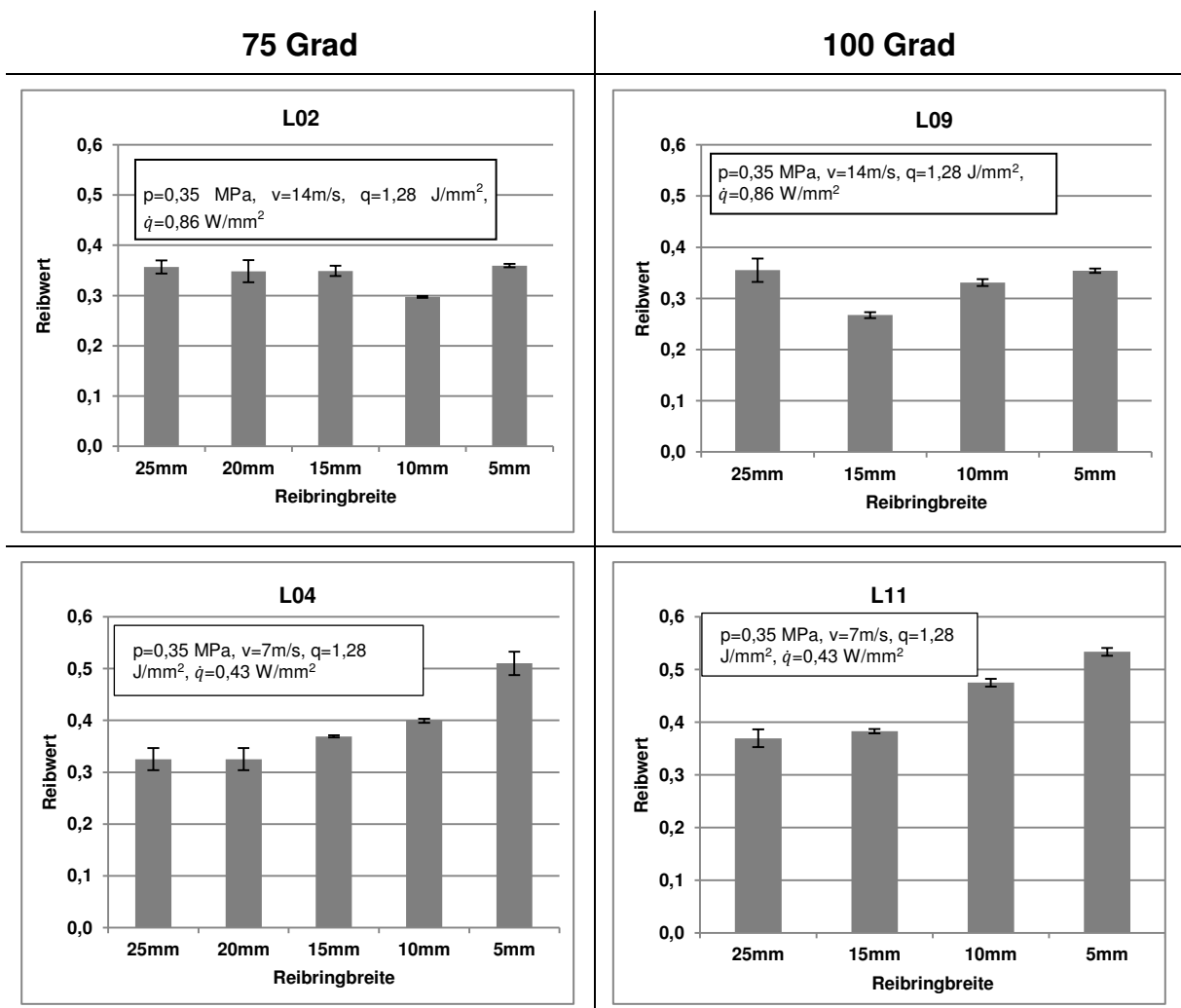


Tabelle 9: Mittelwert und Standardabweichung des mittleren Reibwerts unter Einfluss der Reibleistung und Temperatur

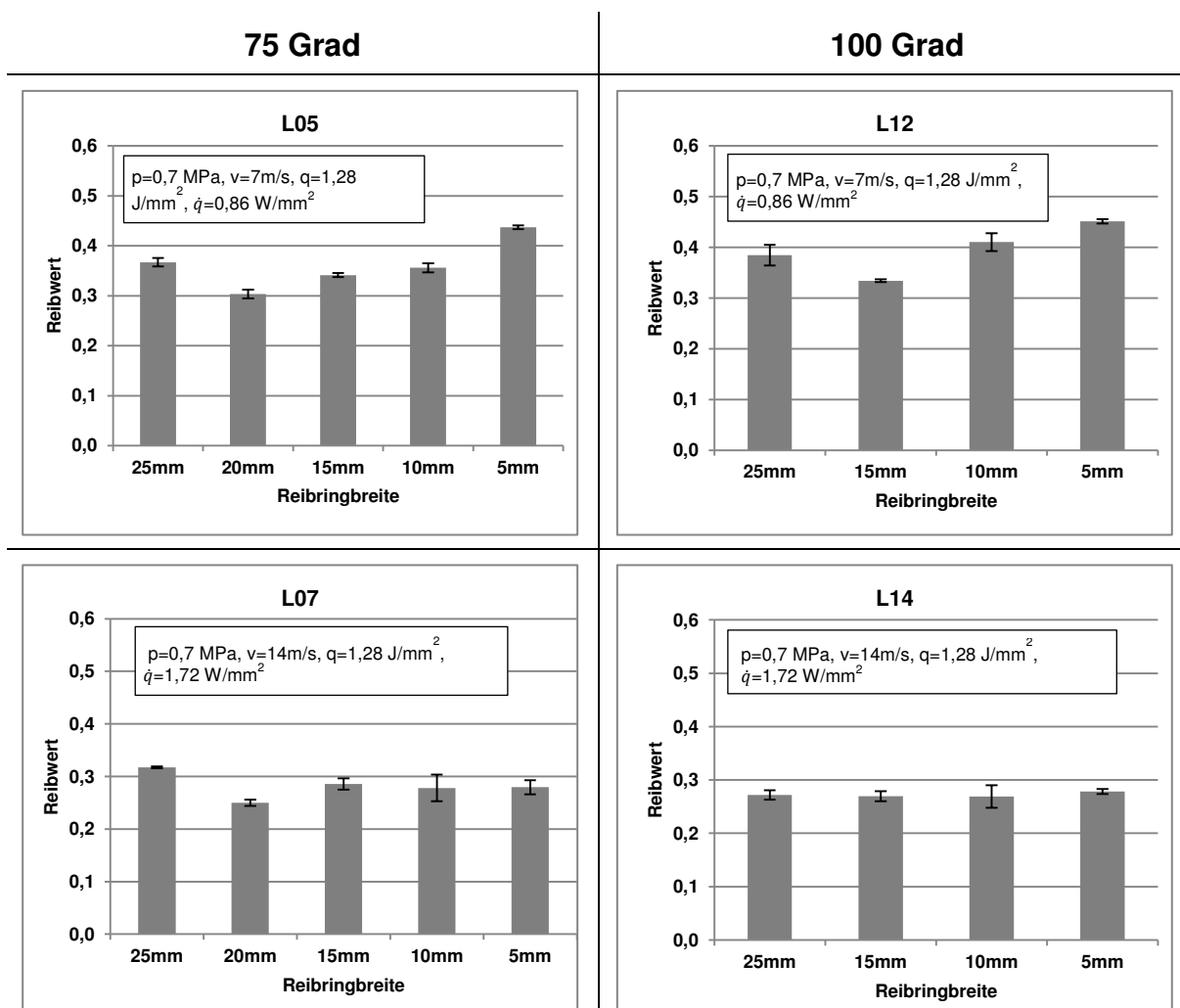


Tabelle 10: Mittelwert und Standardabweichung des mittleren Reibwerts unter Einfluss der Reibleistung und Temperatur

Um den Einfluss der Reibleistung besser zu verdeutlichen sind in Abbildung 60 die Mittelwerte über der spezifischen Reibleistung aufgetragen. Es wurden Versuche mit einer spezifischen Reibleistung von 0,43, 0,86 und 1,72 $\frac{W}{mm^2}$ durchgeführt. Die Ergebnisse sind für die beiden Starttemperaturen getrennt dargestellt. Die Reibleistung von 0,86 $\frac{W}{mm^2}$ wurde durch zwei Laststufen erreicht (L02/L09 und L05/L12). Diese unterscheiden sich in der Flächenpressung (0,35 und 0,7 MPa) und der Startgeschwindigkeit ($v=7m/s$ und $v=14m/s$). Aus beiden Diagrammen kann gelesen werden, dass mit zunehmender Ringbreite der Reibwert ansteigt. Dies zeigt sich besonders bei 100°C Starttemperatur und Reibleistungen ab 0,86 $\frac{W}{mm^2}$. Bei Reibleistungen, die kleiner als 0,86 $\frac{W}{mm^2}$ sind, erkennt man in beiden Temperaturbereichen zwar eine ähnliche Tendenz, aber die Reibwerte der Versuchsreihe P04 fallen aus der Reihe. Je höher die spezifischen Reibleistungen (1,72 $\frac{W}{mm^2}$) werden, desto mehr gleichen sich die Reibwerte an, insbesondere bei höherer Temperatur. Hier scheint der Einfluss der Ringbreite keine Rolle mehr zu

spielen. Der Einfluss der hier untersuchten Temperaturen ist ebenfalls marginal und liegt im Bereich der Standardabweichungen.

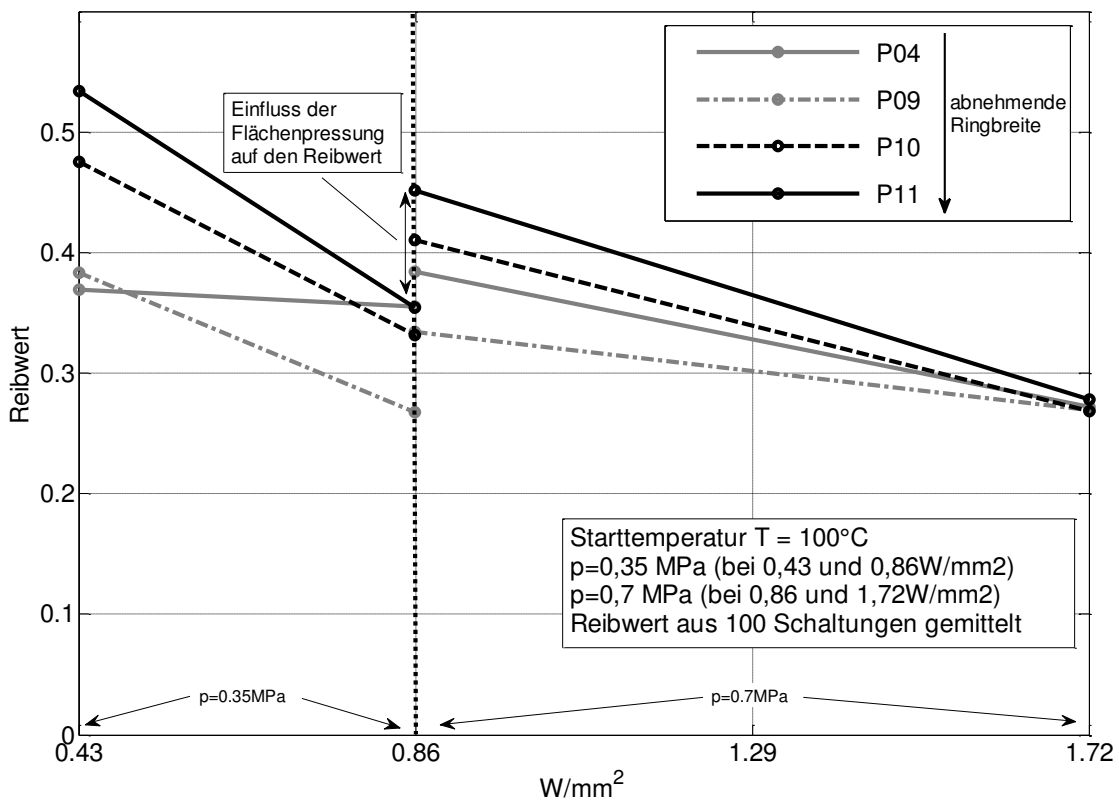
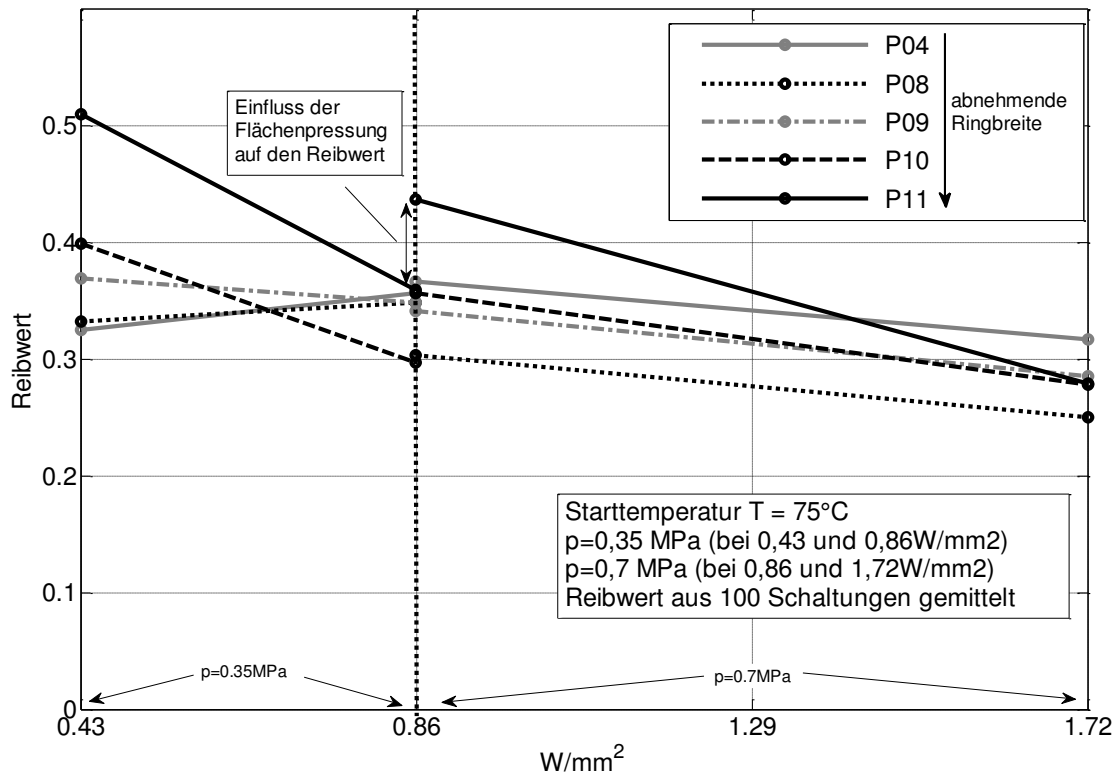


Abbildung 60: Einfluss der spezifischen Reibleistung auf das Reibwertverhalten bei unterschiedlichen Starttemperaturen

Im Hinblick auf den Reibwertgradienten (Abbildung 61) zeigt sich ein abweichendes Bild. Mit steigender Reibleistung ist bei allen Versuchsreihen (Ausnahme: P09 bei 100°C) ein Ansteigen des Reibwertgradienten zu beobachten. In beiden Temperaturbereichen sind die Reibwertgradienten überwiegend negativ und könnten einen angeschlossenen Antriebsstrang in RupfSchwingungen versetzen. Erst ab einer Reibleistung von etwa $\dot{q}_a = 1,30 \frac{W}{mm^2}$ sind die Reibwertgradienten positiv. Eine eindeutige Aussage über das Abhängigkeitsverhältnis zwischen Reibleistung und Reibwertgradient ist nur schwer möglich.

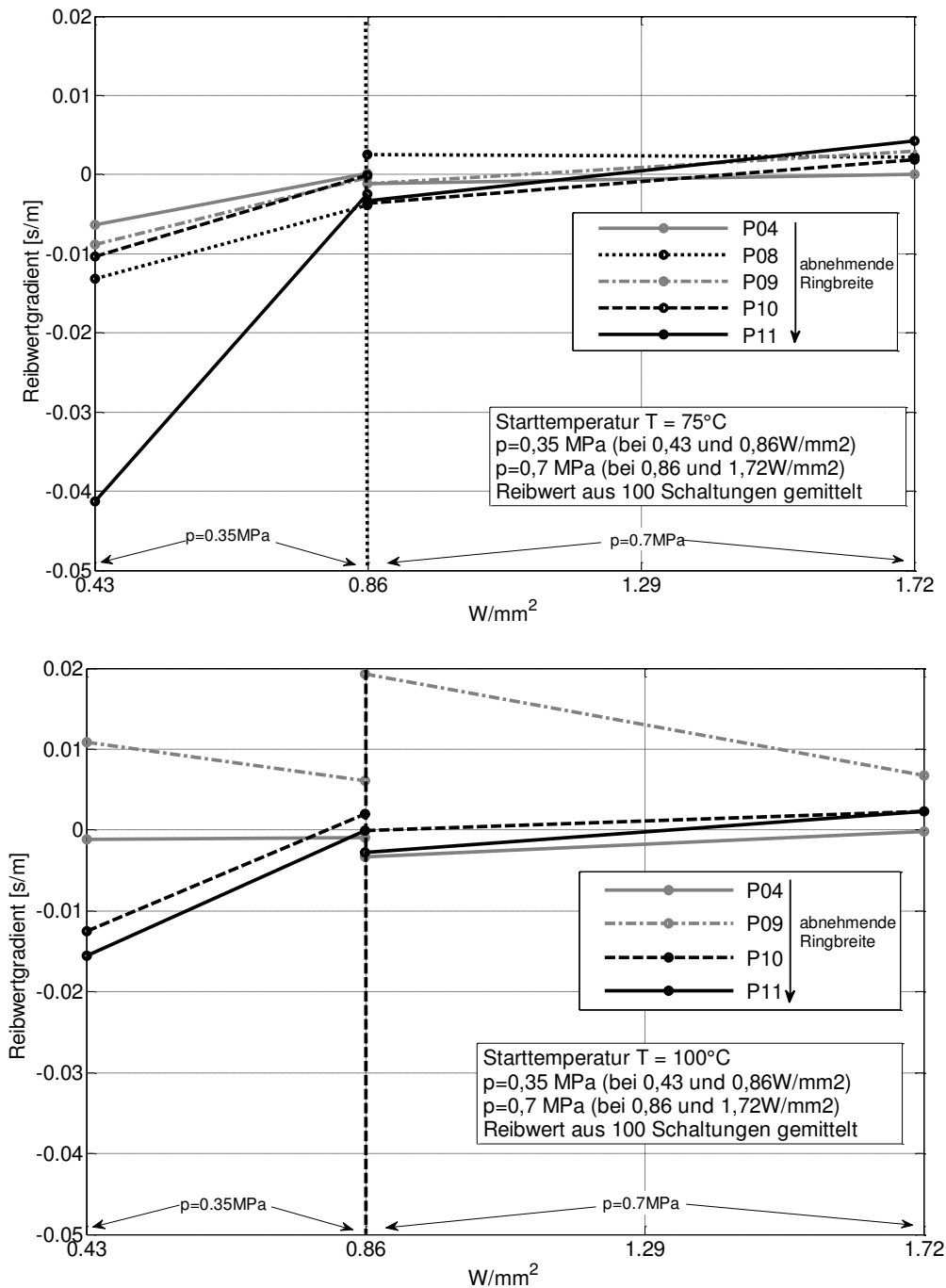


Abbildung 61: Einfluss der spezifischen Reibleistung auf das Reibwertgradientenverhalten bei unterschiedlichen Starttemperaturen

Für eine bessere Interpretation des Reibwertverhaltens wird der Reibwert μ über der Relativgeschwindigkeit Δn_{\max} dargestellt. Für jede Laststufe stehen 100 Bremsvorgänge zur Verfügung, die jeweils von einer bestimmten Drehzahl n_{\max} starten. Um das qualitative Verhalten aller Schaltungen zusammen zu fassen wurde an sieben definierten Relativgeschwindigkeiten (siehe Abbildung 62) der Reibwert aller Schaltungen ausgewertet und anschließend der Medianwert gebildet.

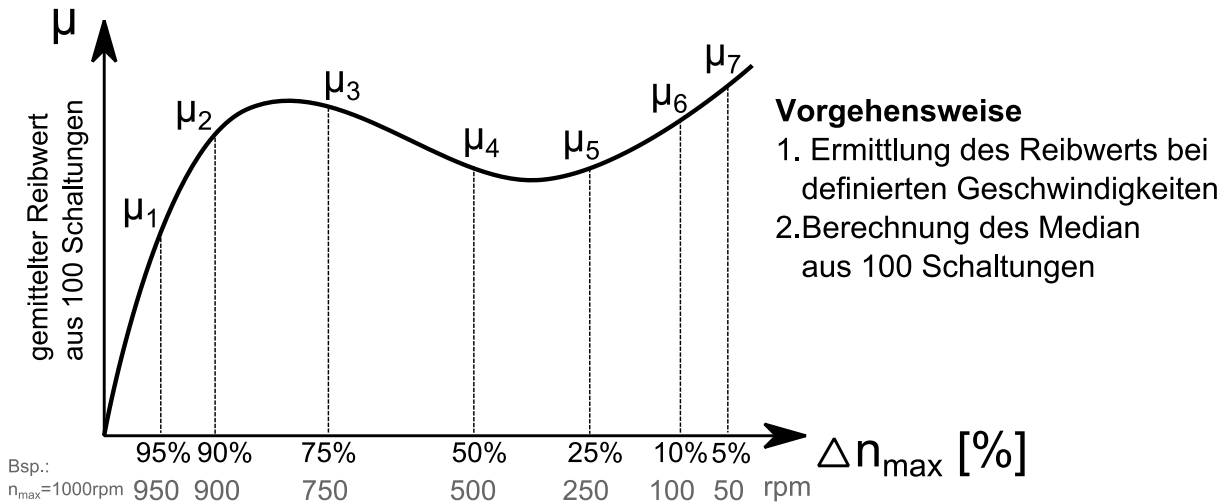
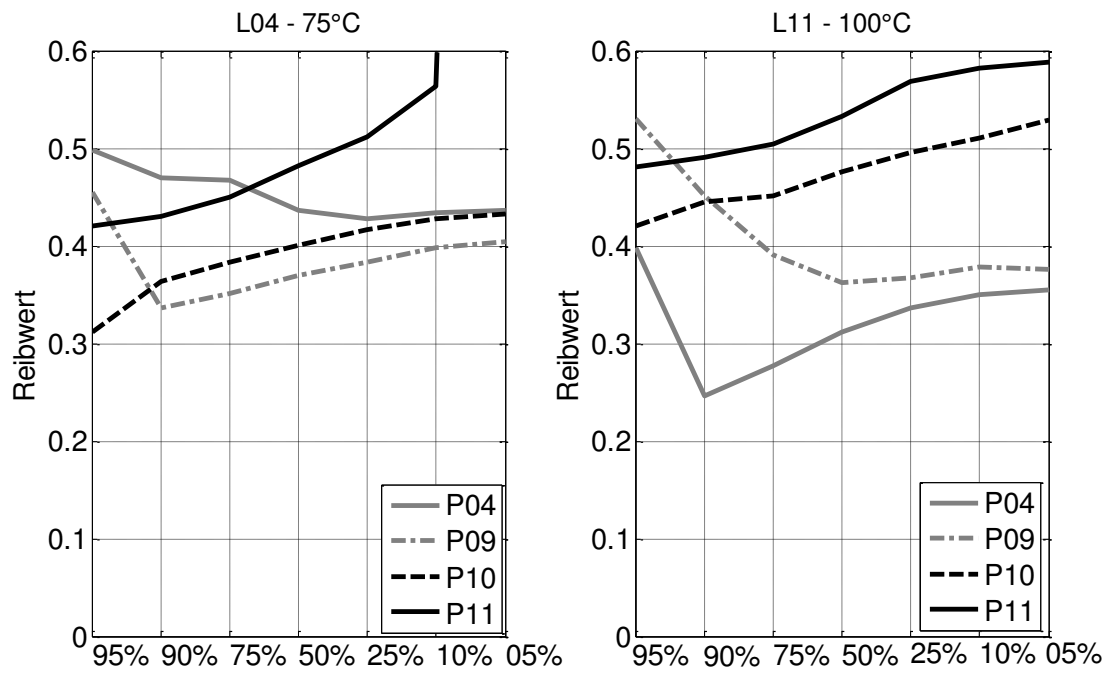


Abbildung 62: Auswertung zur Beurteilung des dynamischen Reibwertverhaltens (vgl. NAUNHEIMER¹⁷⁹)

Den Einfluss der Flächenpressung und der Temperatur auf das Reibwertverhalten zeigt Abbildung 63 und Abbildung 64. Grundsätzlich lässt sich feststellen, dass die Reibwertverläufe der Paarungen P10 und P11 in weiten Teilen linear verlaufen. In den Laststufen L05 und L12 ist dies nicht der Fall. Bei der Paarung P04 ist dagegen bei einer Temperatur von 100°C zu Beginn der Bremsung ein deutlicher Reibwertabfall und eine anschließende Reibwertzunahme zu beobachten. Es ist davon auszugehen, dass die Gegenreibrscheibe sich vor und auch während der Rutschphase verformt. Dies hat eine geringere reale Kontaktfläche zur Folge, da der Reibbelag nur in bestimmten Bereichen in radialer Richtung trägt (vgl. Abbildung 45). Dies führt zu einem höheren lokalen Energieeintrag, welcher hohe Temperaturen auf der Reibfläche verursacht. Diese hohen Temperaturen können das Reibmaterial derart schädigen, dass die maximal übertragbare Schubspannung und damit das Reibmoment absinkt. Wurde die Wärme in die umliegenden Bauteile abgeführt, sinkt die Temperatur am Friktionskontakt ab und es können nun wieder höhere Schubspannungen übertragen werden.

¹⁷⁹ NAUNHEIMER 2007

$p=0,35 \text{ MPa}$, $v=7\text{m/s}$, $q=1,28 \text{ J/mm}^2$, $\dot{q}=0,43 \text{ W/mm}^2$



↓ Erhöhung der Flächenpressung

$p=0,7 \text{ MPa}$, $v=7\text{m/s}$, $q=1,28 \text{ J/mm}^2$, $\dot{q}=0,86 \text{ W/mm}^2$

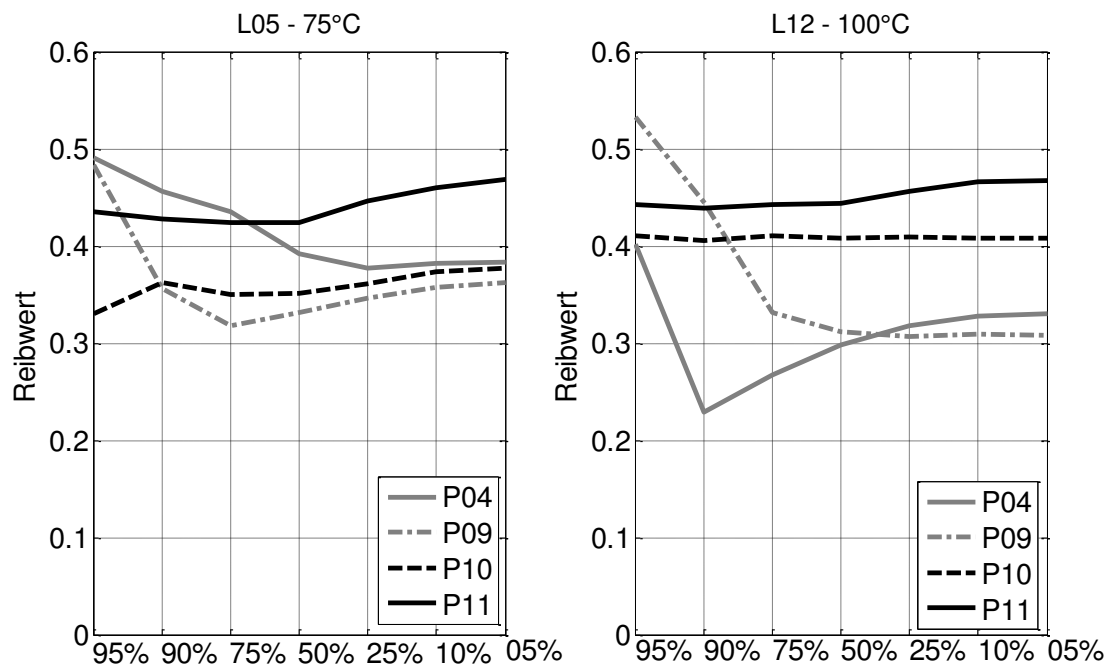


Abbildung 63: Einfluss der Betriebspunkte auf das dynamische Reibwertverhalten (100% = v_{max} , 0% = 0m/s)

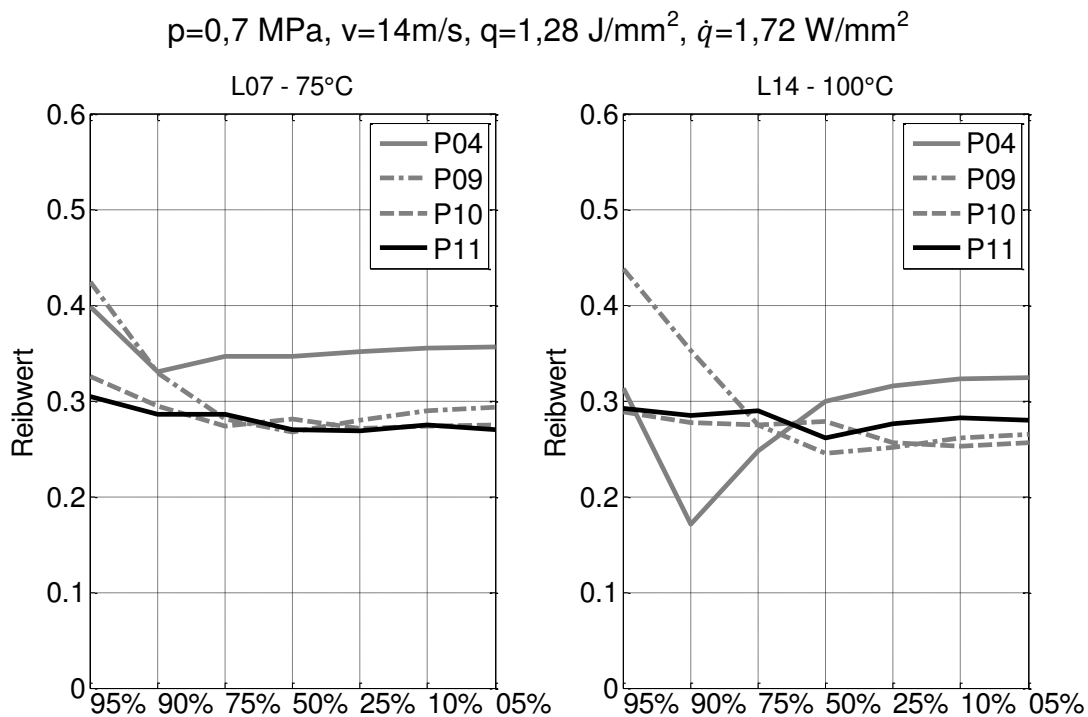
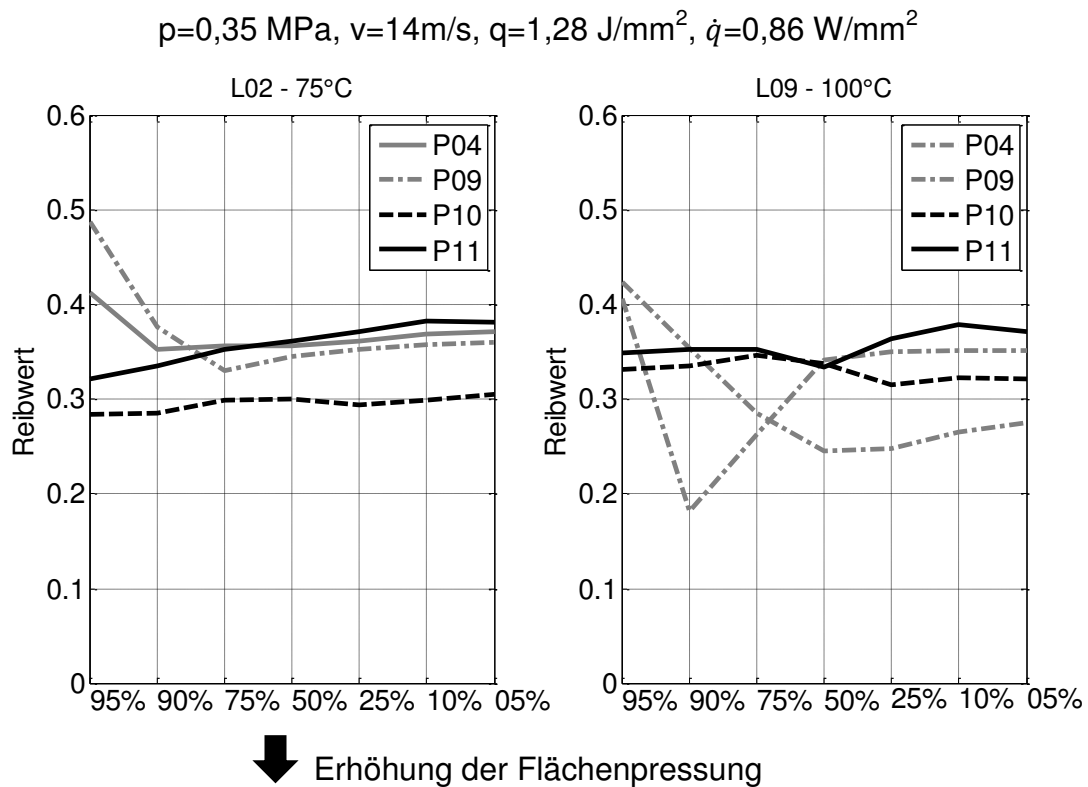
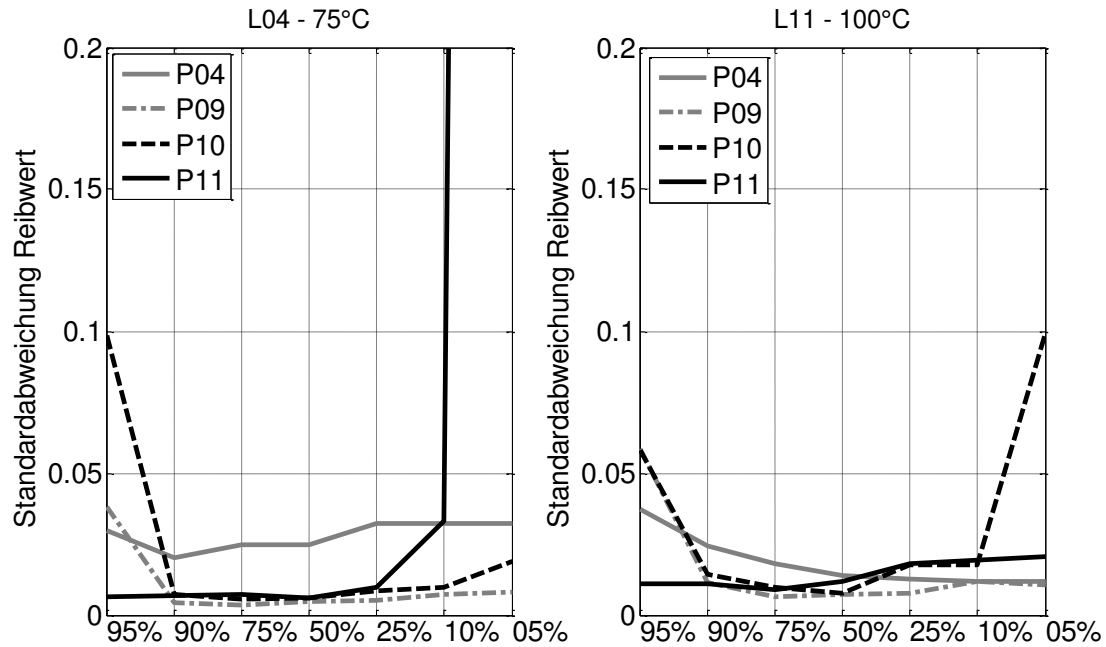


Abbildung 64: Einfluss der Betriebspunkte auf das dynamische Reibwertverhalten (100% = v_{\max} , 0% = 0m/s)

Damit kann auch das deutlich stabilere Verhalten der Paarungen P10 und P11 erklärt werden. Beide Reibbeläge weisen eine wesentlich geringe Ringbreite auf, wodurch sich der Belag besser an die verformte Gegenreibe anlegen und sich die Reibenergie homogener zwischen Belag und Gegenreibe verteilen kann. Das ist in beiden untersuchten Temperaturen beobachtbar. Für geregelte

Friktionssysteme sind z.B. solche Reibwertverläufe vorzuziehen, da ein von den spezifischen Belastungsparametern nahezu unabhängiger qualitative Verlauf für die Abstimmung der Regelungssoftware einfacher ist.

$$p=0,35 \text{ MPa}, v=7\text{m/s}, q=1,28 \text{ J/mm}^2, \dot{q}=0,43 \text{ W/mm}^2$$



↓ Erhöhung der Flächenpressung

$$p=0,7 \text{ MPa}, v=7\text{m/s}, q=1,28 \text{ J/mm}^2, \dot{q}=0,86 \text{ W/mm}^2$$

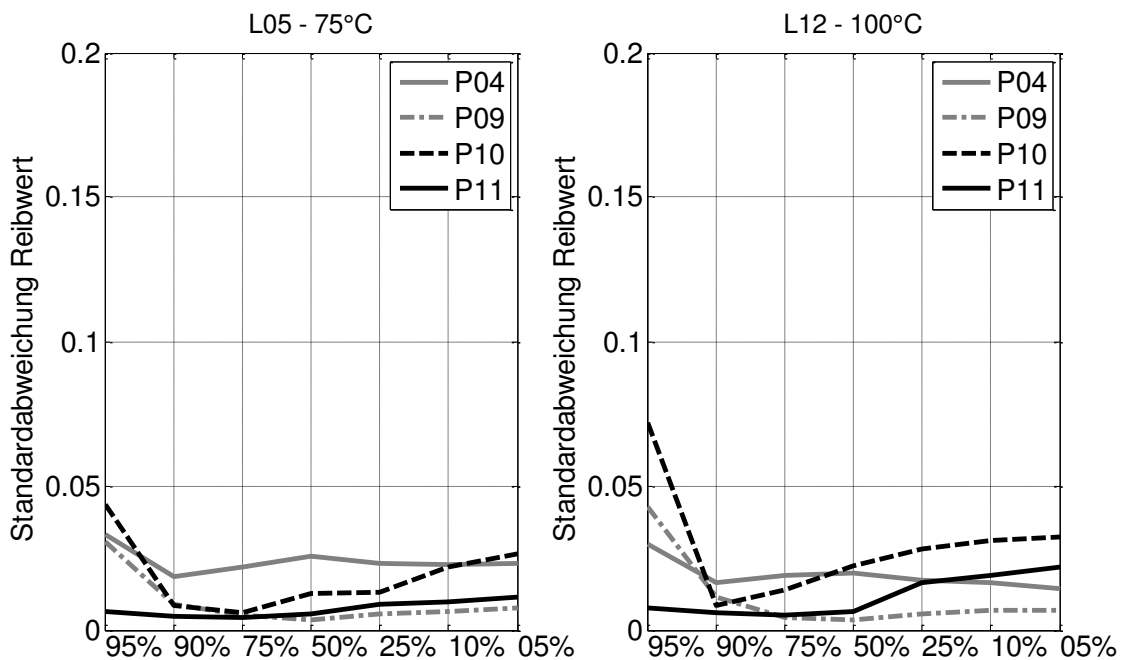
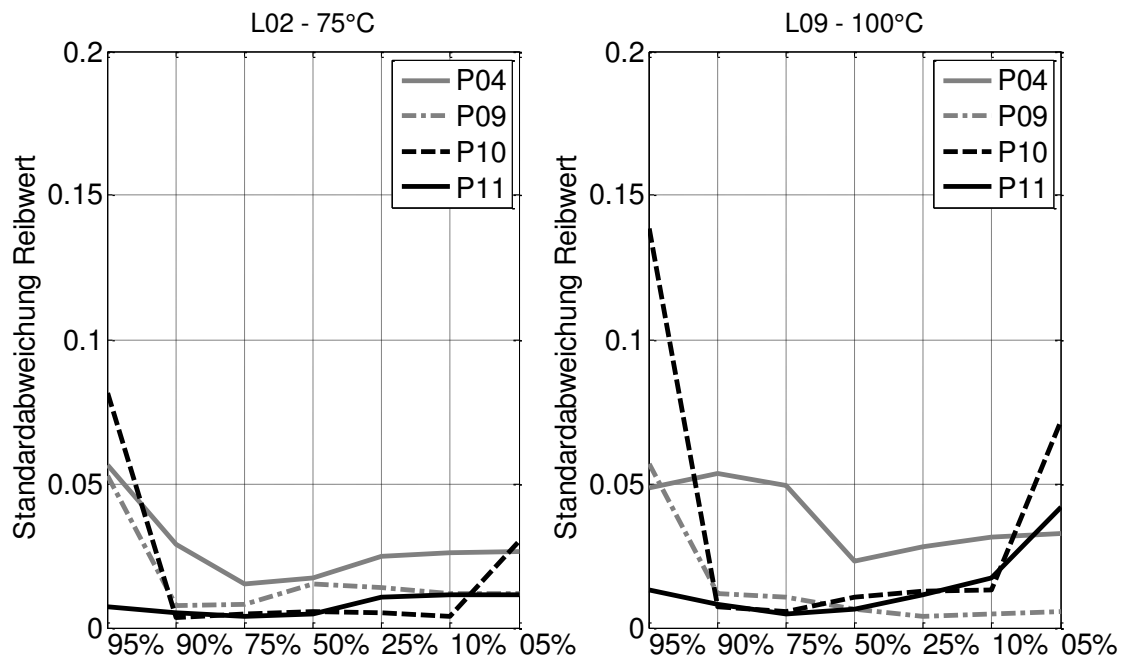


Abbildung 65: Einfluss der Betriebspunkte auf die Standardabweichung des dynamischen Reibwerts (100% = v_{max} , 0% = 0m/s)

$$p=0,35 \text{ MPa}, v=14\text{m/s}, q=1,28 \text{ J/mm}^2, \dot{q}=0,86 \text{ W/mm}^2$$



Erhöhung der Flächenpressung

$$p=0,7 \text{ MPa}, v=14\text{m/s}, q=1,28 \text{ J/mm}^2, \dot{q}=1,72 \text{ W/mm}^2$$

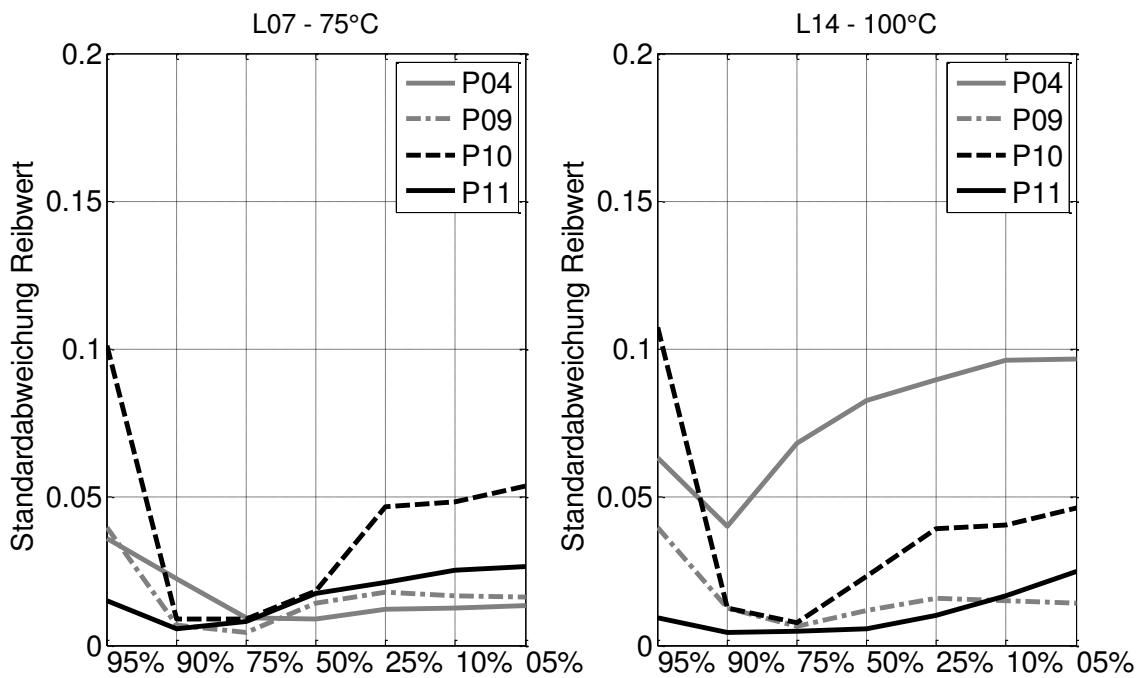


Abbildung 66: Einfluss der Betriebspunkte auf die Standardabweichung des dynamischen Reibwerts
(100% = v_{\max} , 0% = 0m/s)

5.1.3.3 Einfluss der Reibenergie

Die Ergebnisse des Kapitels 5.1.3.2 zeigen einen sehr hohen Einfluss der Reibleistung auf das Reibwertverhalten. Aus diesem Grund wird zur Untersuchung des Einflusses der Reibenergie die spezifische Reibleistung $\dot{q}_a = 0,86 \frac{W}{mm^2}$ konstant gehalten. Die unterschiedliche Reibenergie wird durch die abzubremsende Trägheit am Prüfstand realisiert. Die Flächenpressung ($p = 0,35MPa$) und die Startgeschwindigkeit ($v = 14m/s$) waren in den Laststufen ebenso unverändert (vgl. Tabelle 5). In Tabelle 11 ist zu erkennen, dass auch in diesen untersuchten Laststufen die Standardabweichung gering ist. Ein eindeutiger Einfluss der Temperatur ist im Gegensatz zu den Ergebnisse aus Kapitels 5.1.3.2 nicht zu erkennen.

Abbildung 67 und Abbildung 68 verdeutlichen das Reibwertverhalten gegenüber der spezifischen Reibenergie. Ein erkennbarer Zusammenhang ist nicht festzustellen. Die mittleren Reibwerte befinden sich unabhängig von der Reibenergie und auch der Temperatur auf einem ähnlichen Niveau.

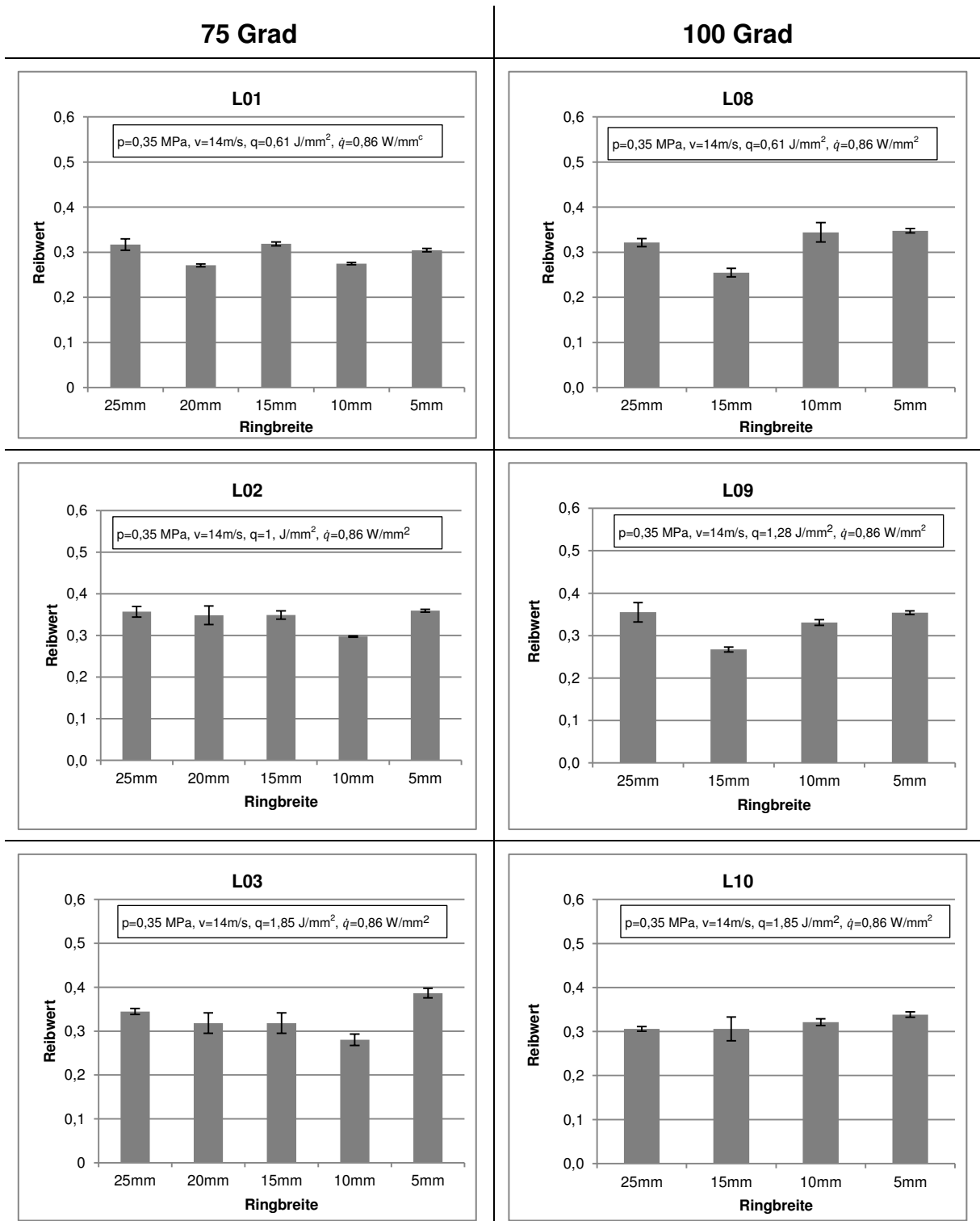


Tabelle 11: Mittlerer Reibwert und Standardabweichungen in den Laststufen 1-3 bzw. 8-10 zur Beurteilung des Einflusses der Reibenergie

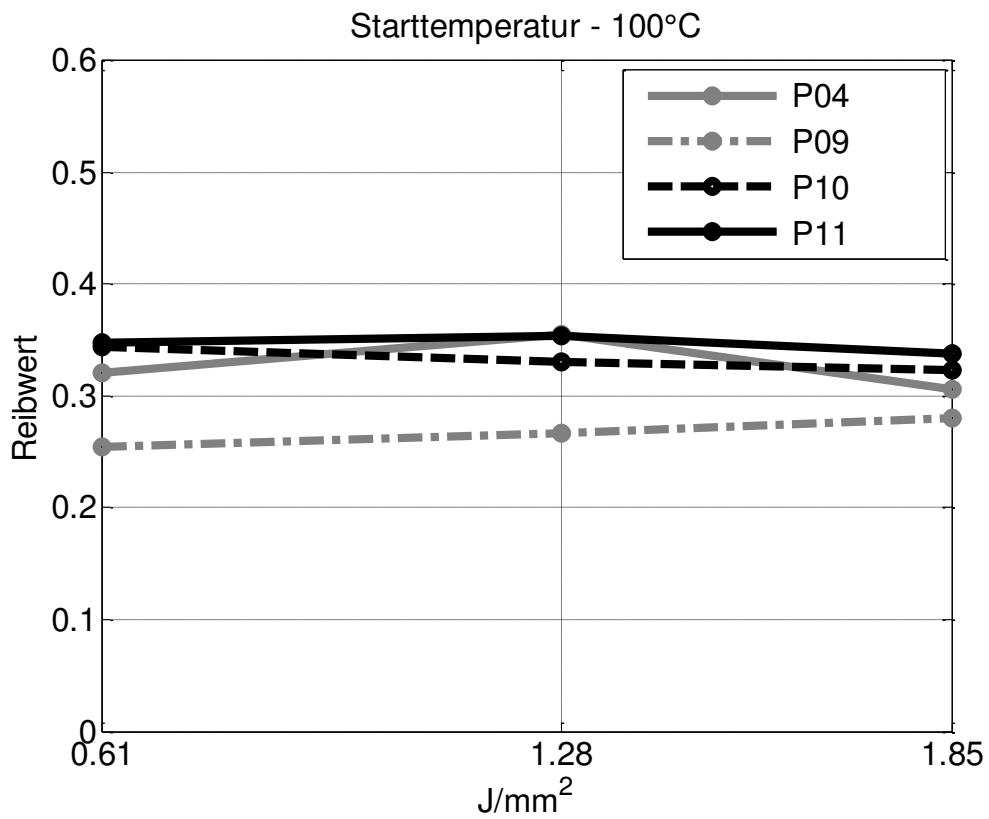
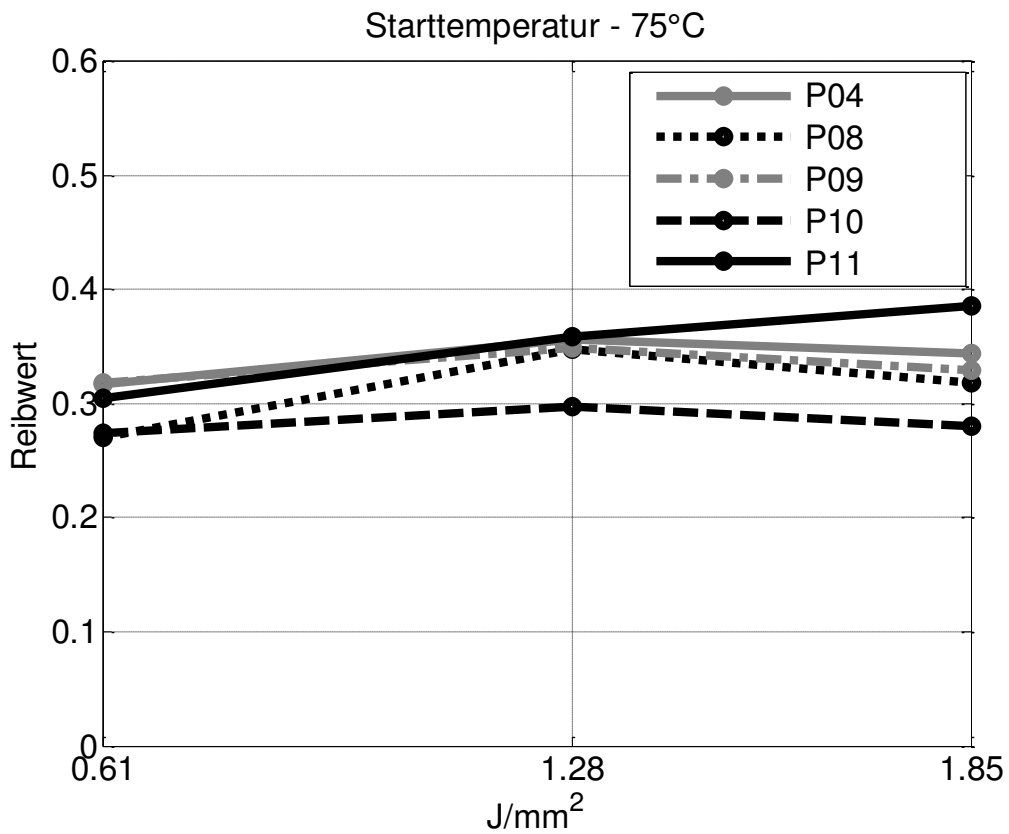


Abbildung 67: Einfluss der Reibenergie auf das Reibwertverhalten ($\dot{q}_a = 0,86 \frac{W}{mm^2}$)

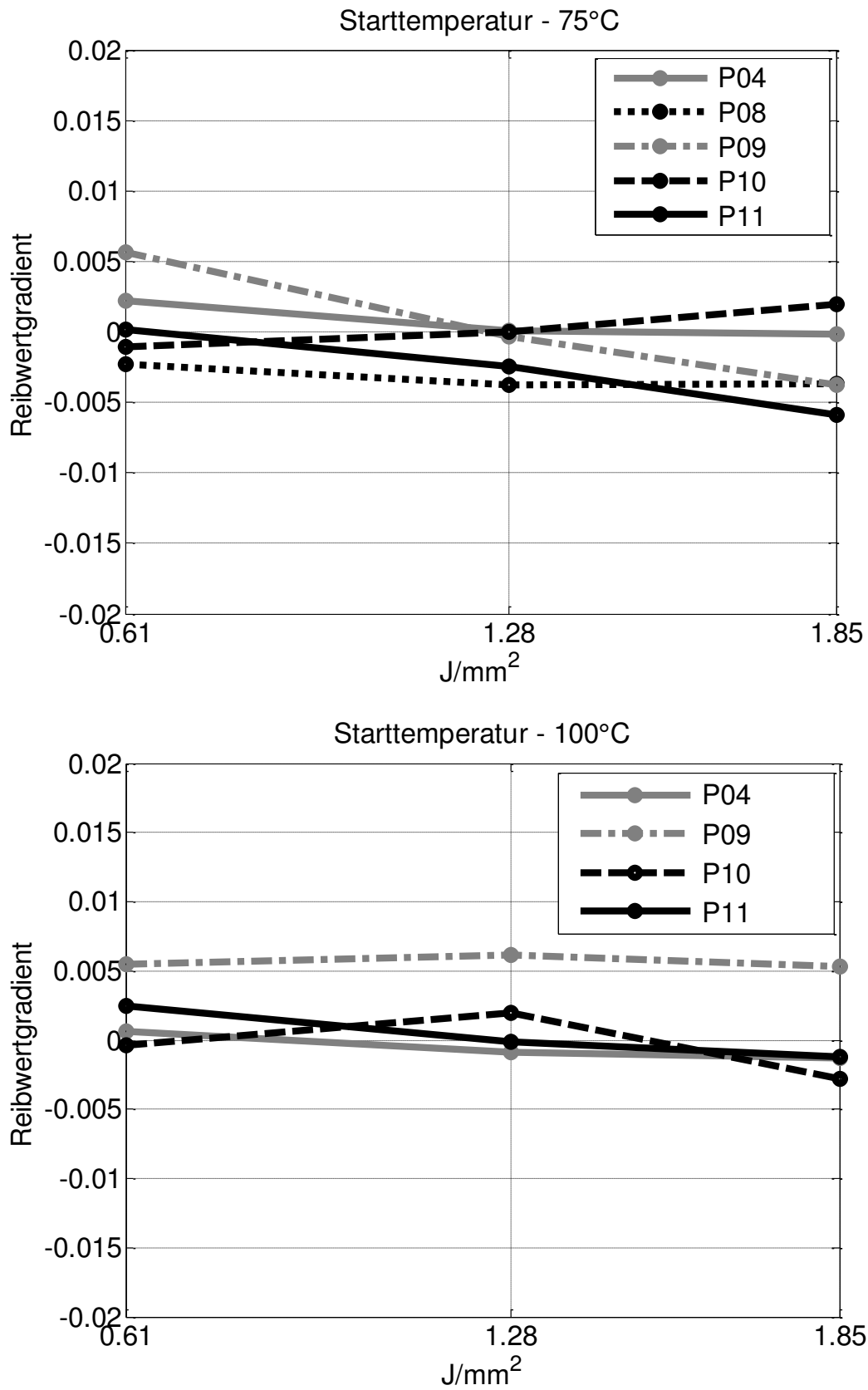


Abbildung 68: Einfluss der Reibenergie auf das Reibwertgradientenverhalten ($\dot{q}_a = 0,86 \frac{W}{mm^2}$)

5.1.3.4 Temperaturverhalten während der Laststufen

In den bisherigen Abbildungen aus Kapitel 5.1.3 wurde lediglich der mittlere Reibwert je Laststufe betrachtet. Im Folgenden soll nun der Reibwertverlauf während der 100 Schaltungen mit den Temperaturmessungen gegenübergestellt werden, um ein noch besseres Verständnis über die Reibwertentwicklung zu erhalten.

Für diese Betrachtung wurden die Temperaturen auf sechs unterschiedlichen Radien gemessen (Abbildung 69 oben). Die Messstellen befinden sich 0,2mm unterhalb der Reibstelle und werden kontinuierlich aufgezeichnet. Abbildung 69 zeigt für eine Schaltung den Temperaturverlauf über Radius und der Rutschzeit (ca. 0,7s.). In Abbildung 70 (oben) ist der mittlere Reibwert jeder einzelnen Schaltung über der Gesamtanzahl der Schaltungen (in diesem Fall 100) dargestellt. Da davon ausgegangen wird, dass nur die Temperaturentwicklung während der Rutschphase (vgl. Abbildung 69 unten) interessant ist, wurde bei der Auswertung des Temperaturverlaufs nur dieser Zeitbereich berücksichtigt.

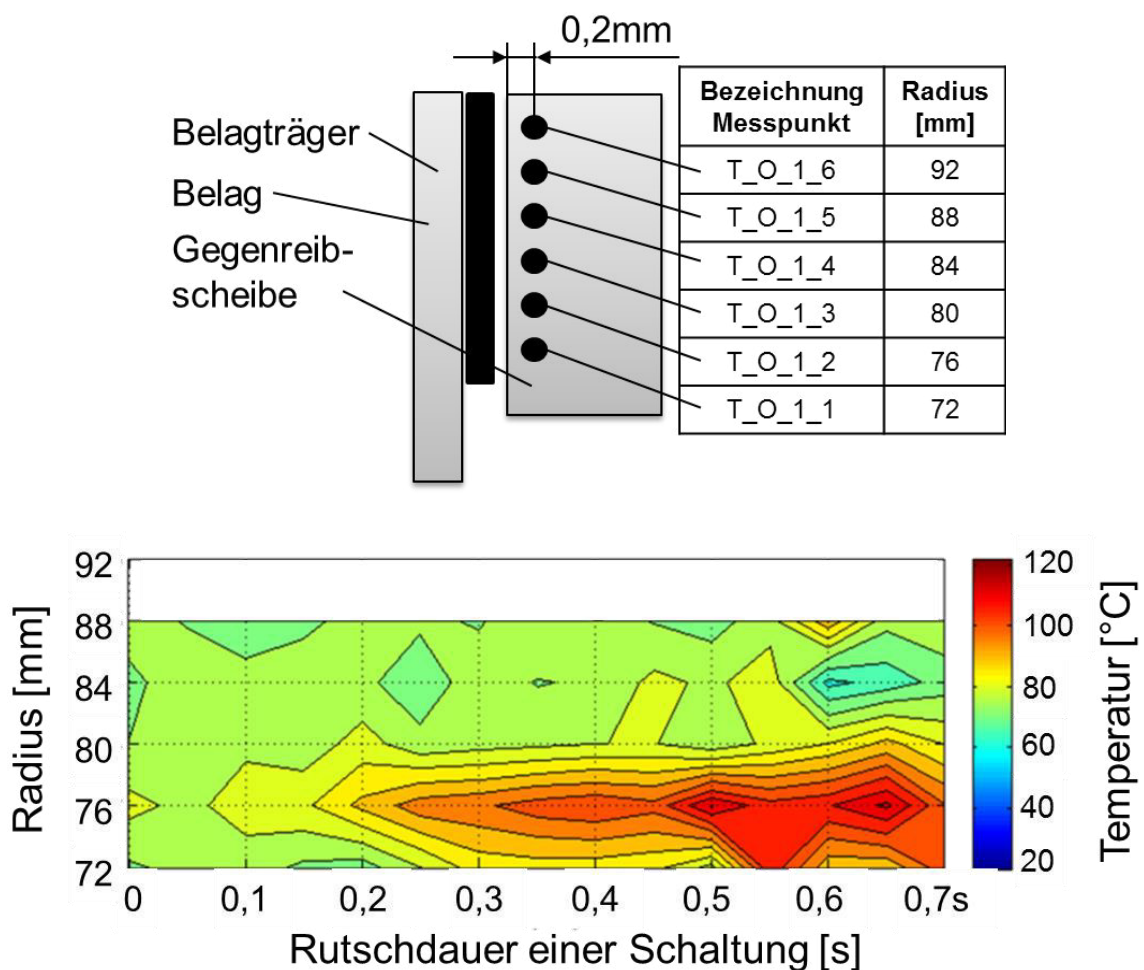


Abbildung 69: Lage der Messpunkte in der Gegenreibeischeibe (oben) und Temperaturverlauf während der Rutschphase einer Schaltung - Lastfall: $p=0,7$ MPa, $v=14$ m/s, $q=1,28$ J/mm², $\dot{q}=1,72$ W/mm²

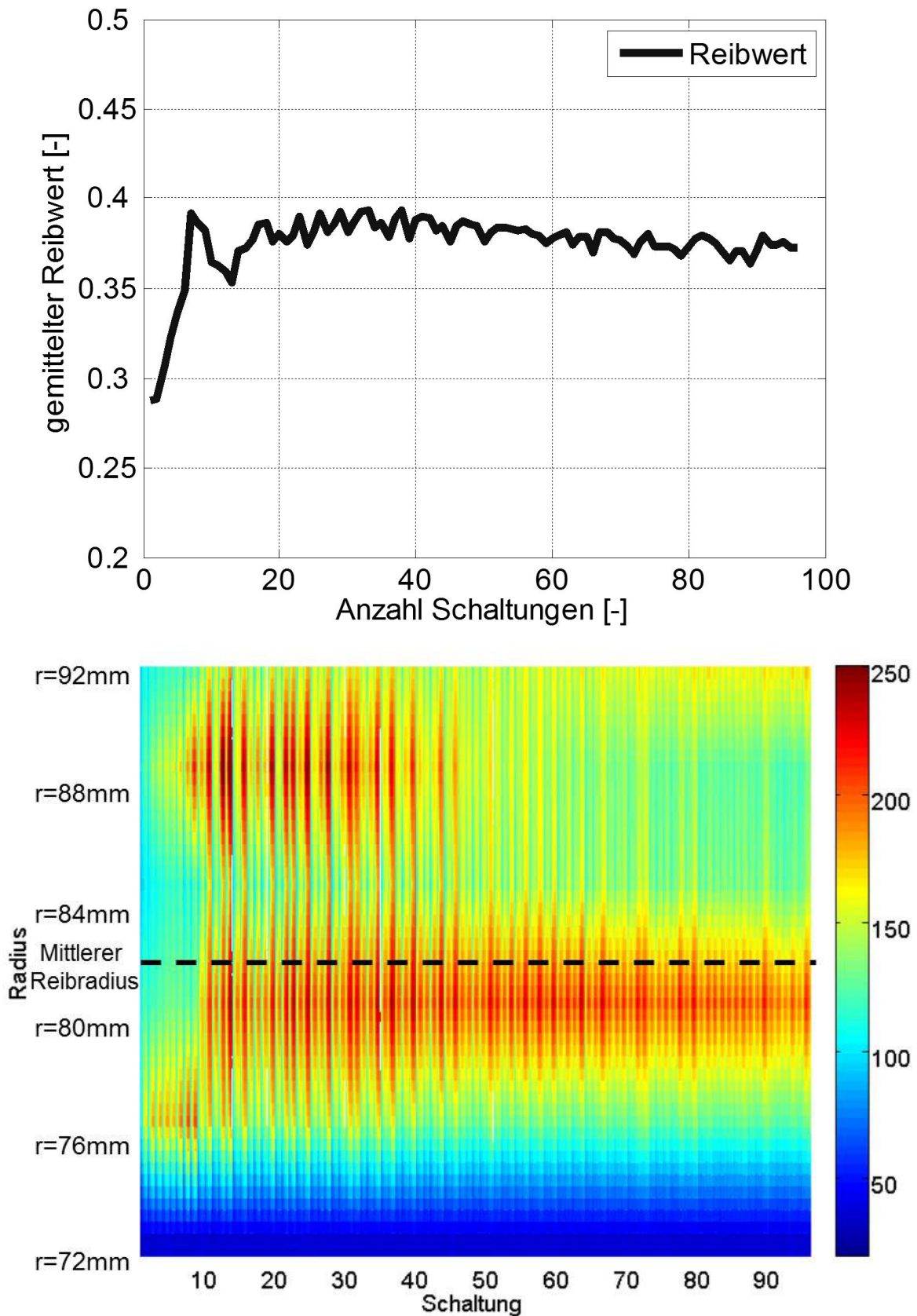


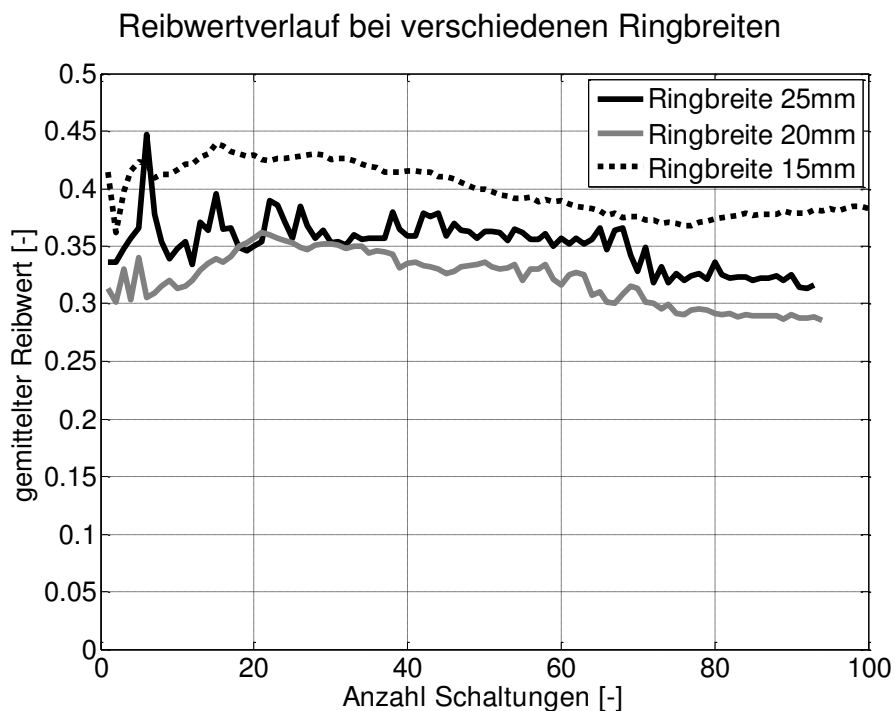
Abbildung 70: Korrelation des Reibwertverlaufs (oben) und den Orten maximaler Temperatur (unten)-
 Lastfall: $p=0,7$ MPa, $v=14$ m/s, $q=1,28$ J/mm², $\dot{q}=1,72$ W/mm². Die Angabe des mittleren Reibradius
 bezieht sich auf den theoretisch mittleren Reibradius.

Die zeitlichen Temperaturverläufe aller Schaltungen wurden aneinander gereiht, um die zeitliche Entwicklung der maximal auftretenden Temperaturen pro Laststufe zu analysieren. Abbildung 70 zeigt beispielhaft die Aneinanderreihung aller Schaltungen einer Laststufe.

In den Untersuchungen wurden je nach Ringbreite unterschiedliche Temperaturen während der Schaltung gemessen. Zudem wurden deutliche Unterschiede im Reibwertverlauf in einer Laststufe festgestellt (siehe Reibwertverläufe in Tabelle 13 und Tabelle 15). Zwischen der Temperaturentwicklung und dem Reibwertverlauf konnten ähnliche qualitative Verläufe identifiziert werden, die darauf hindeuten, dass ein Zusammenhang zwischen diesen beiden Größen herrscht.

Tabelle 13 zeigt die Reibwert- und Temperaturverläufe einer Laststufe von drei unterschiedlichen Versuchsreihen. Die Ringbreite wird in drei Stufen von 25 auf 15 mm reduziert. Die spezifischen Belastungen waren in allen drei Versuchsreihen identisch. In der ersten Versuchsreihe mit einer Ringbreite von 25 mm erkennt man im Reibwertverlauf zu Beginn deutliche Schwankungen im Reibwertverlauf, die sich im späteren Verlauf reduzieren. Betrachtet man parallel den Temperaturverlauf, so sind die Temperaturen im Vergleich zu den beiden anderen Versuchsreihen wesentlich höher und die Orte der maximaler Temperatur pro Schaltung schwanken deutlich (Überwiegend zwischen den Messstellen T_0_1_5 und T_0_1_3). Die Versuchsreihe mit 20mm Ringbreite zeigt ein etwas anderes Bild.

Der Reibwertverlauf steigt bis zur Schaltung 22 an und fällt anschließend ab. Das Temperaturniveau entwickelt sich parallel dazu. Die Temperatur erreicht ihr Maximum bei Schaltung 30 und sinkt ab Schaltung 40 wieder ab. Der Ort (Messstelle T_0_1_5) der maximalen Temperatur ändert sich dabei allerdings nicht. Durch den Reibwertanstieg und den damit verbundenen Anstieg der lokalen Reibleistung ist der Temperaturanstieg an Höhe der Messstelle T_0_1_5 zu erklären.



Ringbreite: 25mm

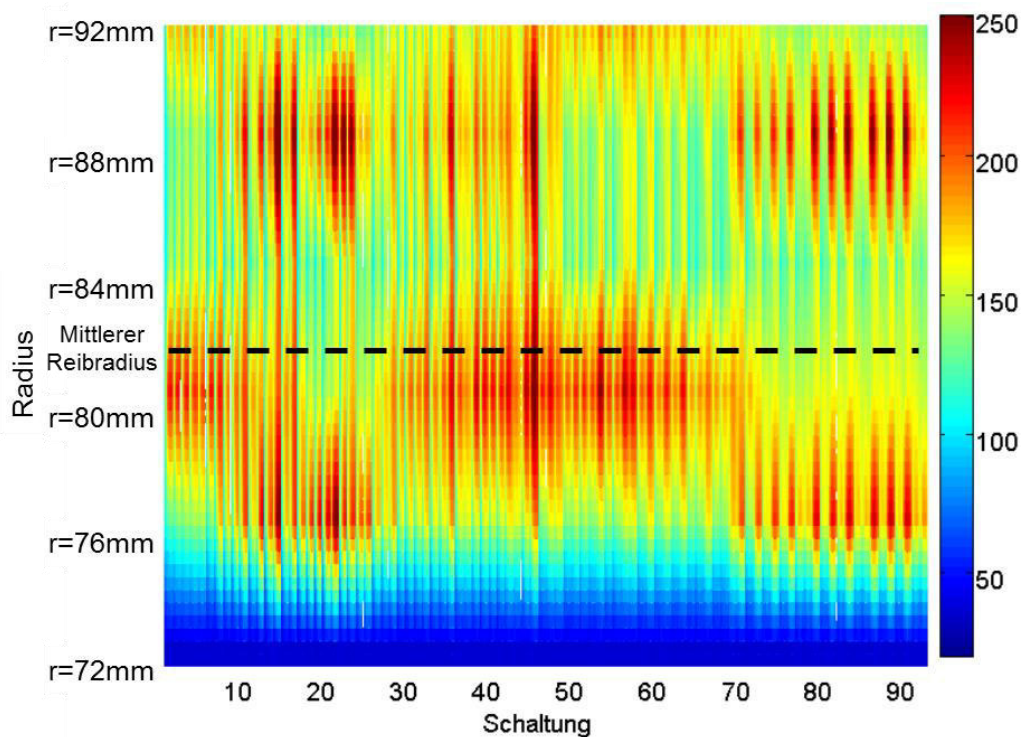
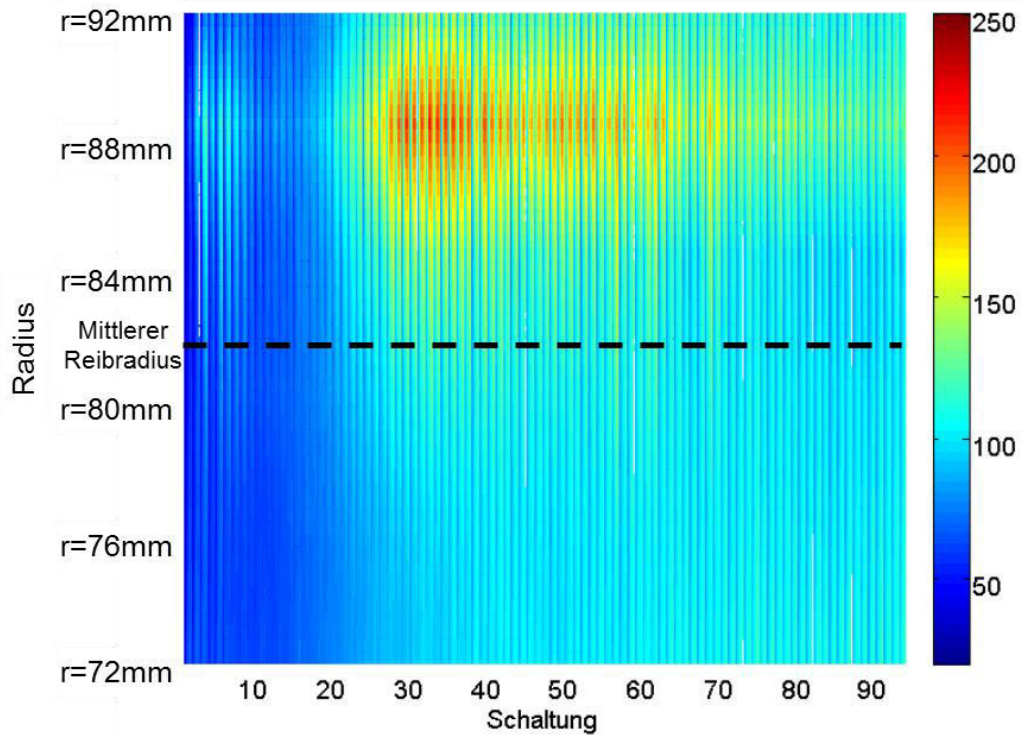


Tabelle 12: Korrelation des Reibwertverlaufs und der Orte maximaler Temperatur ($p=0,35\text{ MPa}$, $v=14\text{ m/s}$, $q=1,85\text{ J/mm}^2$, $\dot{q}=0,86\text{ W/mm}^2$, $T_{\text{Start}} = 75^\circ\text{C}$) – Laststufe L03. Die Angabe des mittleren Reibradius bezieht sich auf den theoretisch mittleren Reibradius

Ringbreite: 20mm



Ringbreite: 15mm

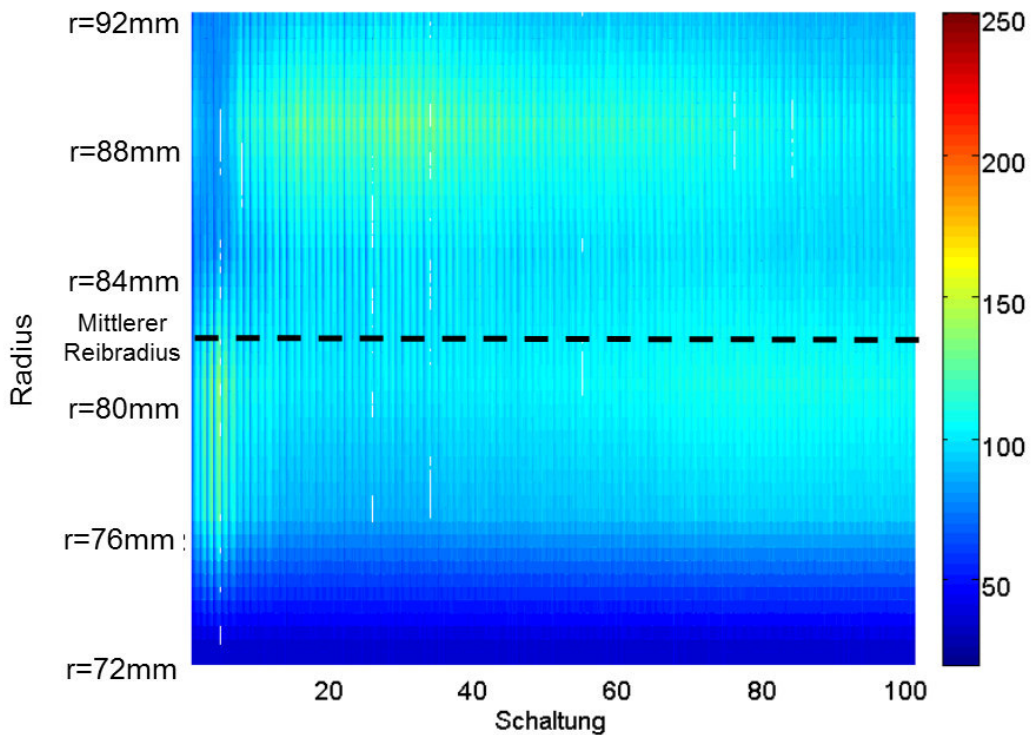


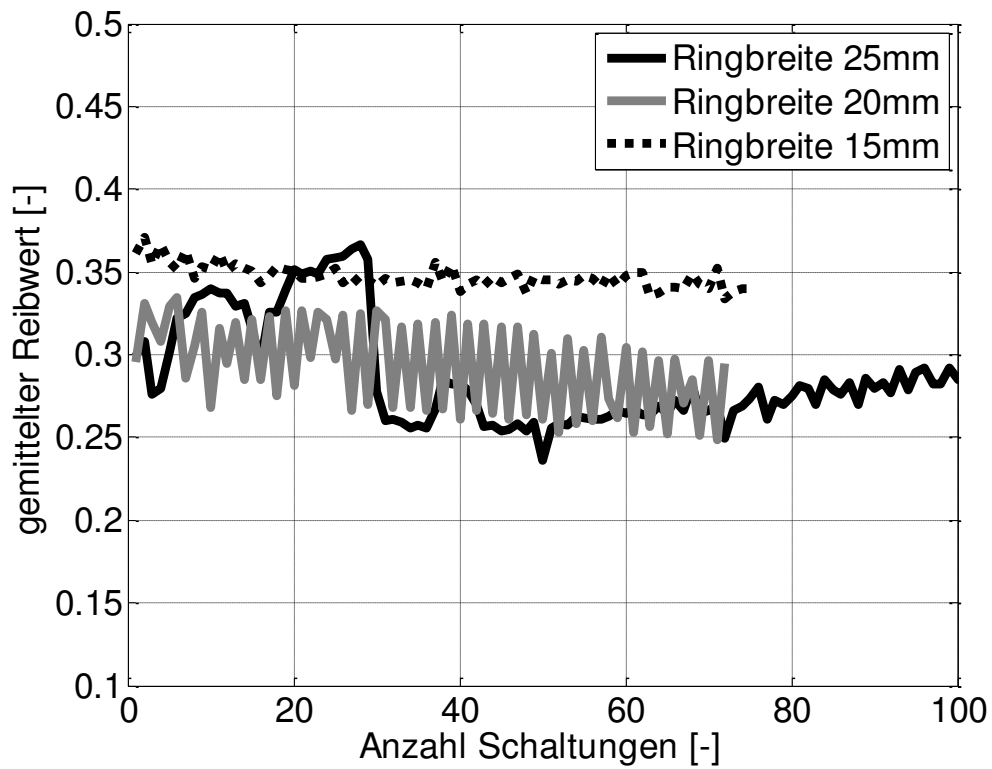
Tabelle 13: Korrelation des Reibwertverlaufs und der Orte maximaler Temperatur ($p=0,35 \text{ MPa}$, $v=14 \text{ m/s}$, $q=1,85 \text{ J/mm}^2$, $\dot{q}=0,86 \text{ W/mm}^2$, $T_{\text{Start}} = 75^\circ\text{C}$) – Laststufe L03. Die Angabe des mittleren Reibradius bezieht sich auf den theoretisch mittleren Reibradius

Die Messung der Temperaturen erfolgt 0,2mm unterhalb der Friktionsfläche. Es ist daher davon auszugehen, dass die Maximaltemperatur im Friktionskontakt wesentlich höher ist. Aufgrund der steigenden Temperaturen im Friktionskontakt ist

von einer Schädigung der Reibschicht auszugehen, worauf der Reibwert wieder absinkt. Aufgrund der damit reduzierten Reibleistung sinkt die Temperatur wieder ab.

Die dritte Versuchsreihe mit einer Ringbreite von 15mm zeigt ein ähnliches qualitatives Verhalten wie die zweite Versuchsreihe (20mm). Das Reibwertniveau ist höher und das Temperaturniveau geringer. Des Weiteren verlagert sich der Ort der maximalen Temperatur in den Schaltungen 70-80 auf die Messstelle T_0_1_3. Die weniger starke Erwärmung der Gegenreibe könnte das gleichmäßigere Tragbild und damit die geringeren Reibwertschwankungen in dieser Versuchsreihe erklären. Reduziert man die Flächenpressung (Tabelle 15) zeigen sich in der ersten Versuchsreihe (Ringbreite: 25 mm) noch deutlichere Reibwertschwankungen. Zu Beginn steigt der Reibwert auf bis zu 0,37 an und sinkt dann schlagartig auf 0,26 ab. Dies entspricht einem Reibwerteinbruch von ca. 30%. Der Temperaturverlauf belegt zunächst, dass der Reibbelag außen (siehe Messstelle T_0_1_5) und ab etwa Schaltung 18 weiter innen trägt. Interessanterweise findet bei dieser Schaltung ein kurzer aber deutlicher Reibwertabfall statt. Anschließend steigt der Reibwert wieder, jedoch verlagert sich der tatsächliche Reibradius nach innen. In der zweiten Messreihe erkennt man einen Reibwertverlauf, der einem Sägezahnverlauf ähnelt. Der Reibwert springt von Schaltung zu Schaltung um etwa $\mu=0,05$ bzw. ca. 15%. Im Temperaturverlauf beobachtet man ein Tragen des Reibbelags auf der Höhe der Messstelle T_0_1_5 ($r=88\text{mm}$) und T_0_1_1 ($r = 72\text{mm}$). Eine Reduzierung des tatsächlichen Reibradius von $r = 88\text{mm}$ auf $r = 72\text{mm}$ entspricht einer Reduzierung um 18%, also etwa der Reibwertschwankung. Da bei der Berechnung des Reibwerts stets der rechnerisch mittlere Reibradius r_m als konstant angenommen wird, ist die Reibwertschwankung mit dem alternierenden tatsächlichen Reibradius zu begründen.

Reibwertverlauf bei verschiedenen Ringbreiten



Ringbreite: 25mm

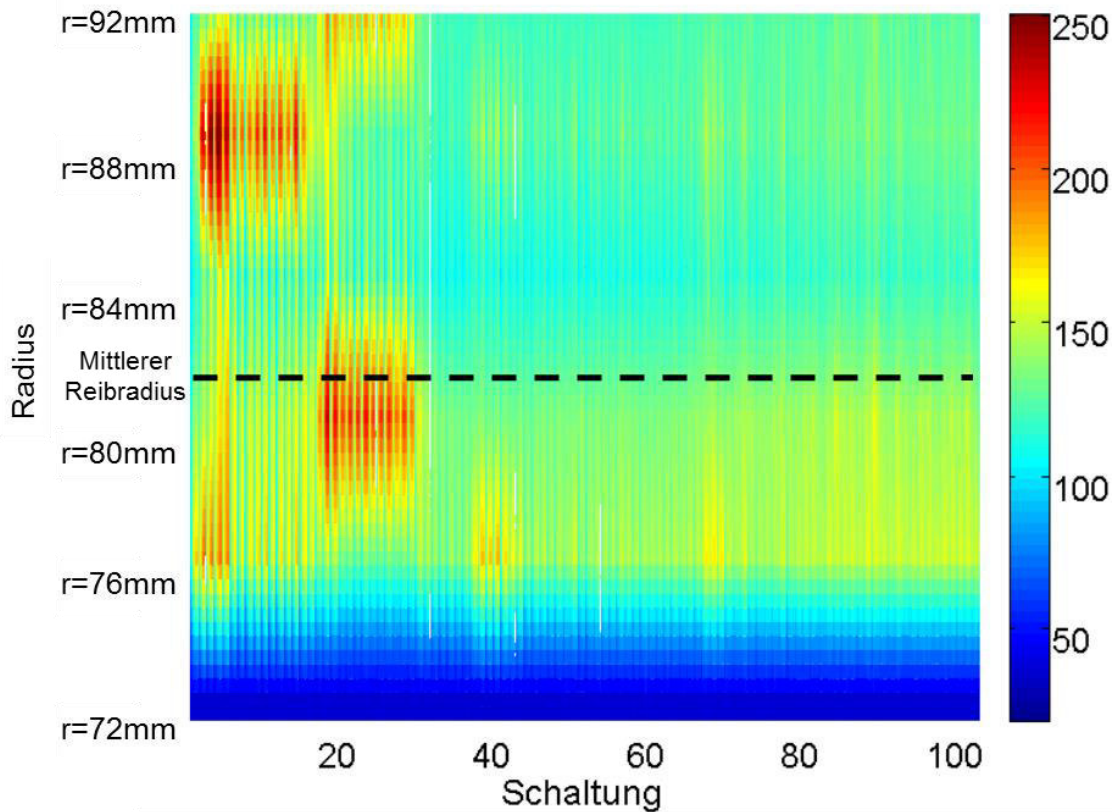


Tabelle 14: Korrelation des Reibwertverlaufs und der Orte maximaler Temperatur ($p=0,23 \text{ MPa}$, $v=21 \text{ m/s}$, $q=1,28 \text{ J/mm}^2$, $\dot{q}=0,86 \text{ W/mm}^2$, $T_{\text{start}} = 75^\circ\text{C}$) – Laststufe. Die Angabe des mittleren Reibradius bezieht sich auf den theoretisch mittleren Reibradius

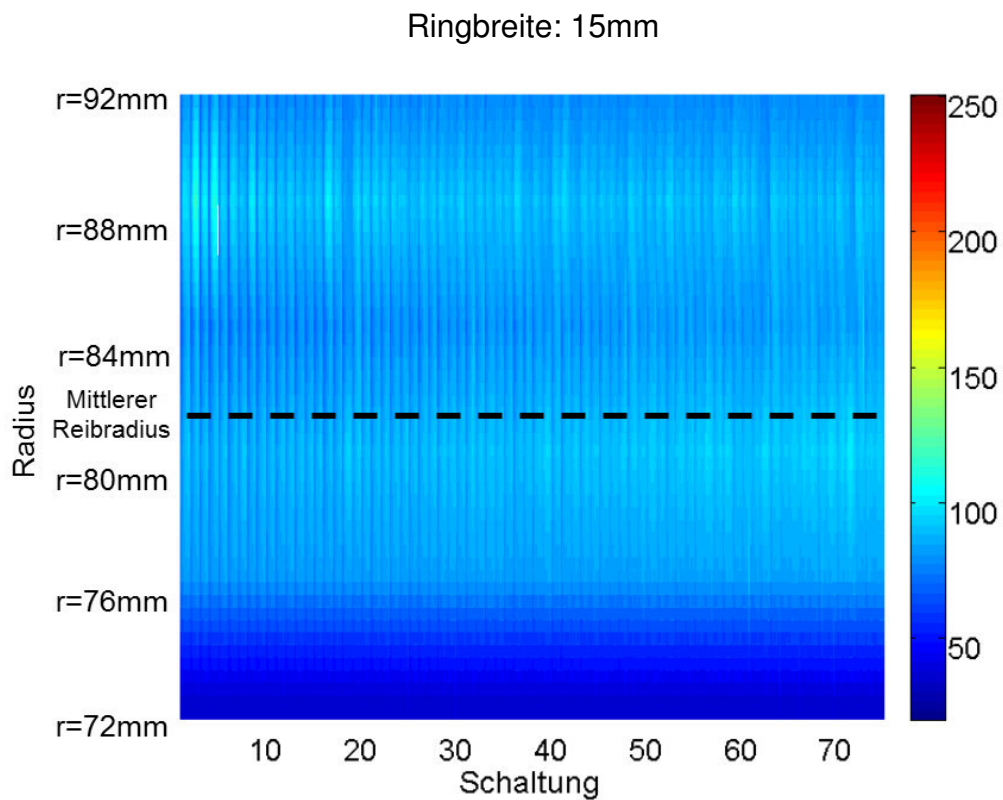
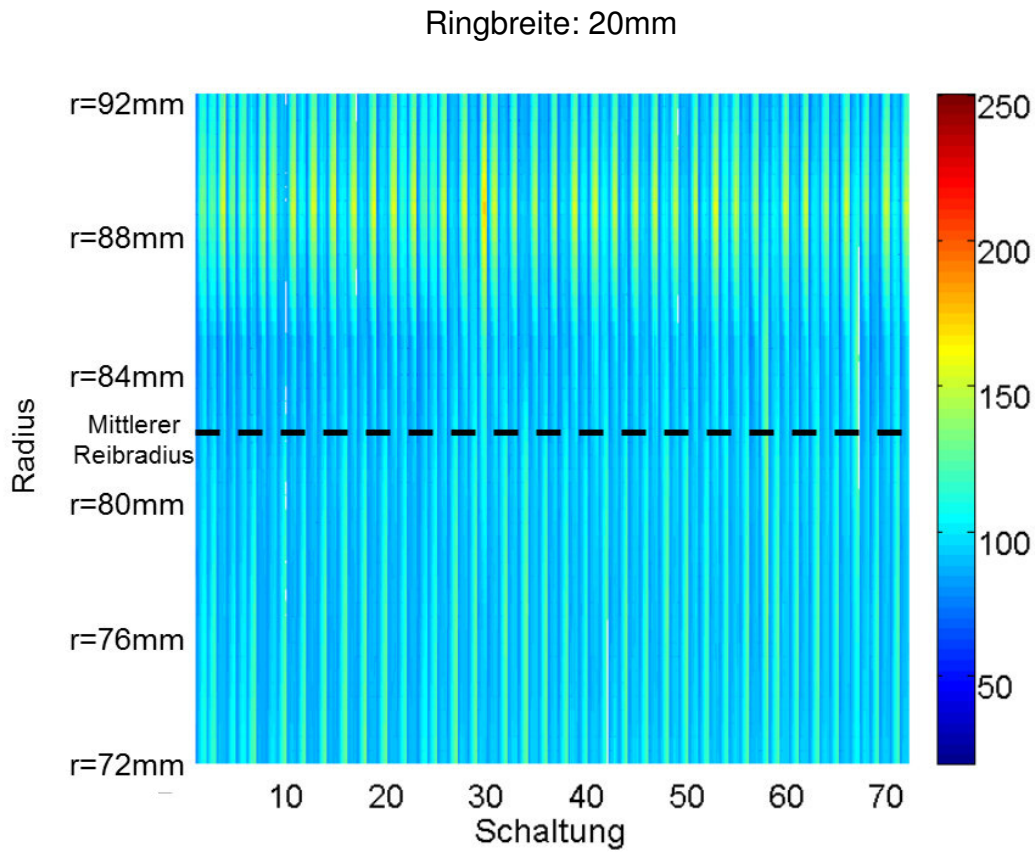


Tabelle 15: Korrelation des Reibwertverlaufs und der Orte maximaler Temperatur ($p=0,23 \text{ MPa}$, $v=21 \text{ m/s}$, $q=1,28 \text{ J/mm}^2$, $\dot{q}=0,86 \text{ W/mm}^2$, $T_{\text{Start}} = 75^\circ\text{C}$) – Laststufe. Die Angabe des mittleren Reibradius bezieht sich auf den theoretisch mittleren Reibradius

Die dritte Versuchsreihe zeigt einen sehr konstanten Reibwert- und einen sehr homogenen Temperaturverlauf.

Bei einer drastischen Erhöhung der Flächenpressung (siehe Tabelle 17 und Tabelle 15) zeigt sich bei der schmalen Ringbreite (15 mm) ein sehr ähnlicher Verlauf. Der Reibwertverlauf zeigt im Gegensatz zu der großen Ringbreite keine Schwankungen. Bei der ersten Versuchsreihe (25 mm) erkennt man wieder deutlich eine Veränderung der reibaktiven Bereiche im Temperaturverlauf.

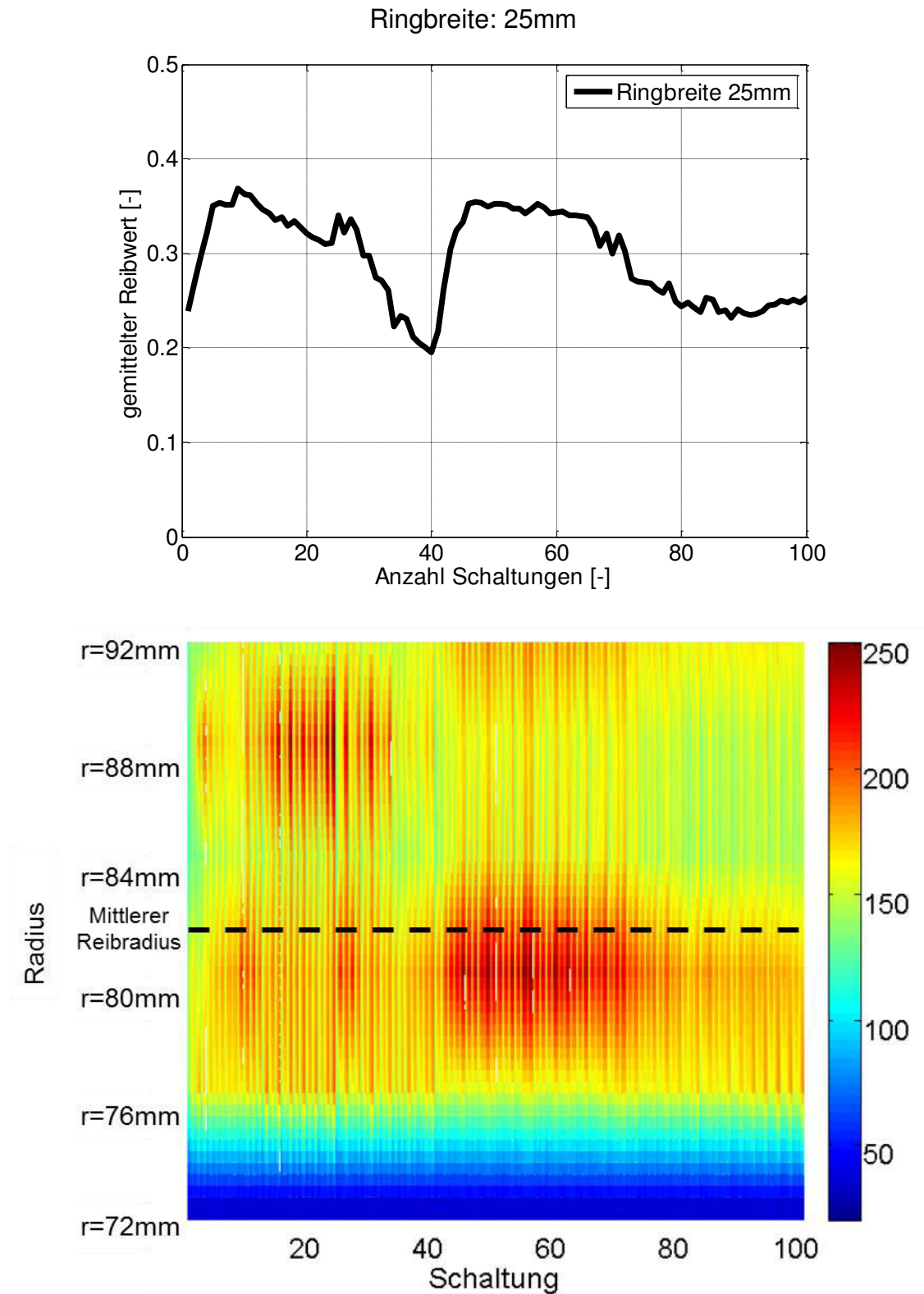


Tabelle 16: Ringbreite 25mm. Korrelation des Reibwertverlaufs und der Orte maximaler Temperatur ($p=0,7 \text{ MPa}$, $v=14 \text{ m/s}$, $q=1,28 \text{ J/mm}^2$, $\dot{q}=1,72 \text{ W/mm}^2$, $T_{\text{Start}} = 75^\circ\text{C}$) – Laststufe L14.. Die Angabe des mittleren Reibradius bezieht sich auf den theoretisch mittleren Reibradius

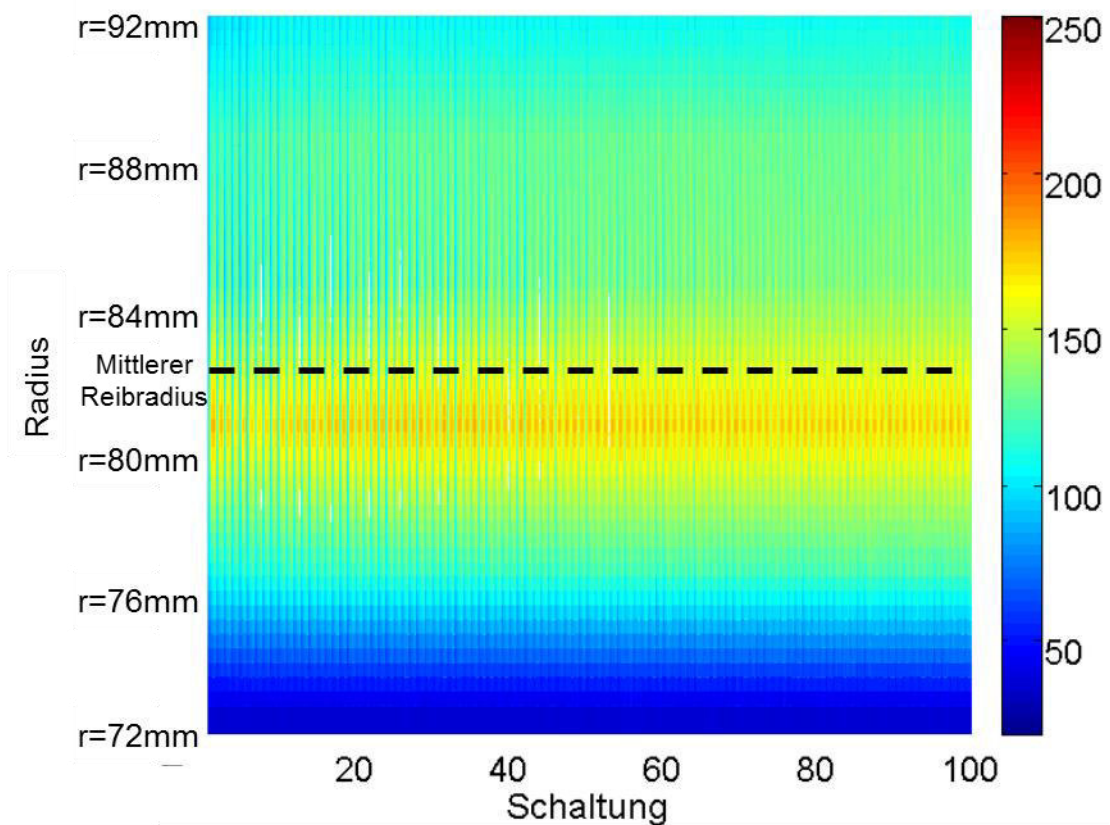
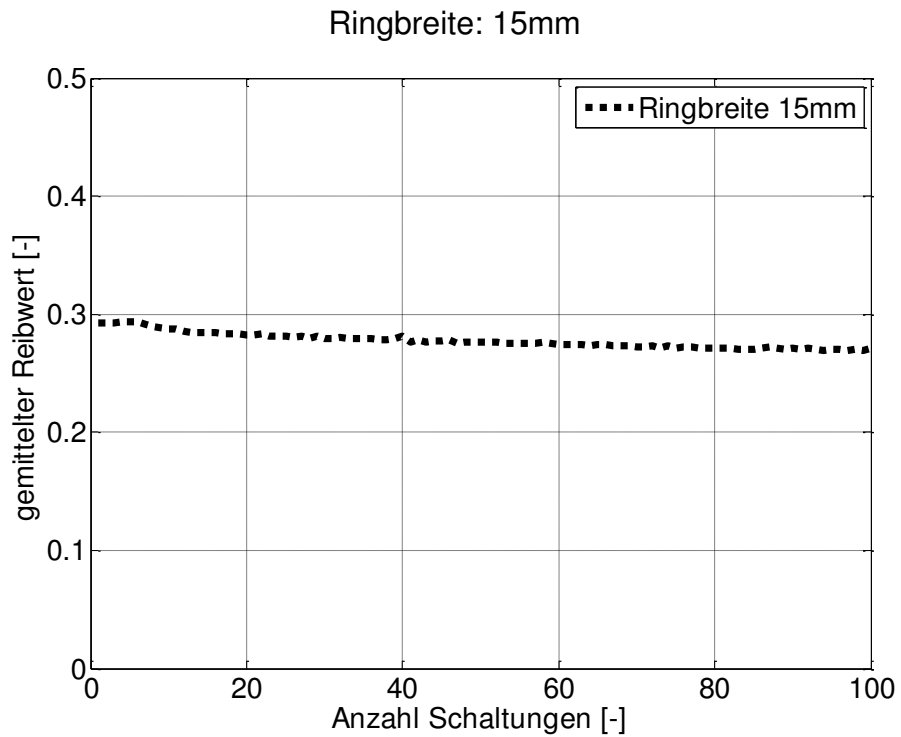


Tabelle 17: Ringbreite 15 mm. Korrelation des Reibwertverlaufs und der Orte maximaler Temperatur ($p=0,7 \text{ MPa}$, $v=14 \text{ m/s}$, $q=1,28 \text{ J/mm}^2$, $\dot{q}=1,72 \text{ W/mm}^2$, $T_{\text{Start}} = 75^\circ\text{C}$) – Laststufe L14. Die Angabe des mittleren Reibradius bezieht sich auf den theoretisch mittleren Reibradius

Die Ergebnisse der Versuche aus diesem Teilkapitel lassen folgende Schlüsse zu:

1. Steigt die Ringbreite an, so ist mit Reibwertschwankungen des mittleren Reibwerts zu rechnen. Die Reibwertschwankungen sind auf die Änderung des tatsächlichen Reibradius zurückzuführen, die anhand der Temperaturmaxima bestimmt werden kann.
2. Aufgrund des hohen Einflusses der Reibelagsgeometrie und der nicht zu vermeidenden Verformung der Gegenreibeischeibe kann bei der Ermittlung des Reibwerts nicht zwischen den reinen Werkstoffeinflüssen und den sich aufgrund der Gestalt ergebenden Einflüssen unterschieden werden. Folglich kann nur von einem *Systemreibwert* gesprochen werden.
3. Punkt 1 macht bei der Untersuchung von weiteren Reibelagsgeometrien notwendig, dass die Ringbreite, sofern diese kein Untersuchungsparameter ist, möglichst gering gehalten wird.

5.1.4 Reibringsuperposition

5.1.4.1 Versuch a

Bei der Betrachtung der Ergebnisse aus Kapitel 5.1.5 stellt sich die Frage ob die getesteten einzelnen Ringe die gleiche Momentenkapazität wie der Referenzring (P04) aufweisen. Damit kann auch die Frage beantwortet werden, ob bei einer gedanklichen Unterteilung des Referenzrings in fünf schmale Ringe, in diesen Ringen die gleichen lokalen Belastungen vorliegen, wie wenn man diese einzeln untersuchen würde. Die Überprüfung der Hypothese erfolgt durch die Addition der Momentenverläufe M_i der einzelnen Ringe zu einem Momentenverlauf M_{ges} über der Schaltungsdauer bzw. Gleitgeschwindigkeit (siehe Abbildung 71).

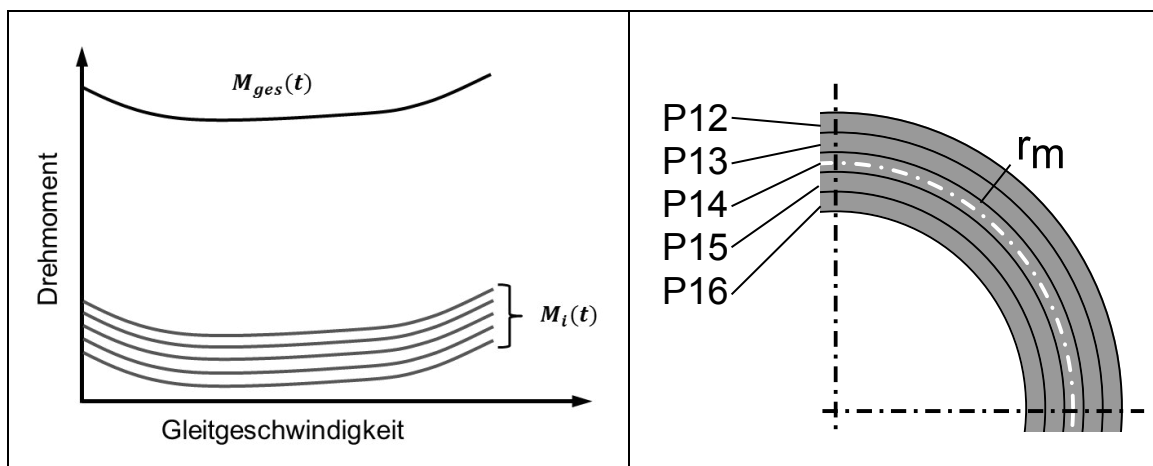


Abbildung 71: Prinzipielle Vorgehensweise bei der Verifizierung der Hypothese *Momentenaddition*

Für die Untersuchungen werden die Ergebnisse der Paarungen aus Tabelle 20 auf Seite 105 genutzt. Im Gegensatz zu Kapitel 5.1.5 wird nun der Reibwert über der Gleitgeschwindigkeit aufgetragen. In Tabelle 18 sind die Ergebnisse für unterschiedliche Laststufen und Temperaturen dargestellt. Auf der x-Achse ist die

Gleitgeschwindigkeit in prozentualer Abhängigkeit zur jeweiligen Startgeschwindigkeit v angegeben. Zur Ermittlung eines repräsentativen Momentenverlaufs für jede Ringform wurde zu bestimmten Geschwindigkeitspunkten (95%, 90%, 75%, 50%, 25%, 10% und 5% der maximalen Gleitgeschwindigkeit) der Mittelwert aus allen ca. 100 Schaltungen berechnet. Zwischen den Punkten wurde linear interpoliert. Da die Standardabweichung bereits in Tabelle 22 näher erläutert wurde, wird an dieser Stelle darauf verzichtet. Der Momentenverlauf „Addition“ ergibt sich durch Addition der Momente der Versuchsreihen P12-P16 zu jedem Zeitpunkt. Dieser Momentenverlauf wird nun mit dem Momentenverlauf der Referenzgeometrie (P04) verglichen.

Für den Vergleich werden die Laststufen L02/03/04/05 bei 75°C Starttemperatur und die Laststufen L09/10/11/14 bei 100°C Starttemperatur herangezogen (vgl. Tabelle 5 / Seite 66). Bei den Laststufen L02/03/09/10 ist der Momentenverlauf der Referenzgeometrie stets größer als bei der Addition der Momentenverläufe von P12-P16, ausgenommen zu Beginn der Schaltung bei L02 und L03. Betrachtet man die Ergebnisse der Laststufen L04/05/11/12 (vgl. Tabelle 5 / Seite 66), so stellt man fest, dass die Addition der einzelnen Momentenverläufe nun stets über dem Momentenverlauf der Referenzgeometrie ist. Insbesondere bei einer Starttemperatur von 100°C ist dies deutlich zu erkennen.

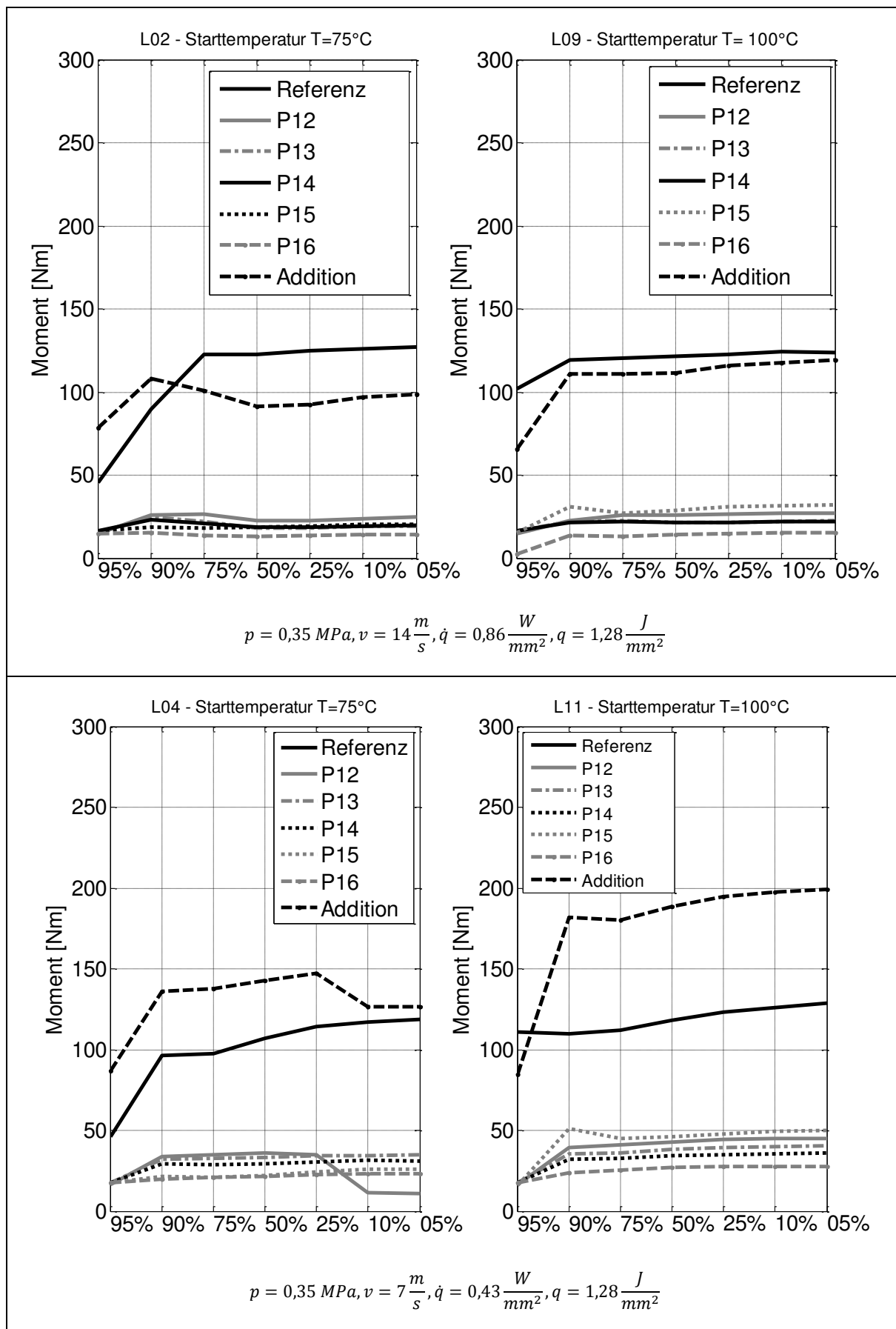


Tabelle 18: Ergebnisse der Momentenaddition bei unterschiedlichen Laststufen und Temperaturen

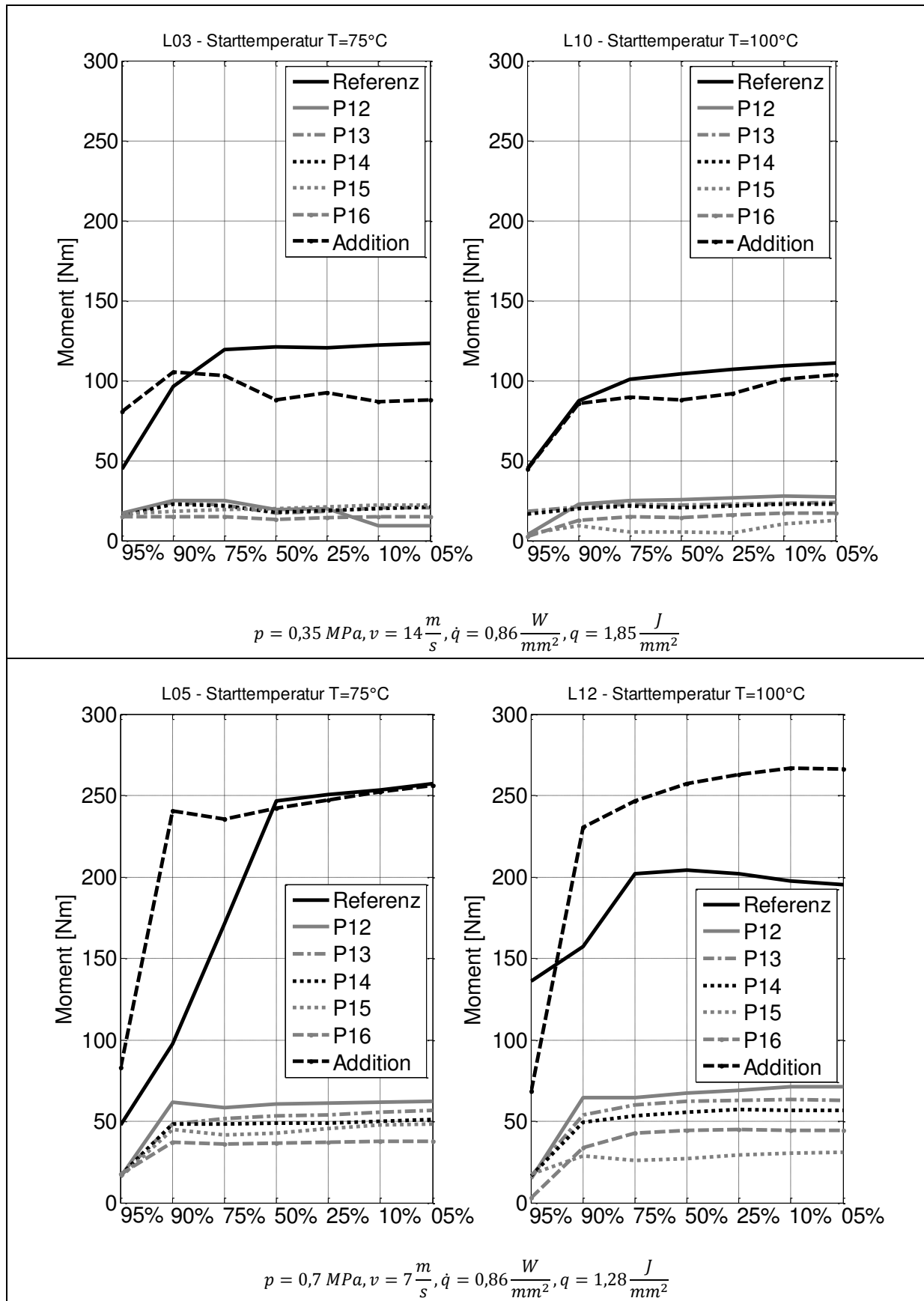


Tabelle 19: Ergebnisse der Momentenaddition bei unterschiedlichen Laststufen und Temperaturen

Eine relativ gute Übereinstimmung über die gesamte Rutschdauer zwischen Referenzgeometrie und Addition tritt nur bei L09 und L10 auf. Auffallend ist, dass bei kurzen Startgeschwindigkeiten von $v = 7\text{ m/s}$ (Laststufen L04/11/05/12 siehe Tabelle 5 / Seite 66) der Momentenverlauf der Addition über der gesamten Rutschdauer deutlich größer als der der Referenzgeometrie ist. Das übertragbare Drehmoment steigt bei den schmalen Ringen deutlich an. Offensichtlich konnten sich die schmalen Ringe aufgrund ihrer geringeren Fläche deutlich besser einlaufen. Die Verformungen der Gegenreibe durch die eingetragene Wärme haben wahrscheinlich mindere Auswirkungen als bei der Referenzgeometrie. Bei der Referenzgeometrie können durch die Verformungen der Gegenreibe Bereiche des Reibbelags stärker belastet werden, was die Reibschicht nicht begünstigt bzw. schädigen kann.

Es kann festgehalten werden, dass eine einfache Addition nicht möglich ist. Vielmehr scheinen die thermomechanischen Verformungen der Gegenreibe auf die Referenzgeometrie negative Auswirkungen zu haben. Mit steigender Oberflächenstarttemperatur verstärkt sich dieser Effekt. Bei hohen thermomechanischen Verformungen und Temperaturen eignen sich demnach schmale Ringe besser. Jedoch muss in der Praxis auf ein ausreichendes Verschleißvolumen geachtet werden, um die geforderte Lebensdauer zu erreichen.

5.1.4.2 Versuch b

Die Ergebnisse aus dem vorherigen Kapitel zeigen, dass die Drehmomentenkapazität einzelner schmaler Ringe über der der Referenzgeometrie liegen kann. Im Gegensatz zum vorherigen Kapitel, in dem die Versuche mit den schmalen Ringen nacheinander abgefahren wurden, werden nun drei Ringe mit identischer Ringbreite von 5mm auf den Belagträger aufgeklebt (siehe Abbildung 72 und Abbildung 73).

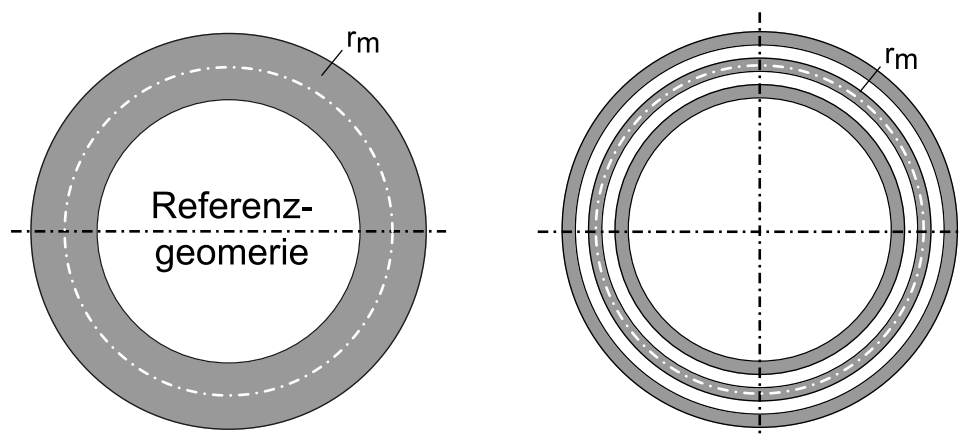


Abbildung 72: Referenzgeometrie (links) und Reibbelaggeometrie der Paarung P17 (rechts)



Abbildung 73: Reibbelag der Paarung P17 (rechts) und Gegenreibrscheibe nach dem Versuchsprogramm (links) – Es sind deutlich die drei Bereiche auf der Gegenreibrscheibe, in denen Reibkontakt stattgefunden hat, zu erkennen.

In den Versuchen zeigte sich ein höherer mittlerer Reibwert (Abbildung 75). Die Standardabweichung ist bei der Paarung 17 ebenfalls in einem vergleichbaren Bereich (Abbildung 75), teilweise auch geringer. Dies spricht für eine stets gleichmäßige Belastung während der Rutschphase. Der qualitative Verlauf ist bei beiden Reibbelaggeometrien sehr ähnlich. Einzig bei Laststufe L12 sinkt der Reibwert stärker als bei der Referenzgeometrie. In allen anderen Laststufen beträgt die Differenz zwischen 10 und 20%. Da sich die beiden Versuchsreihen nur in der Reibbelagsgeometrie unterscheiden, muss offensichtlich darin die Ursache liegen.

Nach den bisherigen Erkenntnissen muss davon ausgegangen werden, dass sich auf der Reiboberfläche der Paarung P17 eine homogenere Flächenpressungsverteilung als auf der Referenzgeometrie ausbildet. Womöglich können sich die einzelnen Ringe (vgl. Abbildung 74) in radialer Richtung ausdehnen und sich somit den Verformungen der Gegenreibrscheiben besser anpassen. Die Referenzgeometrie ist gegenüber der Paarung P17 in radialer und in axialer Richtung wesentlich steifer.

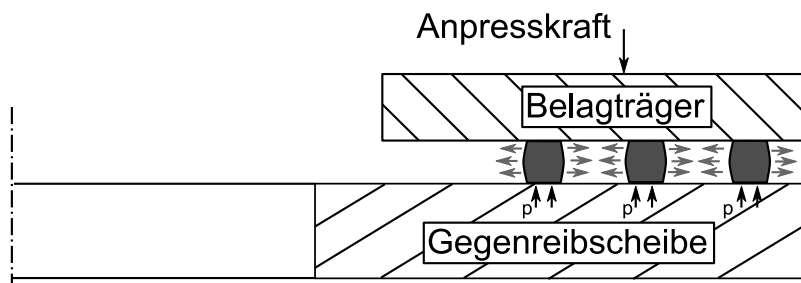


Abbildung 74: Erklärung zu den höheren Reibwerten der Paarung P17 aus Abbildung 75

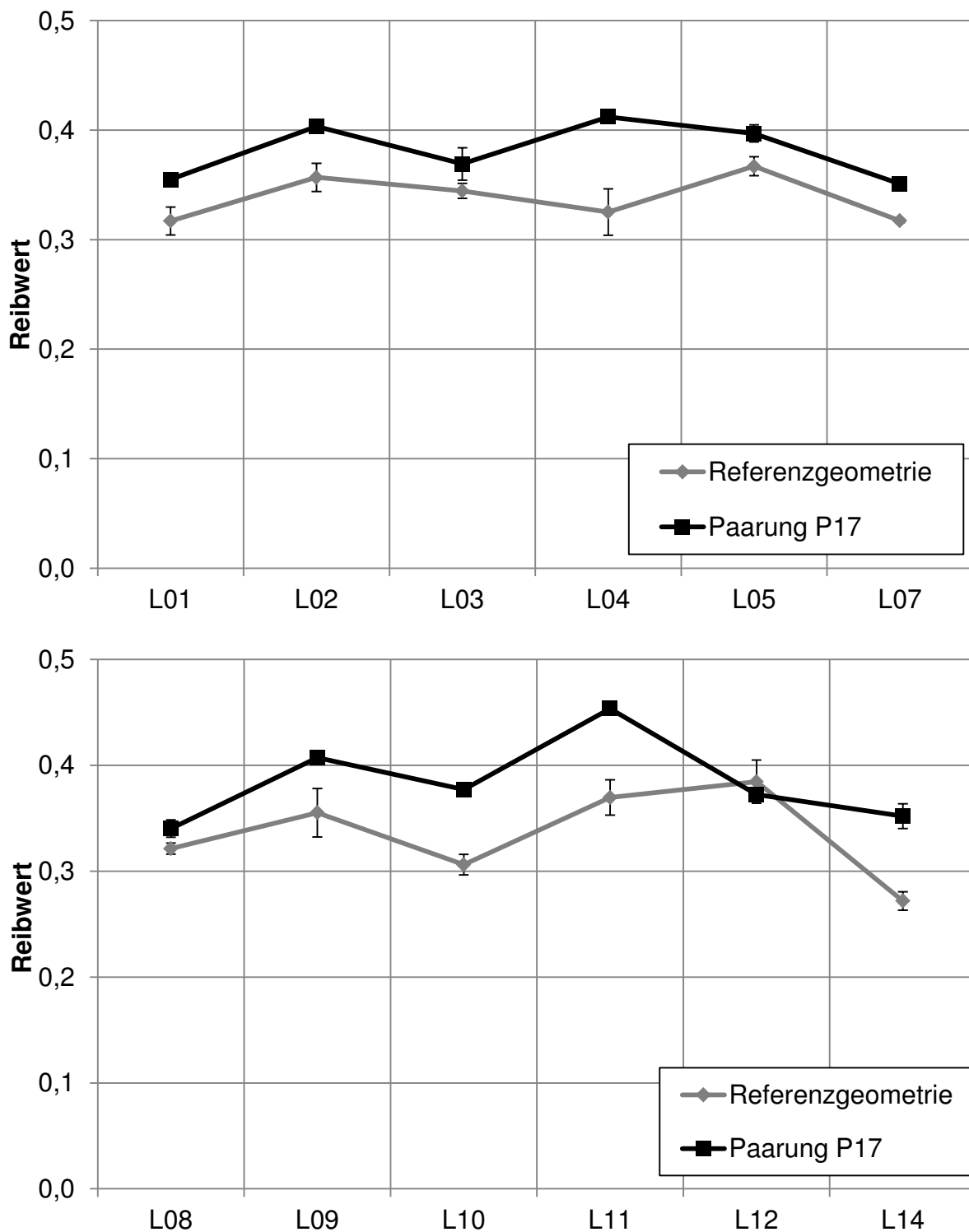


Abbildung 75: Entwicklung mittlerer Reibwert und Standardabweichung bei 75°C (oben) und 100°C (unten) Starttemperatur

5.1.5 Einfluss des mittleren Reibradius

Kupplungs- und Bremssystem werden je nach Leistungsanforderung in ihrer Größe variiert. Dies betrifft in besonderem Maße den Reibbelag. Die Reibfläche und das Volumen des Reibbelags wird in Abhängigkeit des Energieeintrags und der

Reibradius in Abhängigkeit des zu übertragenden Moments ausgelegt. Bei kleineren geforderten Drehmomenten kann das Kupplungssystem radial kompakter gestaltet werden. Dadurch sinkt der mittlere Reibradius r_m . Inwieweit sich der Reibradius r_m auf das Reibwertverhalten eines Belags auswirken kann, soll mit unterschiedlichen Reibpaarungen (siehe Tabelle 20 und Tabelle 22) untersucht werden. Die Reibringe haben eine Ringbreite von 5 mm, um den bereits gezeigten Einfluss (siehe Kapitel 5.1.3) der Ringbreite zu vermeiden.

| Paarung | Fläche [mm²] | da [mm] | di [mm] | Ringbreite [mm] | r_m [mm] |
|----------------|------------------------------------|--------------------|--------------------|----------------------------|----------------------------------|
| P12 | 2790,61 | 188 | 178,3 | 5 | 91,60 |
| P13 | 2642,81 | 178,3 | 168,6 | 5 | 86,75 |
| P14 | 2495,01 | 168,6 | 158,9 | 5 | 81,90 |
| P15 | 2347,22 | 158,9 | 149,2 | 5 | 77,05 |
| P16 | 2199,42 | 149,2 | 139,5 | 5 | 72,20 |

Tabelle 20: Untersuchte Varianten zur Bestimmung des Einflusses des mittleren Reibradius

Die Versuchsführung erfolgt nach Tabelle 5. Die Belastungshistorie und die Anzahl der Schaltungen je Laststufe waren bei allen Varianten identisch. In Tabelle 27 und Tabelle 22 sind die Versuchsergebnisse der betrachteten Laststufen dargestellt. Die Reibwertschwankungen sind auch in dieser Versuchsreihe gering. Insbesondere bei hohen Flächenpressungen (L05 und L07 vgl. Tabelle 5 / Seite 66) ist die Standardabweichung sehr gering. Eine deutliche Abhängigkeit des Reibwerts von dem mittleren Reibradius ist nicht zu erkennen. Das Niveau der mittleren Reibwerte aller Versuchsreihen liegt bei allen Laststufen in einem sehr ähnlichen Bereich. Dies gilt besonders für die Versuche mit einer Starttemperatur von 75°C. Die größten Abweichungen sind bei den Laststufen L10, L11 und L14 (vgl. Tabelle 5 / Seite 66) zu erkennen. Die Versuchsreihe P15 zeigt im Vergleich zu allen anderen Versuchsreihen ein Ansteigen (L14) oder Abfallen des mittleren Reibradius (L10, L11).

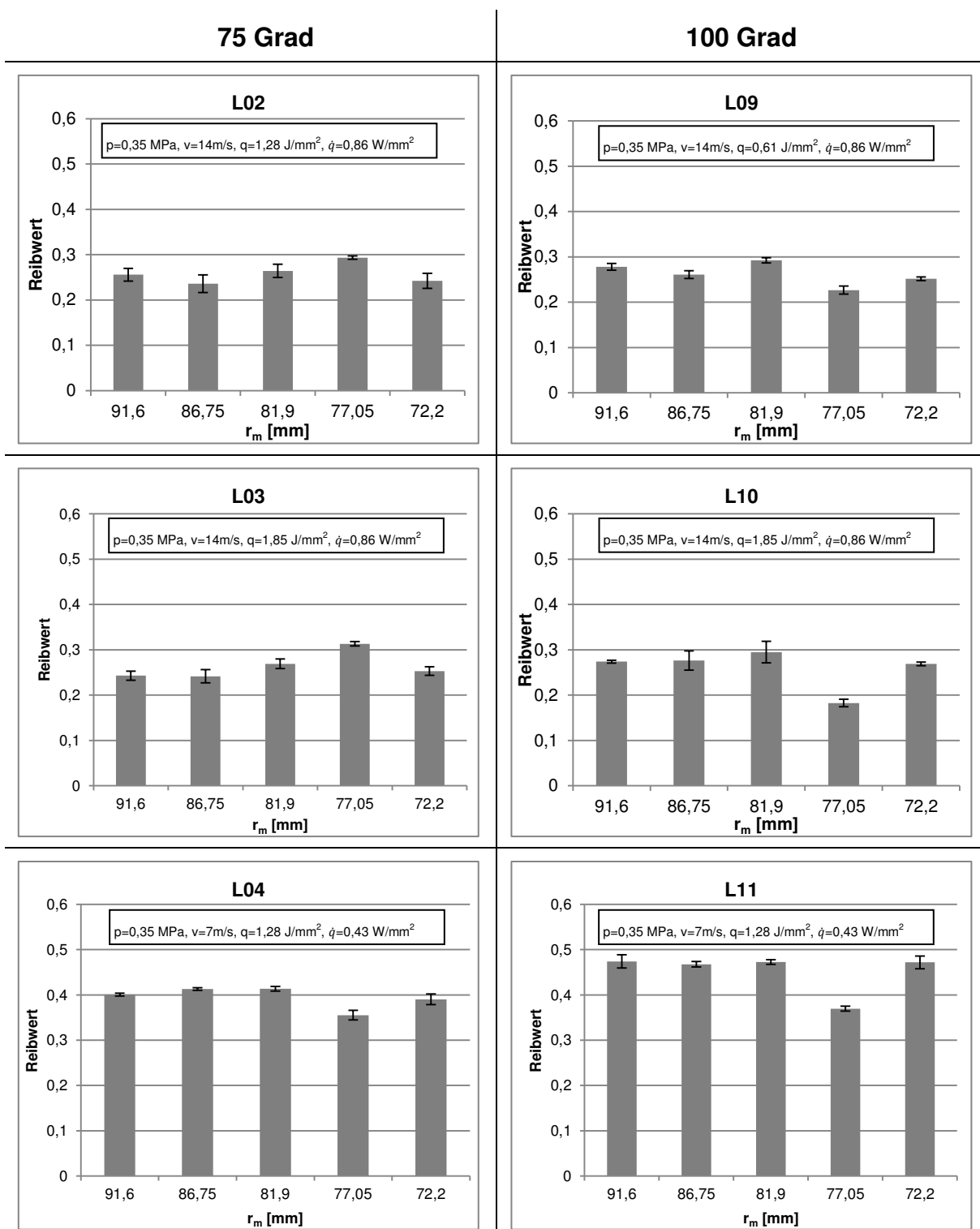


Tabelle 21: Betrachtung des mittleren Reibwerts und der Standardabweichung der Versuchsreihen P12-P16

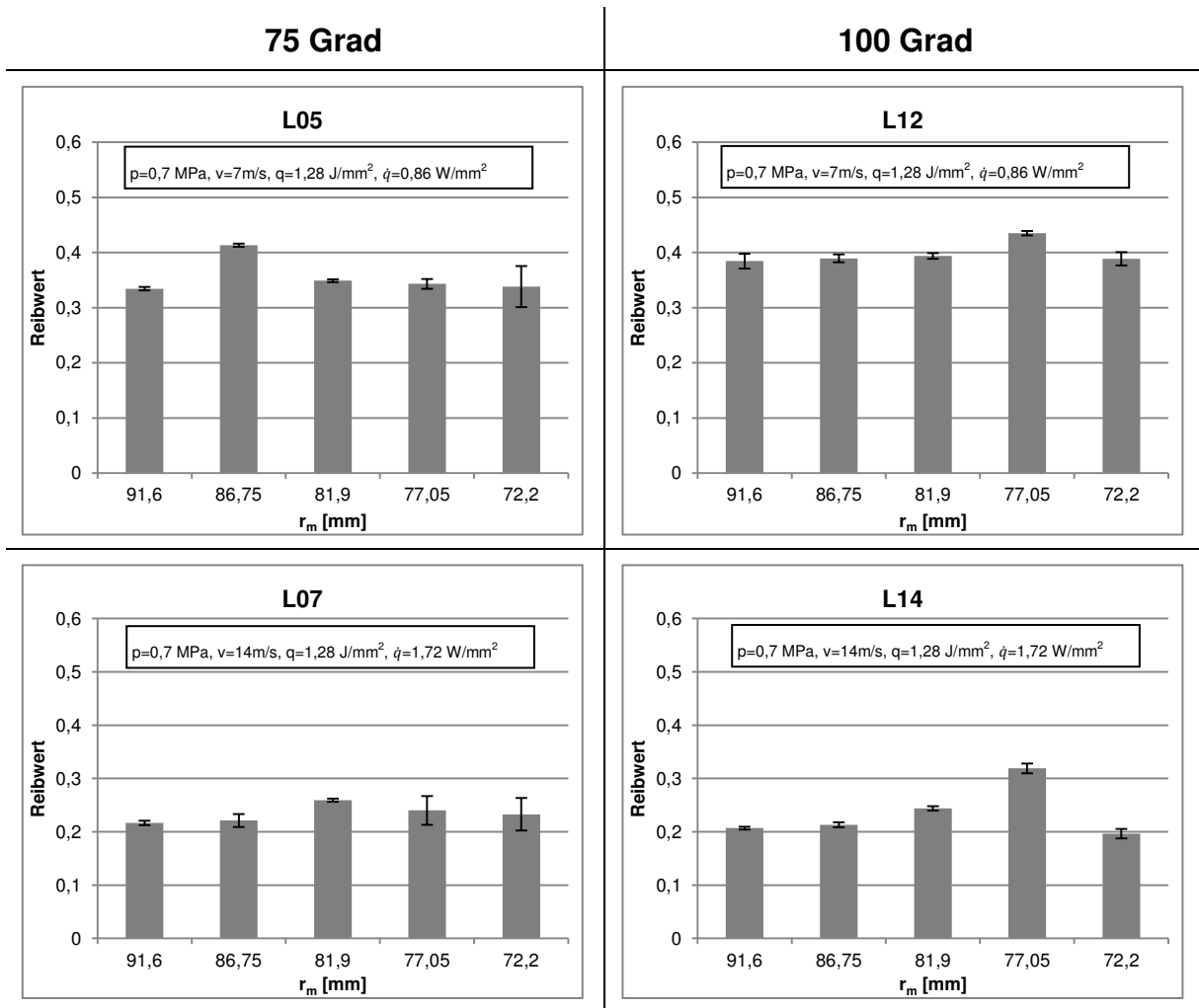


Tabelle 22: Betrachtung des mittleren Reibwerts und der Standardabweichung der Versuchsreihen P12-P16

Als Fazit dieser Versuchsreihe kann festgehalten werden, dass ein Einfluss des mittleren Reibradius trotz identischer spezifischer Belastungsparameter und –historie auf das Reibwertverhalten nicht erkannt werden kann.

5.1.6 Einfluss Segmentierung

Nachdem der Einfluss der Ringbreite und des mittleren Reibradius untersucht wurde, soll nun geklärt werden, ob eine Segmentierung einen nennenswerten Effekt auf das Reibwertverhalten hat. In ALBERS¹⁸⁰ wurde dieser Einfluss untersucht, jedoch wurde kein Vergleich mit einem Vollring (siehe Abbildung 30) gemacht und die Untersuchungen nur bei einer Temperatur durchgeführt.

Der Reibradius ist bei diesen Versuchen konstant und beträgt 82,50 mm. Die Ringbreite wird auf 10mm festgelegt, um eine möglichst geringe Beeinflussung durch

¹⁸⁰ ALBERS, OTT, U. A. 2011

diesen Parameter zu garantieren. Für diese Versuchsreihe stand der Reibbelag aus einer anderen Charge zur Verfügung, so dass die Referenzgeometrie P10 wiederholt wurde. Damit kann der Chargen-Einfluss auf die Ergebnisse ausgeschlossen werden. Tabelle 23 beinhaltet die Daten der segmentierten Reibbelags P10-S1, P10-S2 und P10-S3 (siehe Tabelle 23). Der Vollring wird durch den Winkel α (10° , 20° und 30°) in sechs Segmente unterteilt.

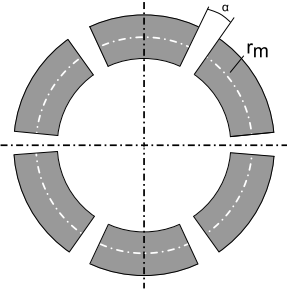
| Paarung | Fläche [mm ²] | da [mm] | di mm] | r _m [mm] | Winkel α [°] | Form |
|---------|------------------------------|------------|-----------|------------------------|------------------------|---|
| P10-S0 | 5167,92 | 174,50 | 154,50 | 82,5 | 0 |  |
| P10-S1 | 4306,60 | | | | 10 | |
| P10-S2 | 3445,28 | | | | 20 | |
| P10-S3 | 2583,96 | | | | 30 | |

Tabelle 23: Untersuchte Varianten zur Bestimmung des Einflusses einer Segmentierung des Reibbelags

In den Versuchen zeigte sich je nach Laststufe (siehe Tabelle 5 auf Seite 66) ein leicht unterschiedliches Verhalten (siehe Tabelle 25). Die Reibwertschwankungen waren bei allen Versuchsreihen gering, wobei mit zunehmenden Winkel α die Schwankungen tendenziell noch geringer wurden. Bei allen Laststufen wies der Vollring gegenüber den segmentierten Ringen den kleinsten mittleren Reibwert auf. In den meisten Laststufen stieg der mittlere Reibwert mit dem Winkel α an. Besonders in den Laststufen L02/L09 und L03/10 ist dies deutlich zu erkennen. Eine Erklärung hierfür kann sein, dass die mit dem Winkel α immer kleineren Segmente sich besser an die verformte Gegenreibe anpassen können und somit eine homogene Flächenpressung ermöglichen. Ein Einfluss der Reibarbeit in den Laststufen L02/L09 und L03/10 auf das Reibwertverhalten ist bei keiner Versuchsreihe erkennbar.

In Laststufen mit einer Flächenpressung von $p=0,7\text{MPa}$ steigt der Reibwert im Vergleich zum Vollring weniger stark an (vgl. L05 und L07 bzw. L12 und L14). Hier kommt es bereits ab einem Winkel $\alpha=10^\circ$ zu keinem weiteren Anstieg.

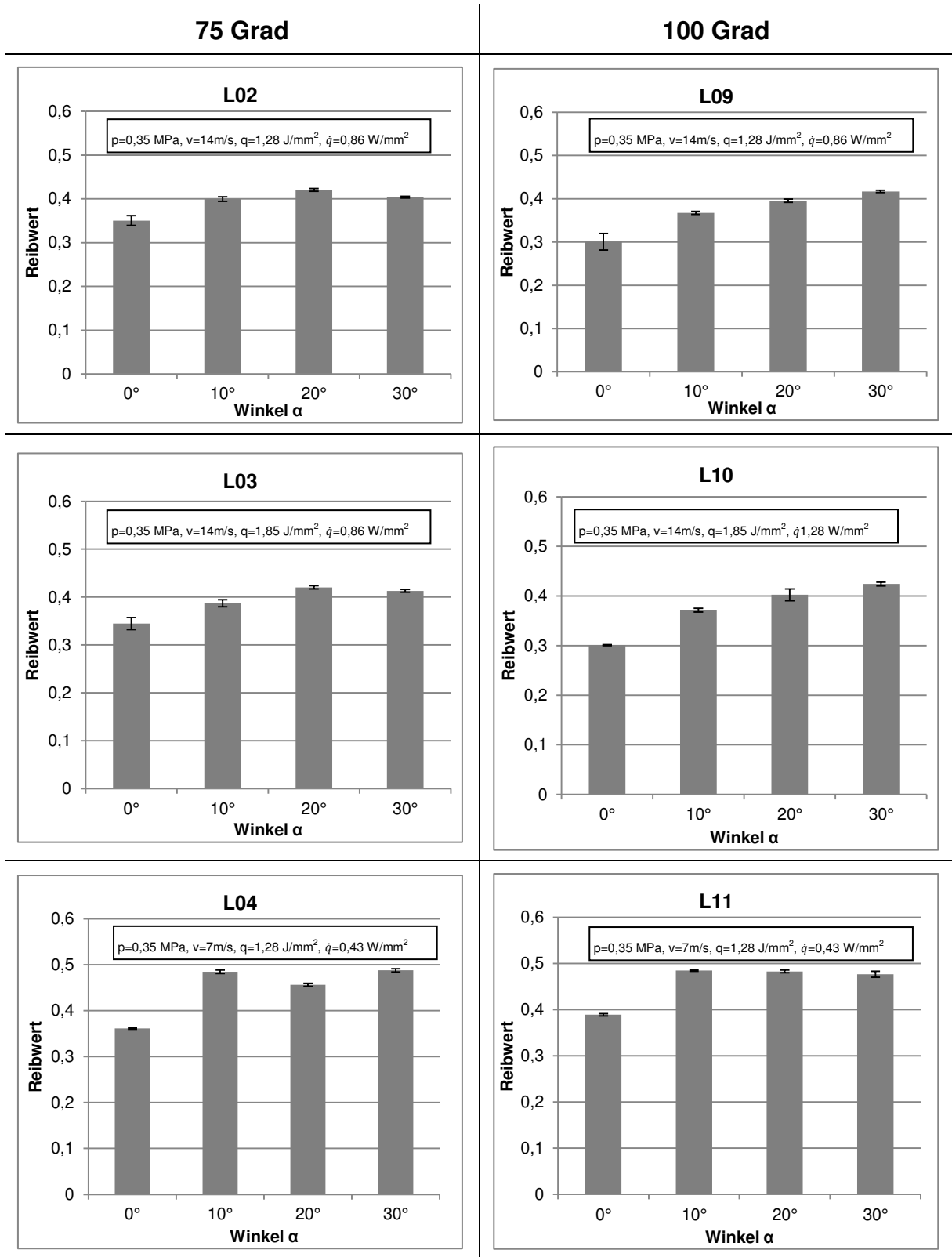


Tabelle 24: Einfluss der Segmentierung auf das Reibwertverhalten

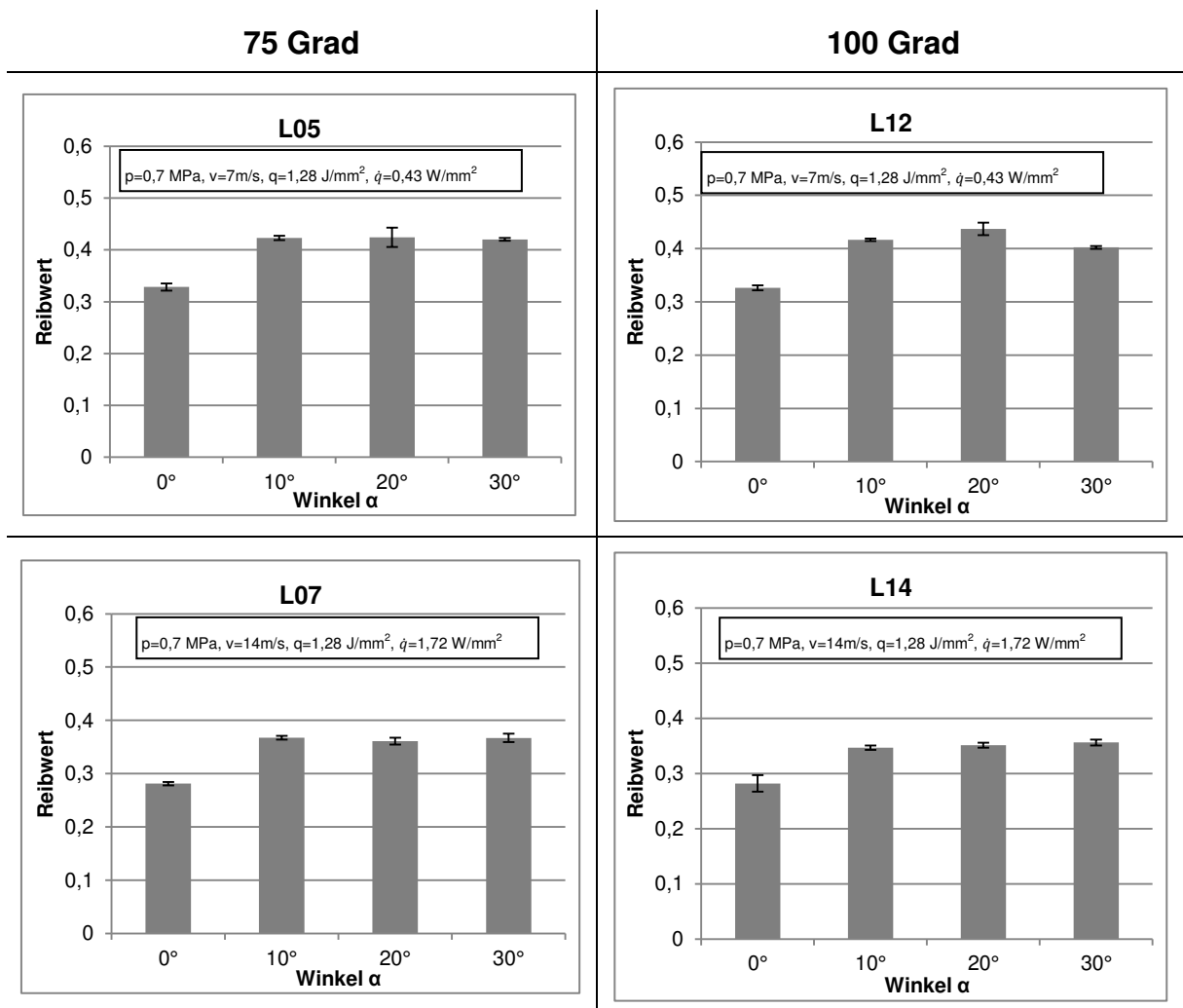


Tabelle 25: Einfluss der Segmentierung auf das Reibwertverhalten

Die niedrigsten Reibwerte werden in den Laststufen L07 und L14 gemessen. Auch bei den segmentierten Ringgeometrien sinkt mit steigender Reibleistung der Reibwert deutlich. Geht man von einer homogeneren Flächenpressung bei den segmentierten Belägen aus, scheint offensichtlich die Reibschicht durch die lokalen Reibleistungen zerstört zu werden. Die Reibschicht kann dann nur noch geringere Scherspannungen übertragen, was einen Abfall des Reibwerts zur Folge hat.

Abbildung 77 und Abbildung 78 zeigen den dynamischen Reibwertverlauf und die Standardabweichung. Zu Beginn der Bremsung (hohe Gleitgeschwindigkeit) ist die Standardabweichung relativ hoch, sinkt jedoch schnell auf sehr niedrige Werte für die restliche Bremsdauer und bestätigt die Reproduzierbarkeit der Messungen. Ein Zusammenhang zwischen hoher Standardabweichung und Segmentwinkel α oder der Starttemperatur T_{Start} kann nicht beobachtet werden. Vielmehr steigt die Standardabweichung mit der Flächenpressung rapide an. Offensichtlich sind die Initialbedingungen zu Beginn des Reibvorgangs bei jeder Schaltung nicht identisch. Aufgrund der sehr guten Reproduzierbarkeit des Anpresskraftaufbaus und der

Starttemperatur T_{Start} müssen die Ursachen in den Reaktionsabläufen der Reibpartner und der thermomechanischen Verformungen begründet sein.

$$p=0,35 \text{ MPa}, v=14\text{m/s}, q=1,28 \text{ J/mm}^2, \dot{q}=0,86 \text{ W/mm}^2$$

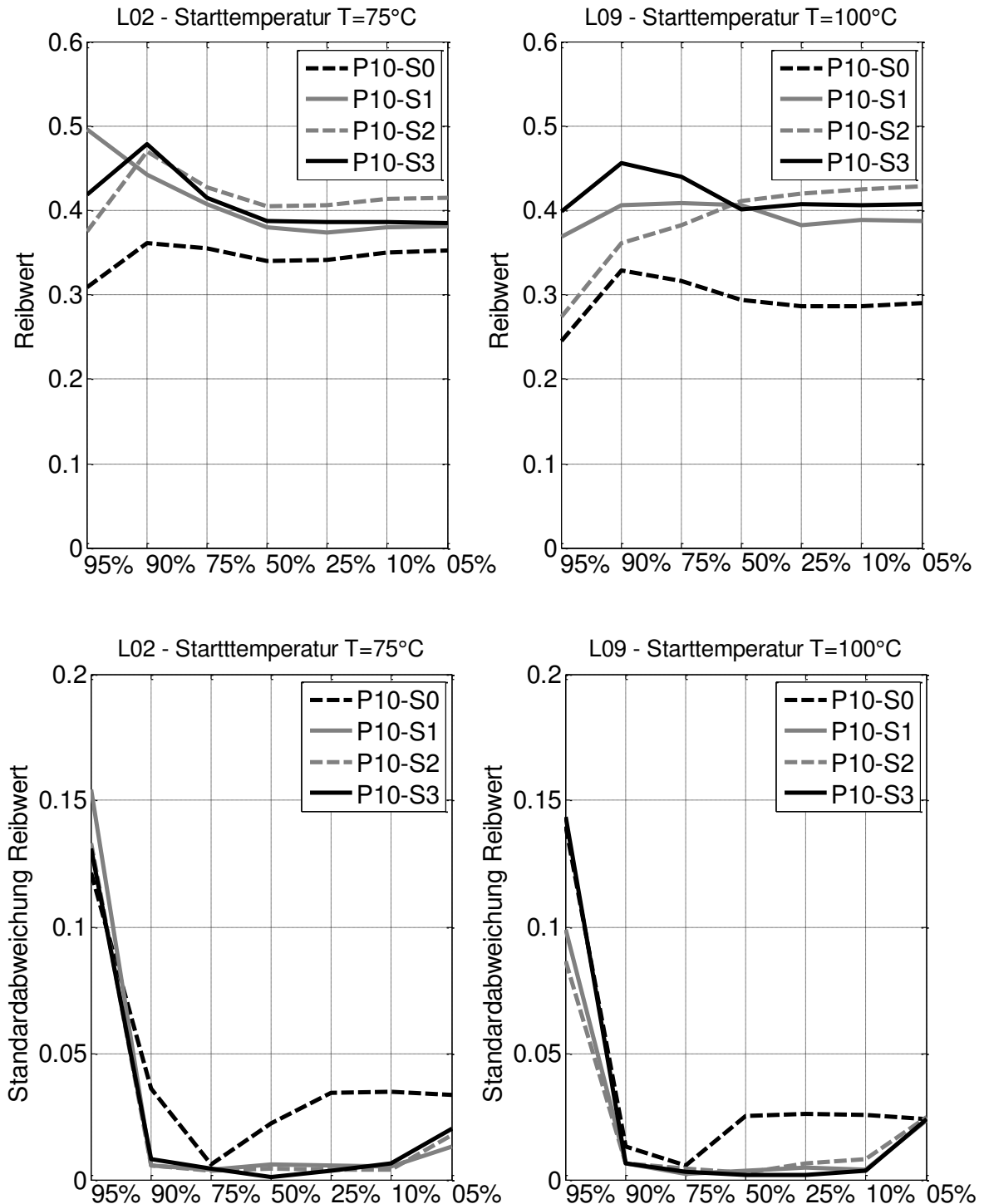


Abbildung 76: Darstellung des dynamischen Reibwerts ausgewählter Laststufen und der Standardabweichung über der Gleitgeschwindigkeit (100% = v_{max} , 0% = 0m/s)

$$p=0,7 \text{ MPa}, v=14\text{m/s}, q=1,28 \text{ J/mm}^2, \dot{q}=1,72 \text{ W/mm}^2$$

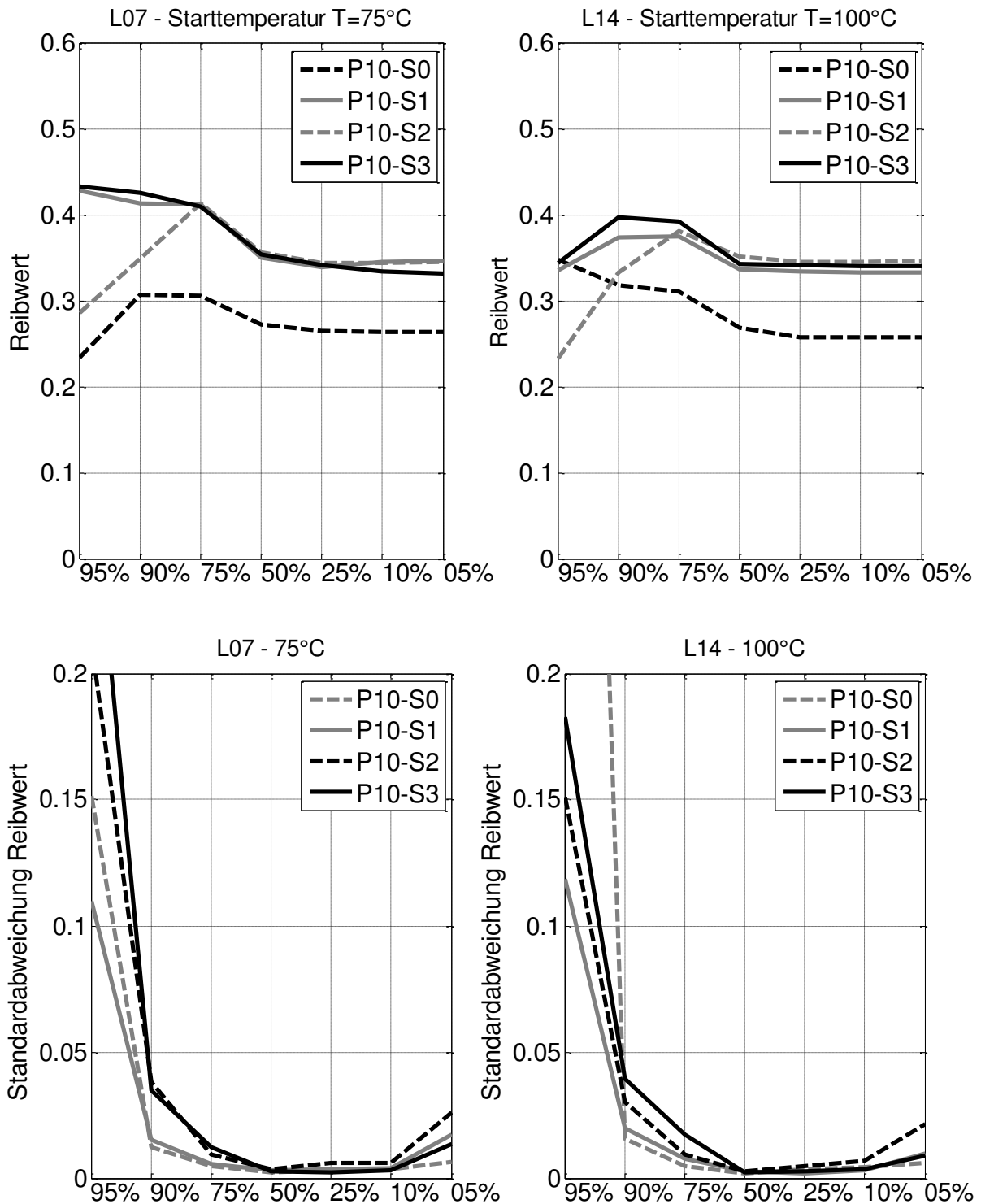


Abbildung 77: Darstellung des dynamischen Reibwerts ausgewählter Laststufen und der Standardabweichung über der Gleitgeschwindigkeit (100% = v_{\max} , 0% = 0m/s)

5.1.7 Einfluss Pelletgeometrie

Die Entwicklung von Reibbelägen stellt eine hohe Herausforderung dar. Ein Reibbelag besteht aus über zwei Dutzend Materialien¹⁸¹. Ein weiterer Aspekt ist auch das Herstellungsverfahren. So werden die Inhaltsstoffe mit einer Matrix unter Druck und Temperatur verbunden und anschließend über einen bestimmten Zeitraum und Temperatur ausgehärtet¹⁸². Die Prozessparameter haben ebenfalls einen entscheidenden Einfluss auf das spätere tribologische Verhalten. Mit dem hergestellten Belag werden dann unterschiedliche Prüfungen durchgeführt, um die Einsatztauglichkeit zu validieren¹⁸³.

Aufgrund dieses aufwändigen Prozesses bei der Herstellung neuer Beläge ist man bestrebt die Form des Prüflings möglichst einfach zu halten. Üblicherweise entspricht diese Form nicht der späteren Belagsform wie sie in einem Kupplungs- oder Bremssystem eingesetzt wird (z.B. hohe Kosten, keine Informationen über das spätere Design). Die Pelletgeometrie (siehe Tabelle 26, P14-1 und P14-2) ist eine solche einfache Form. Inwieweit das Reibwertverhalten der Pelletgeometrie dem Reibwertverhalten der späteren Geometrie, in diesem Fall der Ringgeometrie (Tabelle 26, P04 und P08), entspricht, soll in diesem Kapitel durch zwei Stichversuche näher untersucht werden.





| | Paarung | | | |
|------------------------------------|---|---|--|---|
| | P04 | P14-1 | P08 | P14-2 |
| Prüfling |  |  |  |  |
| Fläche [mm ²] | 12475,07 | 2714,33 | 10304,2 | 1884,96 |
| da/di | 188/139,5 | 188/139,5 | 184/144 | 184/144 |
| Ringbreite/Pellet-durchmesser [mm] | 24,25 | 24,25 | 20,00 | 20,00 |

Tabelle 26: Reibpaarungen für den Vergleich von Ring- und Pelletversuchen¹⁸⁴

¹⁸¹ BERGHEIM 1997

¹⁸² BERGHEIM 1997

¹⁸³ BERGHEIM 2002

¹⁸⁴ ALBERS, OTT, U. A. 2013

Tabelle 26 zeigt die dafür verwendeten Prüfkörper. Die Abmessungen der Versuchsreihen P04 und P08 wurden als Ausgangsgeometrie gewählt. Versuchsreihe P14-1 besteht aus sechs Pellets mit einem Durchmesser von 24,25mm. Dies entspricht der Ringbreite der Versuchsreihe P04. Beide besitzen demnach den identischen Reibradius. Die Fläche und somit die absolut eingetragene Energie ist deutlich kleiner. Die spezifischen Belastungen sind jedoch identisch. Für die Gegenüberstellung der Versuchsreihe P08 wird die Versuchsreihe P14-2 herangezogen. Die Versuche wurden nach dem Versuchsprogramm in Tabelle 5 ausgeführt.

In Abbildung 78 sind die Reibwertverläufe der Ring- und Pelletgeometrie dargestellt. Untersucht wurde der Einfluss der Reibleistung bei konstanter Reibenergie ($q = 1,28J/mm^2$). Insgesamt ist das Reibwertniveau der Pelletgeometrien überwiegend höher als das der Ringgeometrie. Bei steigender Reibleistung nimmt der Abstand weiter zu. Dabei sinkt, wie bereits schon diskutiert, der Reibwert der Versuchsreihen P04 und P08 deutlich ab. Die Reibwerte der Versuchsreihen P14-1 und P14-2 sinken dagegen nur leicht ab. Das quantitative und qualitative Verhalten der Pellet- und Ringgeometrie unterscheidet sich also erheblich (bis zu 64% bei $\dot{q} = 1,72 W/mm^2 - P08/P14 - 2$).

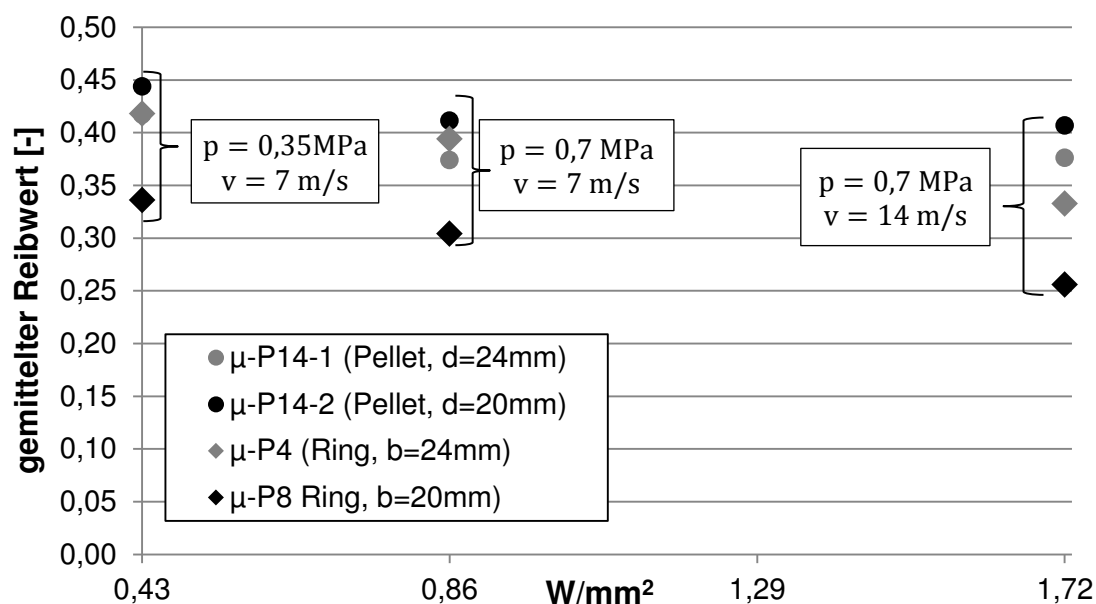


Abbildung 78: Vergleich Reibwerte Ring- und Pelletgeometrie bei unterschiedlicher Reibleistung¹⁸⁵.
Der Reibwert wird in jedem Lastpunkt für jede Paarung aus ca. 100 Schaltungen gemittelt ($q = 1,28J/mm^2, T = 75^\circ C$)

¹⁸⁵ ALBERS, OTT, U. A. 2013

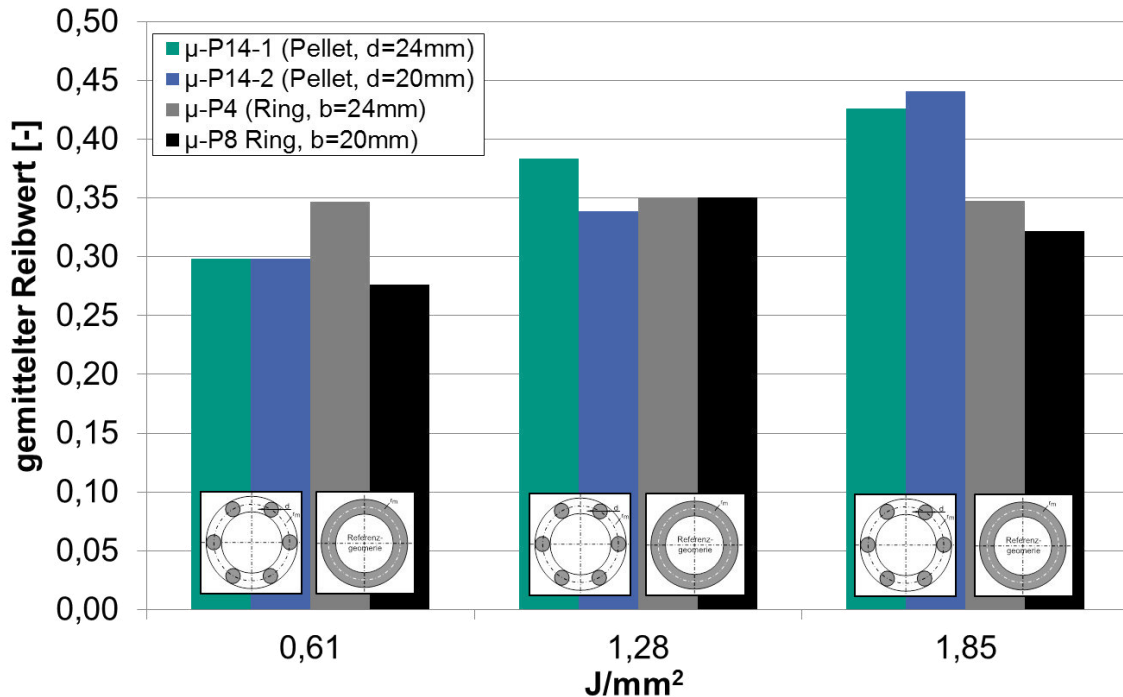
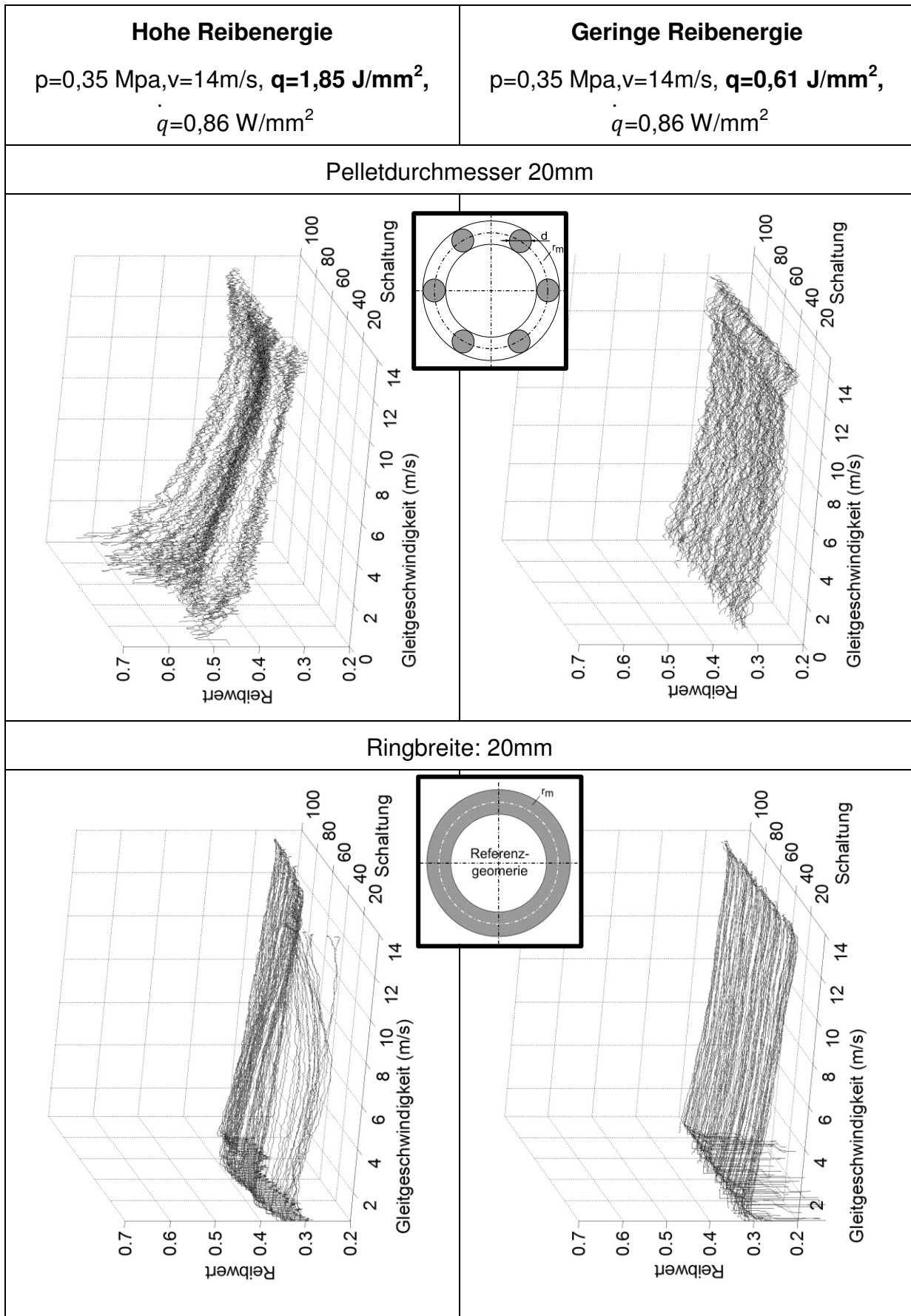


Abbildung 79: Vergleich Reibwerte Ring- und Pelletgeometrie bei unterschiedlicher Reibenergie¹⁸⁶.
 Der Reibwert wird in jedem Lastpunkt für jede Paarung aus ca. 100 Schaltungen gemittelt ($p = 0,35 \text{ MPa}$, $v = 14 \text{ m/s}$, $\dot{q} = 0,86 \text{ W/mm}^2$, $T = 75^\circ\text{C}$)

Die Untersuchung der Auswirkungen der spezifischen Reibleistung ergibt ein ähnliches Bild (Abbildung 79). Bei einer Reibenergie von $q = 0,61 \text{ J/mm}^2$ weisen die Reibwerte zwischen der Pellet- und Ringgeometrie noch einen geringen Abstand voneinander auf. Mit steigender Reibenergie erhöhen sich auch in diesem Fall die Reibwerte der Pelletversuche. Die Reibwerte der Ringversuche bleiben hingegen nahezu konstant. Es lässt sich zusammenfassen, dass bei höherer spezifischer Reibenergie und Reibleistung die Reibwerte der Pellets ansteigen und höher als die der geschlossenen Ringgeometrie sind. Die dynamischen Reibwertverläufe zeigen bei geringen Reibenergien ein ähnliches Verhalten. Bei hohen Reibenergien unterscheiden sie sich deutlich (Abbildung 80 und Abbildung 81).

¹⁸⁶ ALBERS, OTT, U. A. 2013

Abbildung 80: Reibwertverlauf bei Reibringbreite 20mm und Pelletdurchmesser $d=20\text{mm}$

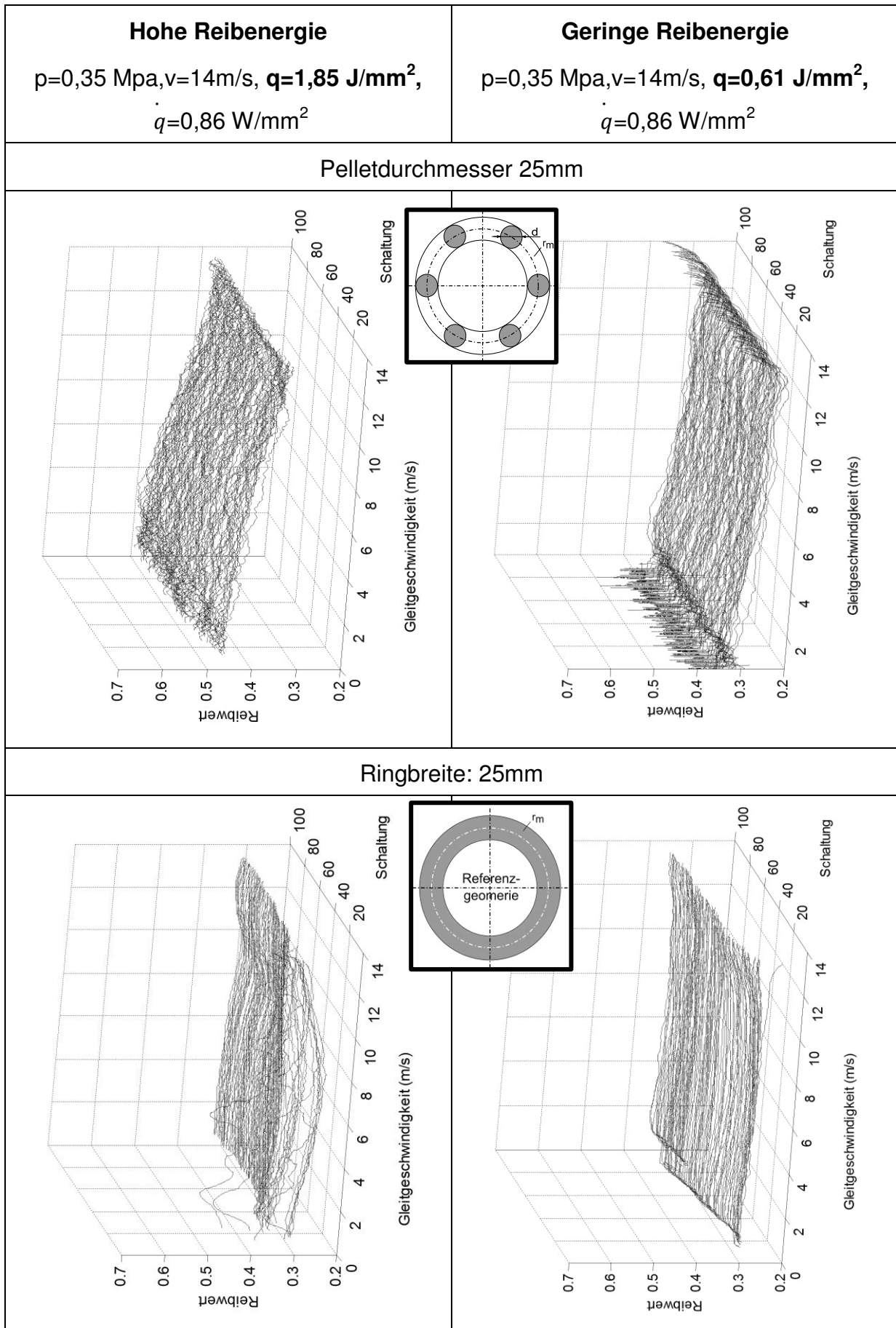


Abbildung 81: Reibwertverlauf bei Reibringbreite 25mm und Pelletdurchmesser $d=25\text{mm}$

5.1.8 Einfluss der Belastungshistorie auf das Reibwertverhalten

Neben dem Einfluss der Geometrie des Reibbelags stellt sich die Frage, inwieweit das Versuchsprogramm (Tabelle 5) selbst Einfluss auf das Reibwertverhalten hat. Zu diesem Zweck wurde nach jeder Laststufe eine Referenzstufe gefahren (100 Schaltungen, $p = 0,35 \text{ MPa}$, $v = 14 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, $\dot{q} = 0,86 \frac{\text{W}}{\text{mm}^2}$, $q = 0,61 \frac{\text{J}}{\text{mm}^2}$, $T = 75^\circ/100^\circ\text{C}$). In den Unterkapiteln 5.1.8.1 und 5.1.8.2 wird dieser Einfluss bei den Reibbelägen mit Ring- und Segmentform untersucht.

5.1.8.1 Geschlossene Ringform

Der Einfluss der Belastungshistorie wird für die beiden Temperaturbereiche 75 und 100°C getrennt untersucht. Abbildung 82 zeigt die gemessenen mittleren Reibwerte (Medianwert aus 100 Schaltungen) der Referenzstufen R02 bis R07 für die Ringformen P04 bis P11. Zusätzlich beinhaltet das Diagramm die spezifische Reibleistung und Reibenergie der zuvor gefahrenen Laststufen (Bsp.: Vor der Referenzstufe R02 wurde eine Laststufe mit $1,28 \text{ J/mm}^2$ und $0,86 \text{ W/mm}^2$ durchgeführt). In der Referenzstufe R05 wurden, abgesehen von der Versuchsreihe P04_no3, die höchsten Reibwerte gemessen. In den folgenden Referenzstufen R06 und R07 sinken die Reibwerte bei allen Versuchsreihen wieder ab.

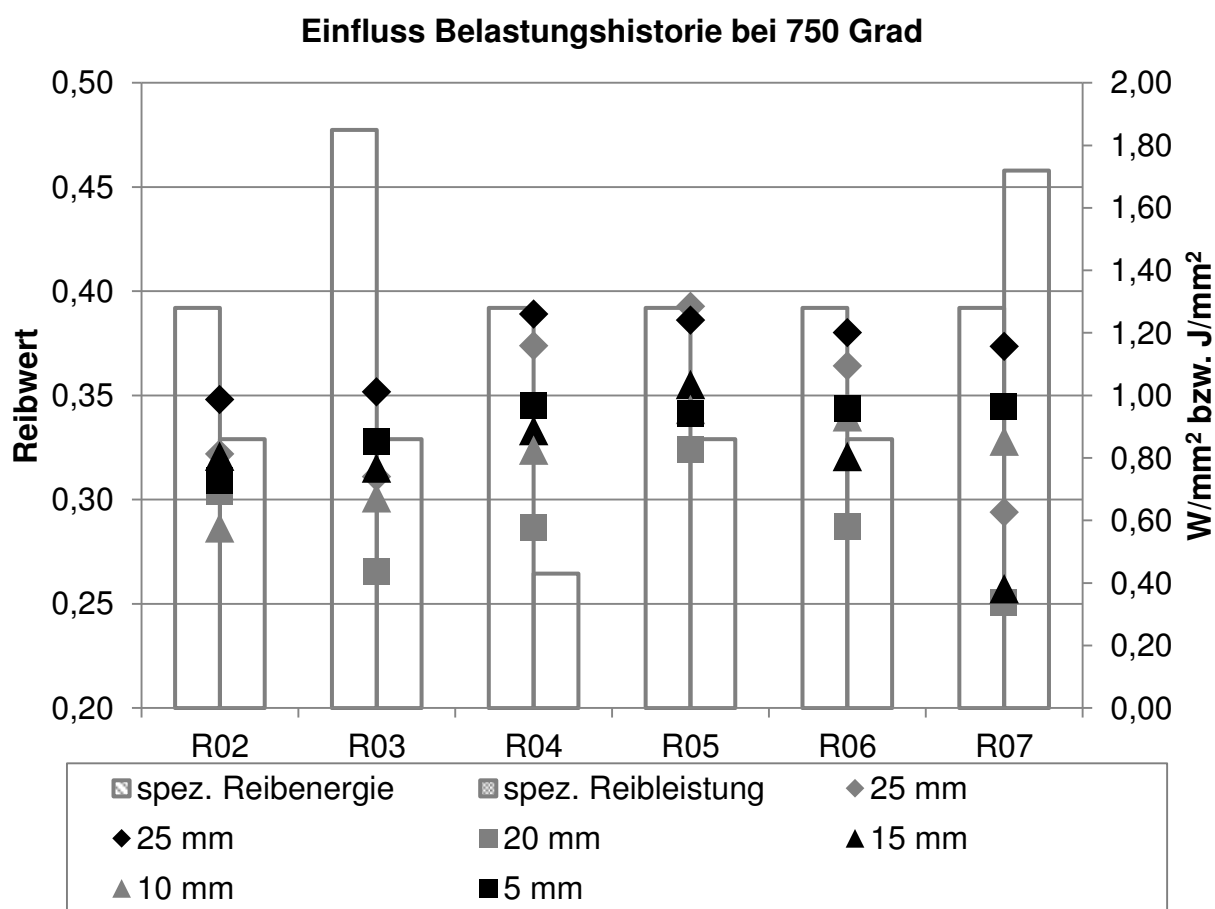


Abbildung 82: Einfluss der Belastungshistorie bei Vollringen

Offensichtlich besteht ein Zusammenhang zwischen der steigenden spezifischen Reibleistung der vorgelagerten Laststufen L05-L07 und den unmittelbar danach gefahrenen Referenzstufen. Bei steigender Reibleistung und konstanter Reibenergie sinken die mittleren Reibwerte der untersuchten Versuchsreihen deutlich ab. Nur bei den Versuchsreihen P11 und P10 kommt es zu keinem bzw. nur zu einem geringen Abfall der Reibwerte. Die Reibwerte dieser Versuchsreihen lagen bei den Untersuchungen in Kapitel 5.1.3 bereits höher als alle anderen. Die Begründung liegt vermutlich in der homogeneren Verteilung der Flächenpressung aufgrund der geringeren Ringbreite und damit besseren Möglichkeit sich den Verformungen der Gegenreibeischeibe anzupassen. Dieser Effekt hat, nach den hier gezeigten Ergebnissen nicht nur positive Auswirkungen auf die Reibwerte der Laststufen selbst, sondern auch auf die nachfolgende Referenzstufe.

Bei einer Starttemperatur von 100°C (siehe Abbildung 83) verstärkt sich das eben beschriebene Verhalten. Die Versuchsreihen P10 und P11 haben einen nahezu konstanten Reibwert in den Referenzstufen R08 bis R14. Die Reibwerte der anderen Versuchsreihen, welche eine größere Reibringbreite aufweisen (siehe Tabelle 6 auf Seite 68), sinken wieder mit steigender Reibleistung der vorangegangenen Laststufe deutlich ab.

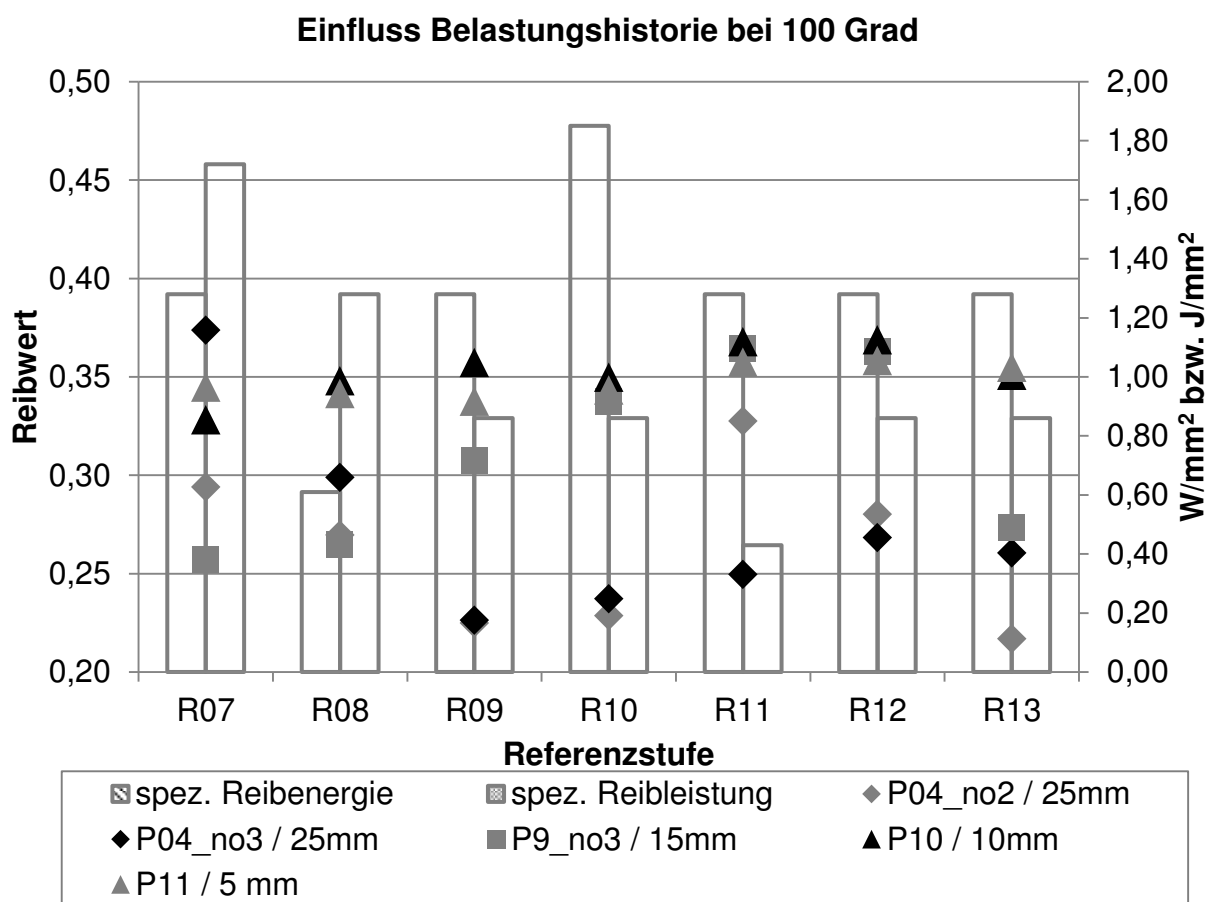


Abbildung 83: Einfluss der Belastungshistorie bei Vollringen

Die Untersuchungen zeigen bei den Ringformen eine deutliche Abhängigkeit der Reibwerte der Referenzstufen zu den spezifischen Belastungen der vorangegangenen Laststufe bei beiden Starttemperaturen.

5.1.8.2 Segmentierte Ringform

Die Versuchsreihe P10-S0 entspricht den geometrischen Abmaßen der Ringform P10 und unterscheidet sich lediglich durch eine andere Charge. Durch Vergleich der Ergebnisse der Versuchsreihe P10-S0 aus Abbildung 84 und der Versuchsreihe P10 aus Abbildung 82 stellt man fest, dass sich das Reibwertniveau und in diesem Fall die Unabhängigkeit des Reibwerts der Referenzstufe zu der vorangegangenen Laststufe bestätigt.

Es fällt auf, dass die Versuchsreihen P10-S1,-S2 und S3 mit steigender Segmentierung (vgl. Tabelle 23) ebenfalls keine deutlichen Abhängigkeiten zwischen der Referenzstufe und der Laststufen zeigen. Es besteht lediglich ein unterschiedliches Reibwertniveau.

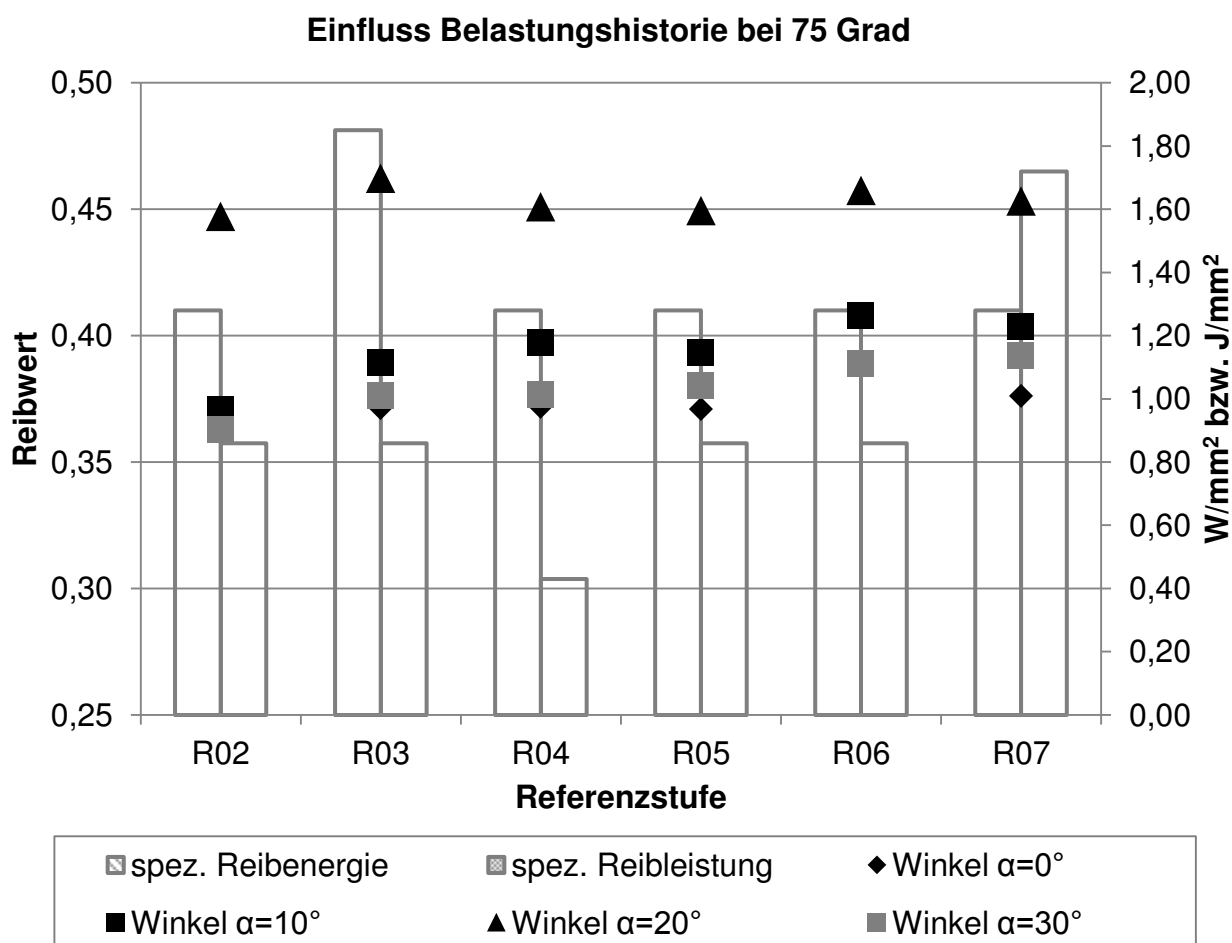


Abbildung 84: Einfluss der Belastungshistorie (Segmentform / $T_{\text{Start}} = 75^\circ\text{C}$)

Steigert man die Starttemperatur auf $T_{\text{Start}}=100^\circ\text{C}$ (Abbildung 85), erkennt man ebenfalls keine signifikante Abhängigkeit zwischen Referenz- und Laststufe.

Offenbar scheint eine Segmentierung der Ringform bei der hier betrachteten Ringbreite in den Referenzstufen keine wesentlichen Veränderungen zu bewirken. In den Laststufen zeigte sich jedoch mit steigender Segmentierung auch ein steigender mittlerer Reibwert (siehe Ergebnisse in Kapitel 5.1.6). Auch dieses Verhalten wird auf eine homogenere Verteilung der Flächenpressung zurückgeführt. Aufgrund der praktisch konstanten Reibwerte in den Referenzstufen scheinen die hohen spezifischen Reibleistungen und Reibenergien die ausgebildete Reibschicht, im Gegensatz zu den Ringformen mit hoher Ringbreite, nicht zu schädigen.

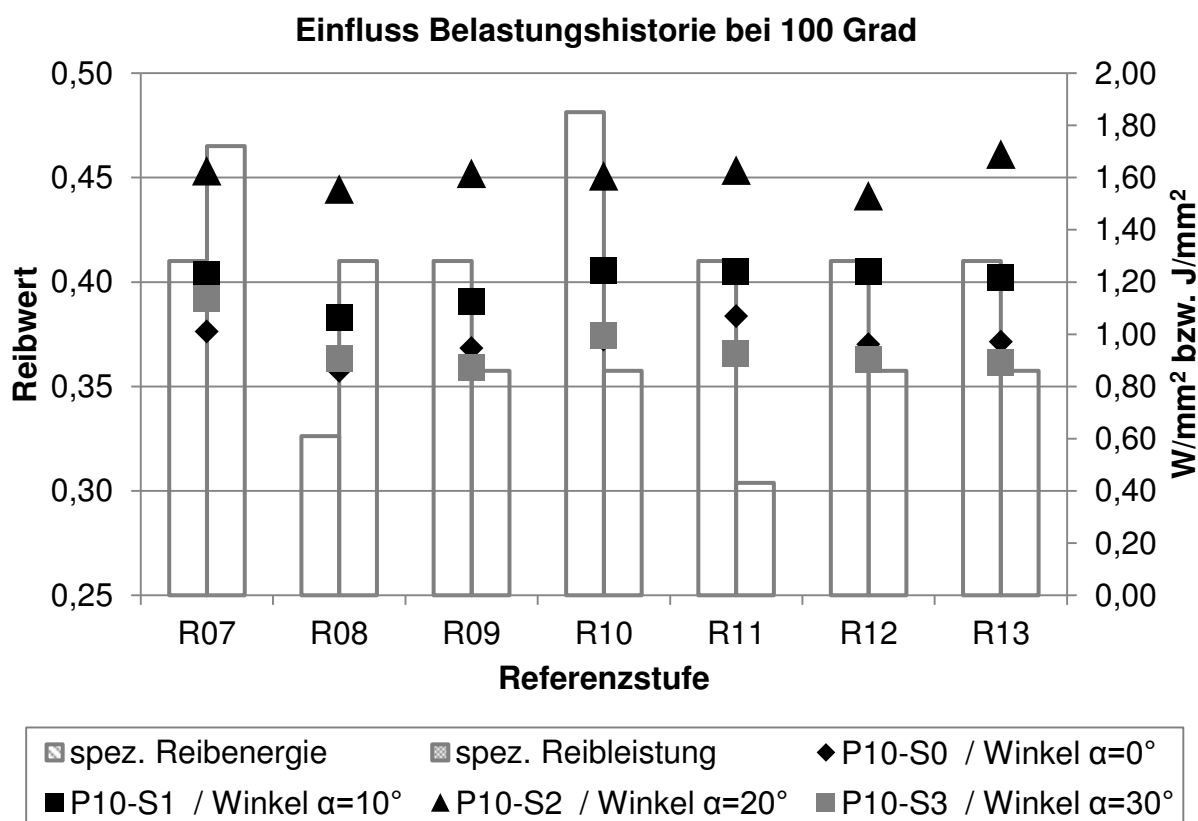


Abbildung 85: Einfluss der Belastungshistorie (Segmentform / $T_{\text{Start}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$)

5.1.9 Messung der Oberflächeneigenschaften

Die Erfassung der Rauheitseigenschaften der Belagsoberfläche erfolgte durch ein Weißlichtinterferometer¹⁸⁷. Die optische Messmethode erfasst rückwirkungsfrei und hochauflösend die Oberflächeneigenschaften.

Für das später eingesetzte Kontaktmodell war es wichtig, die Rauigkeitsverteilung auf der Belagsoberfläche zu kennen. Aus diesem Grund wurde an insgesamt neun Bereichen (je 2,5x2,5mm) die Oberfläche vermessen (Abbildung 86). Aus den 3D-

¹⁸⁷ FRT 2014

Daten wurde die Traganteilkurve durch die zugehörige Software automatisch ausgewertet und anschließend die Häufigkeitsverteilung berechnet. Die Häufigkeitsverteilung konnte durch die Weibullfunktion am besten beschrieben werden (siehe Kapitel 2.3.4).

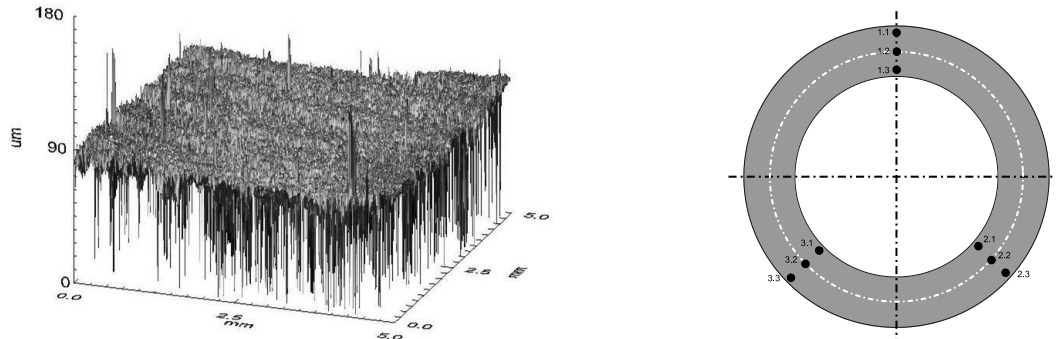


Abbildung 86: Links: exemplarische Messung, Rechts: Messstellen auf dem Belag (Referenzgeometrie P04)

Die Bandbreite der Häufigkeitsverteilungen zeigt Abbildung 87. Für das in Kapitel 6 verwendete Kontaktmodell wurden auf dieser Basis die beiden Parameter der Weibull-Häufigkeitsverteilungen generisch erstellt. Damit kann sichergestellt werden, dass die erzeugten Häufigkeitsverteilungen sich in einem realistischen Bereich befinden.

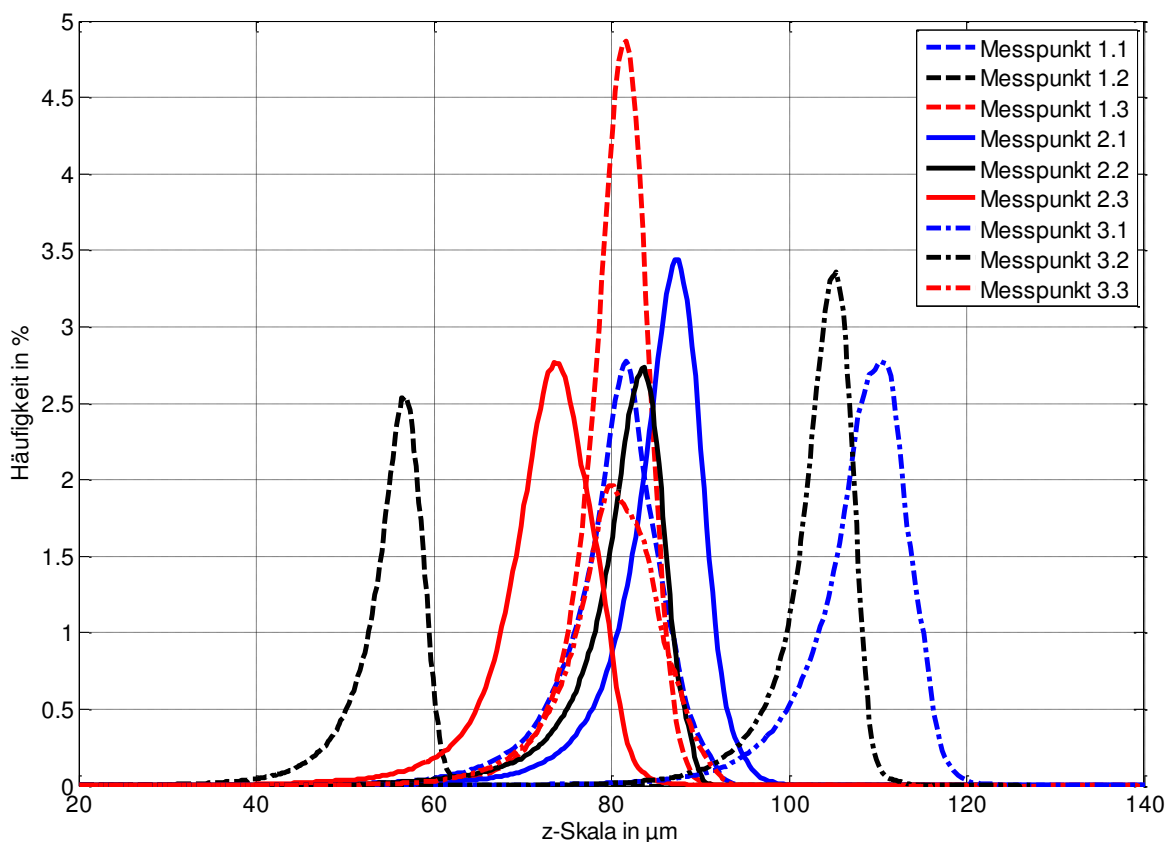


Abbildung 87: Histogramm des verwendeten Reibbelag

5.2 Zusammenfassung der experimentellen Untersuchungsergebnisse

In Kapitel 5 wurden umfangreiche experimentelle Untersuchungen zur Identifizierung von Einflussgrößen auf das Reibwertverhalten am Beispiel eines organischen Reibmaterials durchgeführt. Die Untersuchungsparameter waren die Reibbelagsgeometrie und die spezifischen Belastungen wie Reibleistung und Reibenergie (siehe Tabelle 5 auf Seite 66) bei zwei unterschiedlichen Temperaturstufen.

Es zeigte sich, dass die spezifische Reibleistung den größten Einfluss auf das Reibwertverhalten hat. Steigt die Reibleistung an so reduziert sich der gemessene Reibwert. Dies bestätigte sich bei verschiedenen Reibbelagsgeometrien (vgl. Abbildung 60 und Tabelle 25). Die Reibarbeit hingegen zeigte keinerlei Einfluss auf das Reibwertverhalten (vgl. Abbildung 67).

Bei der Untersuchung des Parameters Reibbelagsgeometrie zeigten sich bei der Reduzierung der Ringbreite (siehe Tabelle 7 auf Seite 68) deutliche Einflüsse. Mit abnehmender Ringbreite nahmen die Reibwerte bei höheren spezifischen Belastungen zu. In allen untersuchten Ringgeometrien konnte ein Abnehmen des Reibwerts mit steigender Reibleistung beobachtet werden. Der qualitative Verlauf war also sehr ähnlich. Interessanterweise konvergierten die Reibwerte bei einer spez. Reibleistung von $\dot{q} = 1,72 \frac{W}{mm^2}$ (siehe auch Abbildung 60) gegen einen gemeinsamen Reibwert. Offenbar scheint hier die Reibschicht bei allen Varianten derart geschädigt zu sein, dass es auch bei den Varianten mit geringerer Reibringbreite und damit homogenerer Flächenpressung zu einem Reibwerteinbruch kommt. Dies deutet darauf hin, dass die Leistungsgrenze des vorliegenden Materials erreicht wurde.

Bei der Betrachtung des mittleren Reibradius Ringbreite (Tabelle 20 auf Seite 103) und einer geringen Ringbreite (Verhältnis $d_a/d_i \approx 1,05-1,07$), welcher in Kapitel 5.1.4 untersucht wurde, konnte kein signifikanter Einfluss auf den Reibwert festgestellt werden.

Bei segmentierten (Tabelle 23 auf Seite 106) Ringen in unterschiedlichen Segmentierungsstufen (siehe Kapitel 5.1.6) stellte man ein Ansteigen des mittleren Reibwerts fest. Mit steigendem Winkel α werden die verbleibenden Segmente kleiner und können sich während des Reibprozesses besser an die verformte Gegenreibe anpassen. Dies begünstigt eine homogenere Flächenpressung und damit einen höheren Reibwert.

Die Belastungshistorie war bei allen untersuchten Varianten identisch (Tabelle 5). Zwischen den einzelnen Laststufen wurden Referenzstufen eingefügt, um

Änderungen auf das tribologische Verhalten zu beobachten. Die Referenzstufen hatten stets die identischen spezifischen Belastungen. In der Versuchsreihe mit den Ringgeometrie konnten bei einer großen Ringbreite (20-25mm) ein Abnehmen des Reibwerts in der Referenzstufen festgestellt werden, wenn zuvor eine Laststufe mit hoher spezifischer Reibleitung gefahren wurden (siehe Abbildung 82 bzw. Abbildung 83 auf Seite 112 bzw. 113). Bei geringeren Ringbreiten konnte dies nicht beobachtet werden. Die Reibwerte in der Referenzstufe blieben annähernd konstant. Bei den Versuchsreihen mit großer Ringbreite ist von einer stärkeren Schädigung der Reibschicht aufgrund höherer lokaler Reibleistungen durch die Verformungen der Gegenreibe auszugehen.

6 Modellierung des Temperatur- und Systemverhaltens

6.1 Temperaturberechnung

In den beiden folgenden Teilkapiteln werden ein Finite-Elemente-Modell (FE-Modell) und ein Finite-Differenzen-Modell (FD-Modell) zur Temperaturberechnung für den in Kapitel 4 vorgestellten Prüfkopf erstellt. Das FE-Modell berücksichtigt im Gegensatz zu dem FD-Modell dabei die thermomechanischen Verformungen der Reibpartner. Vorteil des FD-Modells ist eine deutlich schneller Berechnung der Temperaturen und eine einfachere Implementierung in andere Simulationsumgebungen (vgl. Tabelle 27).

| | Finite-Differenzen Modell (FD) | Finite-Elemente- Modell (FE) |
|--|-----------------------------------|---------------------------------|
| Berechnung lokaler Temperaturen | ja | ja |
| Thermomechanische Verformungen | nein | ja |
| Rechengeschwindigkeit ¹⁸⁸ | schnell | mittel |
| Reibwert in Abhängigkeit lokaler Größen (Temperatur, Flächenpressung,...) | ja | ja |

Tabelle 27: Wesentliche Differenzmerkmale des FD- und FE-Modells

Ziel ist der Vergleich der berechneten Temperaturverläufe mit den unterschiedlichen Methoden. Anschließend erfolgt ein Vergleich mit den Messungen aus den Experiment in Kapitel 5.

6.1.1 Modell auf Basis der Finite-Differenzen Methode

6.1.1.1 Modellbildung und Implementierung

Für das in Kapitel 4 experimentell untersuchte Kupplungssystem wird ein Temperaturmodell auf Basis der Finite-Differenzen-Methode (FDM) erstellt. Grundlage hierfür ist die Fouriesche Differentialgleichung:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla(\lambda \nabla T) \quad \text{Formel 46}$$

¹⁸⁸ Die Rechengeschwindigkeit ist stark abhängig von der Anzahl der Elemente und Rechenleistung. Bei vergleichbarer Elementanzahl und gleicher Rechenleistung ist die Berechnung des FD-Modells schneller.

ρ bezeichnet hierbei die Dichte, c_p die Wärmekapazität und λ die Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffes. x und y sind die Ortskoordinaten. Für den hier betrachteten zweidimensionalen Fall:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + Q \quad \text{Formel 47}$$

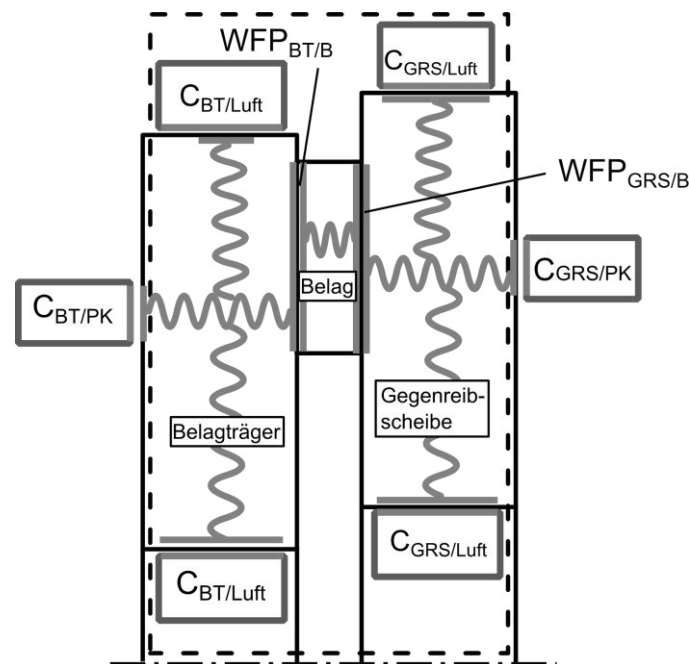


Abbildung 88: C&C²-A Modell des Prüfkopfs zur Modellierung nach der Finiten-Differenzen-Methode

In Abbildung 88 ist der Prüfkopf bestehend aus dem Belagträger, dem Belag und der Gegenreibe dargestellt. Analog zu anderen Arbeiten nach RAO¹⁸⁹ oder HÄMMERL¹⁹⁰, die ein FDM-Modell für nasslaufende Kupplungen entworfen haben, gibt es über die Systemgrenze keinen Wärmefluss. Der Wärmefluss für das WFP_{BT/PK} und WFP_{GRS/PK} ist demnach wie folgt formuliert:

$$\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) = 0 \quad \text{Formel 48}$$

Die Umgebungstemperatur wird im Versuch durch eine Klimatisierung konstant gehalten. In der Simulation muss das Wärmeabgabeverhalten der einzelnen Bauteile des Prüfkopfs betrachtet werden. Für die Wirkflächenpaare WFP_{BT/Luft}, WFP_{B/Luft} und WFP_{GRS/Luft} in Abbildung 88 wurde der Wärmefluss durch die Formel

¹⁸⁹ GUANG 2010

¹⁹⁰ HÄMMERL 1994

$$q_{PK/Luft} = \alpha * (T_{BT/B/GRS} - T_{Luft}) \quad \text{Formel 49}$$

beschrieben. Der Wärmeübergangskoeffizient α wird analytisch bestimmt und hängt stark von der Grenzflächengeschwindigkeit ab.

Im $WFP_{GRS/B}$ entsteht durch den Reibvorgang ein Wärmefluss, der das System aufheizt. Aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des Belags (Faktor 20-30 geringer) gegenüber dem Stahlwerkstoff fließt die meiste Reibenergie in die Gegenreibe. Auf die genaue Aufteilung wird später eingegangen. Die Reibenergie hängt vom Reibwert μ , der Flächenpressung p und der Gleitgeschwindigkeit v ab.

$$q_{rutsch} = \mu * p(r) * v(r) \quad \text{Formel 50}$$

Die Flächenpressung $p(r)$ wird zunächst als gleichmäßig über der Reibfläche verteilt angenommen. Es sei jedoch angemerkt, dass die Verteilung im realen System nicht homogen ist, sondern von einer Vielzahl an Einflüssen abhängt. So ist zum einen die Steifigkeit der Komponenten ein wesentlicher Einflussfaktor. Je geringer die Steifigkeit desto besser kann sich die Oberfläche des Belags und der Gegenreibe anpassen. Die Steifigkeit kann allerdings im realen System nur begrenzt reduziert werden, da sonst der Ein-/Auskuppelweg zunimmt. Dies kann als komfortmindernd wahrgenommen werden. Die Temperatur und die unterschiedliche Wärmeleitfähigkeit der einzelnen Komponenten des Systems verursachen zudem Wärmespannungen, die durch die jeweilige Anbindung der Reibpartner zum restlichen Kupplungssystem Topfungseffekte verursachen können. Die inhomogene Verteilung der Flächenpressung kann z.B. durch Untersuchungen am Prüfstand (Verschleiß- und Temperaturverhalten) oder durch FE-Berechnungen bestimmt werden.

Das FD-Modell, welches in dieser Arbeit entwickelt wurde, erlaubt es unterschiedliche Flächenpressungen vorzugeben und deren Auswirkungen auf das thermische Verhalten zu untersuchen. Der Reibwert wird in Abhängigkeit der lokalen Größen (Flächenpressung p , Gleitgeschwindigkeit v und Temperatur T) zugeordnet. Abbildung 90 stellt ein beliebiges Element des diskretisierten Prüfkopfs (Abbildung 89) dar. Die Wärmeströme in Umfangsrichtung des Prüfkopfes werden aufgrund der Symmetrie nicht betrachtet.

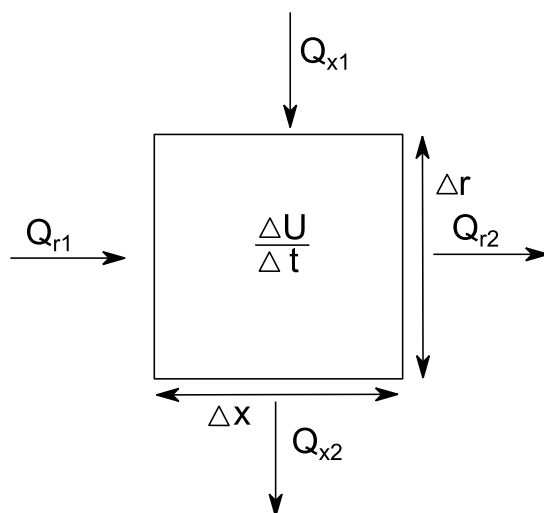
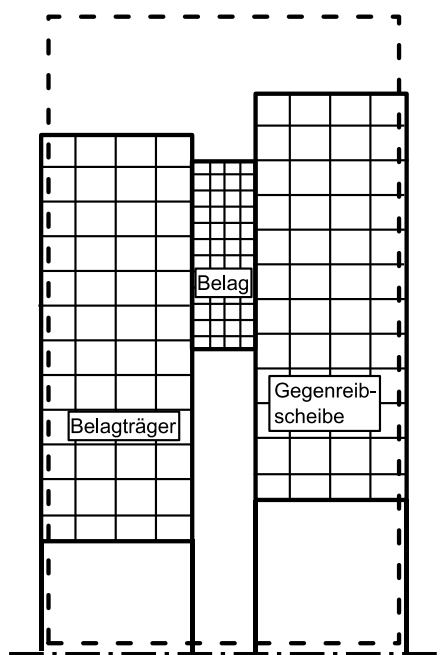


Abbildung 89: FD-Modell des Prüfkopfs

Abbildung 90: Infinitesimales Element mit Wärmeströmen

Die einzelnen Wärmeströme in einem Zeitschritt Δt können nach der Fourier Gleichung berechnet werden (vgl. Rao¹⁹¹):

$$Q_{x1} = \lambda \Delta r \Delta x \Delta t \frac{T(x - \Delta x, r, t) - T(x, r, t - \Delta t)}{\Delta x} \quad \text{Formel 51}$$

$$Q_{x2} = \lambda \Delta r \Delta x \Delta t \frac{T(x, r, t - \Delta t) - T(x + \Delta x, r, t - \Delta t)}{\Delta x} \quad \text{Formel 52}$$

$$Q_{r1} = \lambda \Delta r \Delta r \Delta t \frac{T(x, r - \Delta r, t) - T(x, r, t - \Delta t)}{\Delta r} \quad \text{Formel 53}$$

$$Q_{r2} = \lambda \Delta r \Delta r \Delta t \frac{T(x, r, t) - T(x, r - \Delta r, t - \Delta t)}{\Delta r} \quad \text{Formel 54}$$

Stellt man eine Wärmebilanz für ein Element auf, so kann die gespeicherte Energie für das betrachtete Element wie folgt berechnet werden:

$$\Delta Q = \rho c_p \Delta r \Delta x (T(x, r, t) - T(x, r, t - \Delta t)) \quad \text{Formel 55}$$

Mit den Formel 51 bis Formel 55 kann für jedes Element die Wärmebilanz aufgestellt werden und damit die Temperatur $T(x, r, t)$ an jedem Element berechnet werden.

¹⁹¹ GUANG 2010

Die Wärme Gleichungen wurden in MATLAB¹⁹² umgesetzt. In Abbildung 92 (links) ist das FD-Modell des Prüfkopfs dargestellt. Der maximale kleinste stabilste Zeitschritt berechnet sich nach RAO¹⁹³ und SMITH¹⁹⁴ zu

$$\Delta t = \frac{\rho c_p \min(\Delta z, \Delta r)^2}{4} \quad \text{Formel 56}$$

Die Umgebungstemperatur kann frei und unabhängig von der Starttemperatur des Prüfkopfs gewählt werden. Den Simulationsergebnissen liegen eine Umgebungstemperatur von 50°C (entspricht der Temperatur in der Prüfkammer) und eine Starttemperatur aller Bauteile von 75°C zugrunde. Die Reibenergie wird durch Vorgabe der Flächenpressung p , der Startwinkelgeschwindigkeit ω_{start} und der Rutschzeit t_r bestimmt. In der vorliegenden Simulation liegt der Betriebsmodus Bremsung vor (siehe Abbildung 91).

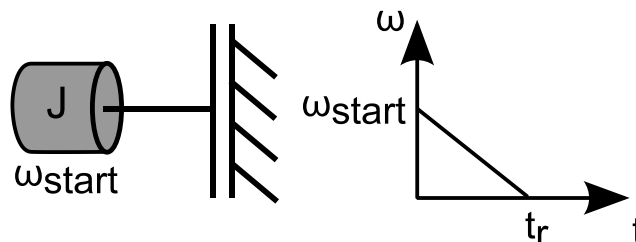


Abbildung 91: Betriebsmodus Bremsung

Es werden insgesamt 5 Schaltungen mit unterschiedlicher Reibenergie und Abkühlphasen hintereinander simuliert, wobei Schaltung 1 eine Reibenergie von 1500 und Schaltung 2 und 3 eine Reibenergie von 2800J haben. Die Schaltung 4 hat mit 1400J wieder weniger Reibenergie.

Die Temperatur in dem Messpunkt der Gegenreibe (Radius 0,084 mm, 0,2 mm unterhalb der Reibfläche) steigt von ursprünglich 75°C auf maximal 160°C an und sinkt am Ende des Lastzyklus auf 120°C ab.

¹⁹² MATLAB / R2011A

¹⁹³ SMITH 1993

¹⁹⁴ GUANG 2010

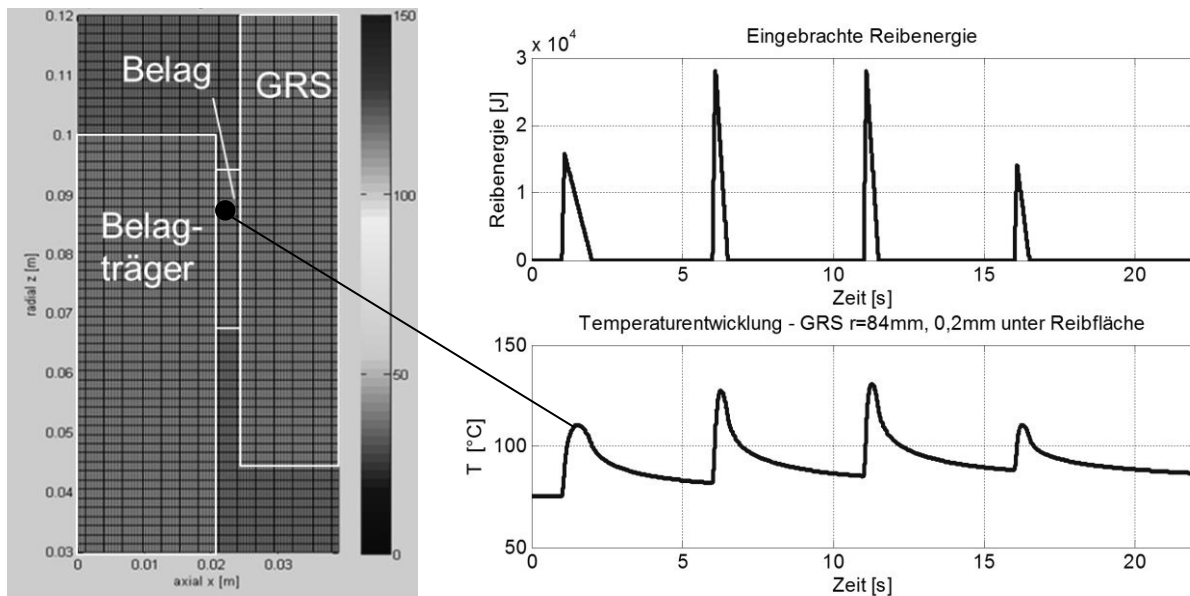


Abbildung 92: Eingebachte Reibenergie und Temperaturentwicklung in der Gegenreibe im vorgegebenem Lastzyklus

Abbildung 93 zeigt die zeitliche und radiale Auflösung der Temperatur in der Gegenreibe in einem Abstand von 0,2mm unterhalb der Reibfläche. Das obere Bild zeigt die erste Schaltung. Zum Zeitpunkt $t=0s$ hat die Gegenreibe eine konstante Temperatur von $75^{\circ}C$. Es ist festzustellen, dass die außen liegenden Punkte deutlich schneller erwärmt werden. So tritt auch die Maximaltemperatur von $145^{\circ}C$ auf einem Radius von 0,089 m auf. Dies lässt sich mit der konstanten Flächenpressung und dem Produkt der Flächenpressung p und der Gleitgeschwindigkeit v erklären, welches die Reibleistung repräsentiert und am äußeren Durchmesser des Belags aufgrund der in radialer Richtung steigenden Gleitgeschwindigkeit am größten ist. Der Reibwert μ wurde als konstant angenommen.

Während den Schaltungen steigt die Temperatur ober- und unterhalb des Belags nur sehr leicht an. Zu Beginn der vierten Schaltung herrscht keine homogene Temperaturverteilung in der Gegenreibe vor. Die Starttemperatur liegt nun bei etwa $82^{\circ}C$. Die Maximaltemperaturen treten erwartungsgemäß kurze Zeit nach Schaltungsbeginn auf. Bei der ersten Schaltung (Rutschzeit 1s) sind dies aufgrund der Wärmeleitung 0,6s, bei der vierten Schaltung (Rutschzeit 0,5s) etwa nach 0,3s.

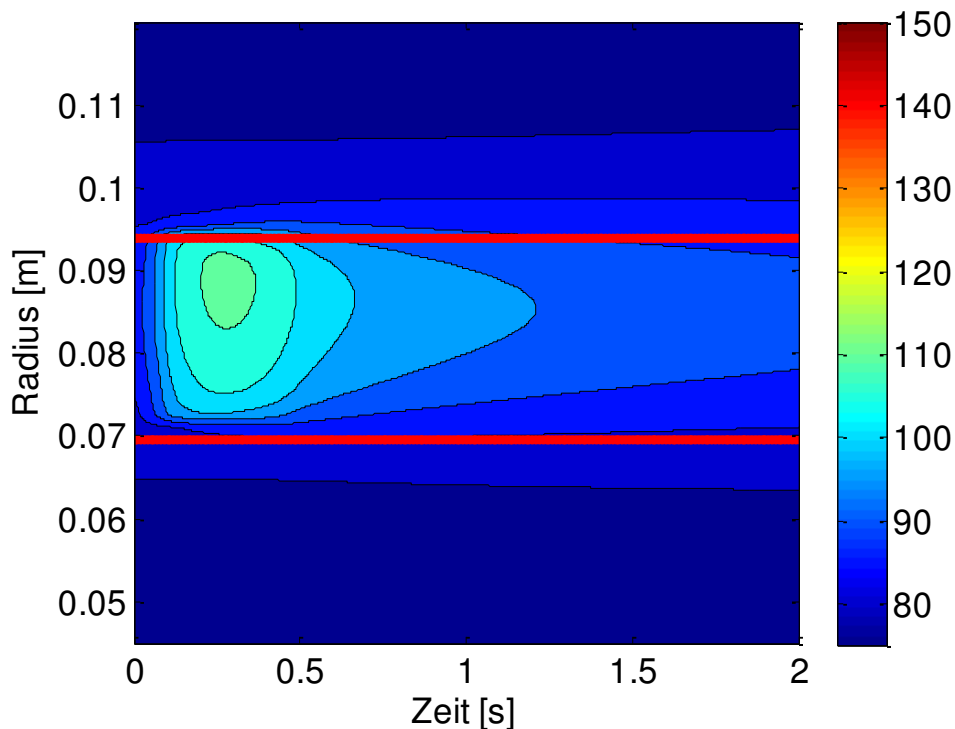
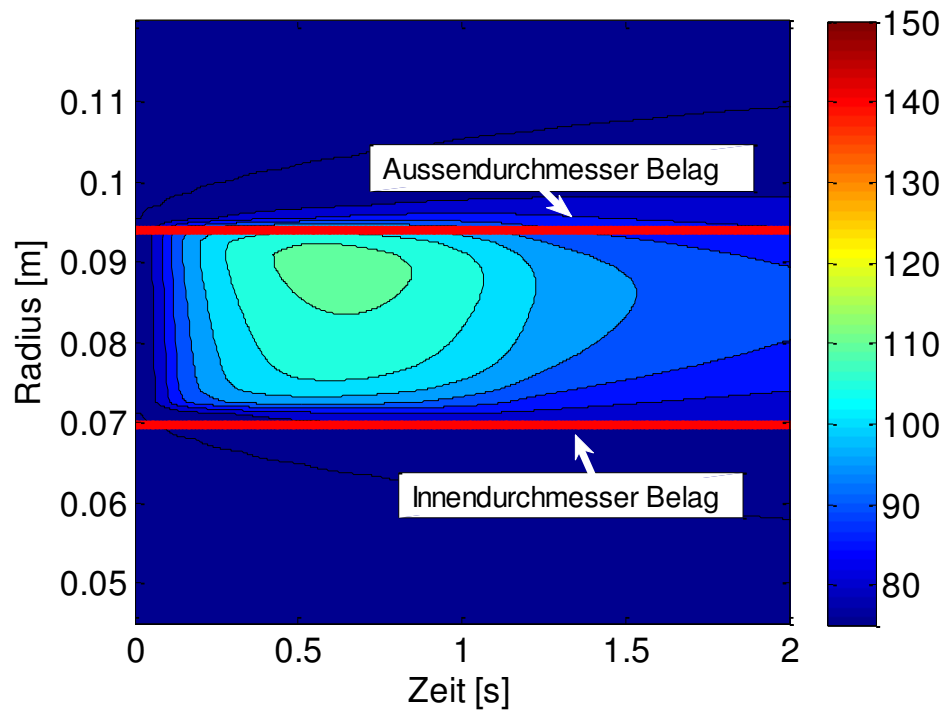


Abbildung 93: Zeitliche und radiale Temperaturverteilung der ersten Schaltung (oben) und letzten Schaltung (unten) aus Abbildung 92 (Temperatur in der Gegenreibscheibe - 0,2mm unterhalb der Reibfläche) / Temperaturen in °C

Abbildung 94 verdeutlicht den isolierenden Effekt des Belags während einer Schaltung. Die Wärme wird nur unzureichend durch den Belag geleitet. Der Hauptteil der Wärme fließt in die Gegenreibscheibe.

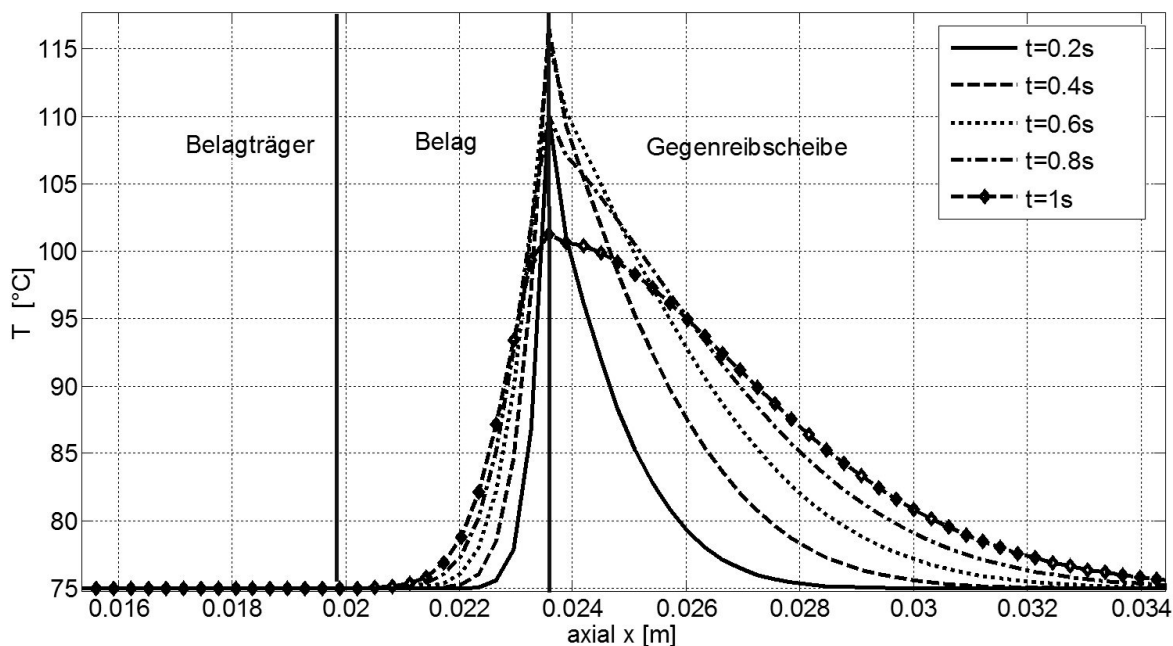


Abbildung 94: Zeitliche Temperaturentwicklung auf einem Radius von 84mm im gesamten Prüfkopf (siehe Abbildung 92)

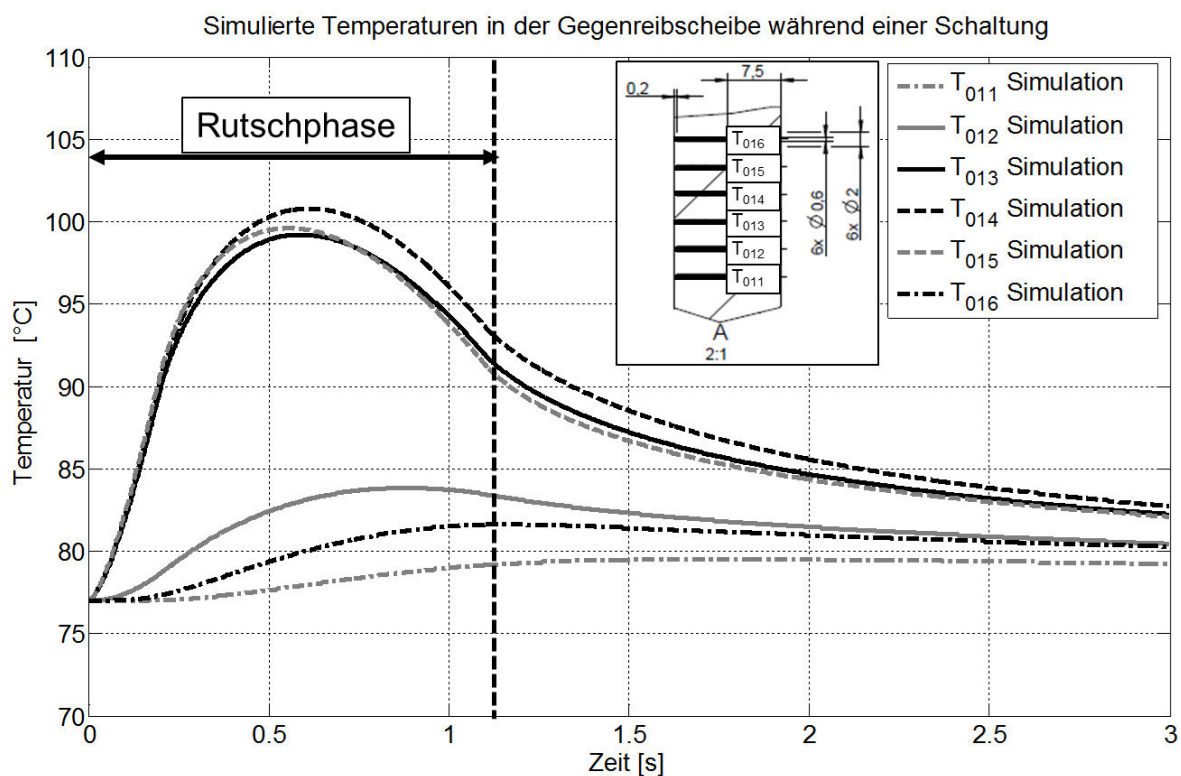


Abbildung 95: Simulierter Temperaturverlauf an den einzelnen Messstellen während und nach der Rutschphase. Die Messpunkte befinden sich 0,2mm unterhalb der Reibfläche und sind damit identisch zu den Messstellen in den experimentellen Untersuchungen

6.1.1.2 Konvergenzstudie

Für die weitere Verwendung des Modells ist es unerlässlich eine Konvergenzstudie durchzuführen, um die numerische Stabilität des Modells nachzuweisen. Nur wenn die

Konvergenzstudie positiv verläuft kann mit dem Modell weitergearbeitet werden. Ziel ist es eventuelle Fehler in der Modellierung zu erkennen.

Für die Studie werden die Abmessungen der Versuchsreihe P09 ($d_a = 180\text{mm}$, $d_i = 149\text{mm}$) herangezogen. Die verwendeten Belastungsparameter sind in Tabelle 28 dargestellt. Die Oberflächenstarttemperatur beträgt in allen Bauteilen $T_{start} = 100^\circ\text{C}$. Die Umgebungstemperatur liegt konstant bei 30°C .

| Flächen- pression p [MPa] | Startwinkel- geschwindigkeit ω_{start} [rad/s] | Oberflächen- starttemperatur T_{start} [$^\circ\text{C}$] | Rutschzeit t_r [s] | Zeit bis max. Flächen-pression erreicht t_{max} [s] |
|-----------------------------------|---|---|-------------------------|--|
| 0,7 | 169 | 100 | 1,23 | 0,3s |

Tabelle 28: Belastungsparameter für Konvergenzstudie

Die Flächenpression p wird in der Simulation in $t_{max} = 0,3\text{s}$ aufgebaut. Dies entspricht dem Kraftaufbau wie es am Prüfstand aufgrund der Trägheit des Axialkraftstellers erfolgt. Der Belagträger inkl. Belag wird in $t_r = 1,23\text{s}$ von der Startwinkelgeschwindigkeit von $\omega_{start} = 169\text{ rad/s}$ abgebremst. Die Rutschzeit entspricht der mittleren Rutschzeit in dieser Laststufe. Der Reibwert wird für die Konvergenzstudie mit $\mu = 0,4$ angenommen.

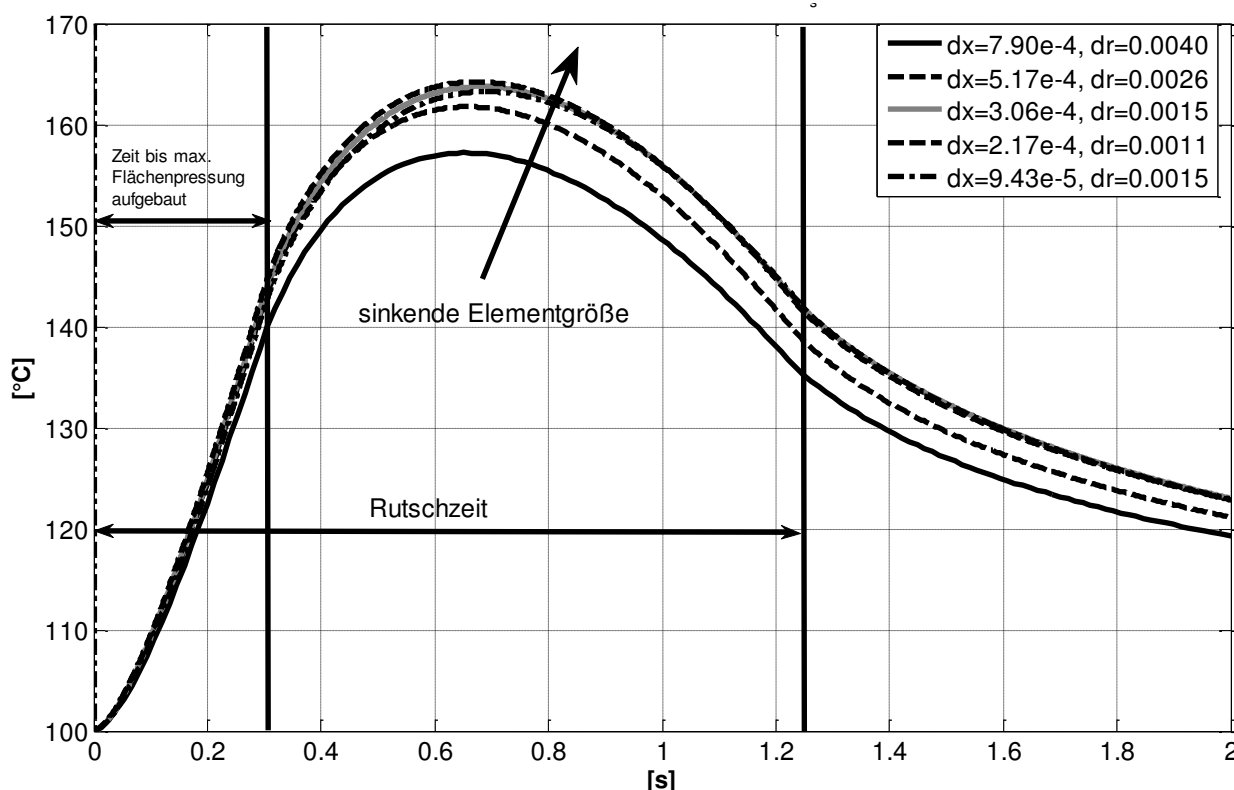


Abbildung 96: Netzeinflusstudie am FDM-Modell (Einheiten dx, dr in [m])

Als Konvergenzkriterium wird der Temperaturverlauf am mittleren Reibradius in der Gegenreibrscheibe herangezogen. Die Messstelle befindet sich $0,2\text{mm}$ unter der Reiboberfläche. Es wurde die Elementgröße in dem Modell in fünf Schritten

reduziert. In Abbildung 96 sind die fünf verschiedenen Temperaturverläufe der einzelnen Berechnungen zu sehen. Die Abmessung in axialer Richtung wurde von $7,9e^{-4}$ m auf $9,43e^{-5}$ m und die radiale Abmessung von 0,004 m auf 0,0015 m reduziert. Aufgrund der axialen Wärmeleitung wurde die axiale Kantenlänge von Beginn an deutlich kleiner als die radiale Kantenlänge gewählt. In Abbildung 96 erkennt man, dass bis zum Aufbau der max. Flächenpressung die Temperaturen bei allen Varianten sehr ähnlich sind. Erst ab diesem Zeitpunkt werden Unterschiede sichtbar. Im Temperaturmaximum ergeben sich zwischen den Varianten mit dem größten und dem kleinsten Element Temperaturunterschiede von etwa 9°C . Nach der Rutschphase verringert sich der Temperaturunterschied auf etwa 5°C .

Aus Abbildung 96 wird ersichtlich, dass die axiale Kantenlänge einen wesentlich größeren Effekt auf die Konvergenzgüte hat als die radiale Kantenlänge. In den Untersuchungen wurde die axiale Kantenlänge um eine Größenordnungen verringert, die radiale Komponente wurde nur um den Faktor 2,6 reduziert. Das Konvergenzverhalten, wie es in Abbildung 96 dargestellt ist, wurde auch in anderen Messpunkten beobachtet, so dass das Modell als numerisch valide bezeichnet werden kann.

6.1.1.3 Materialeinflussstudien

Eine Möglichkeit die korrekte Implementierung der Wärmediffusion zu überprüfen ist die Materialparameter und damit die Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität zu variieren. Zu diesem Zweck wurden verschiedene Materialien für die Gegenreibe und den Belag ausgewählt. Die Materialien sind in Tabelle 29 dargestellt. Für das Reibmaterial wurden ein sintermetallischer, keramischer (Al_2O_3) und ein organischer Werkstoff (R218 der Firma Schaeffler Friction) ausgewählt. Für die Gegenreibe wurden Materialdaten eines Stahl- und eines Gusswerkstoffs herangezogen.

| | Reibmaterial (Belag) | | | Gegenreibe (GRS) | | Umgebungs- medium |
|---------------------------------------|-------------------------|-----------------------|---|---------------------|--------------------------------------|----------------------|
| | R218 (Organik) | Sinter ¹⁹⁵ | Keramik (Al ₂ O ₃) ¹⁹⁶ | Stahl | GJL 250 Gattermann ¹⁹⁷ | |
| Wärmeleitfähigkeit [W/(K*m)] | 1,1 | 14,50 | 30 | 43 | 48.5 | 0.02788 |
| Dichte [kg/m ³] | 2029 | 4700 | 3900 | 7800 | 7200 | 1.078 |
| spez. Wärmekapazität [J/(kg*K)] | 1200 | 550 | 900 | 470 | 460 | 1008 |
| E-Modul [MPa] | 500 | 1000 | 380 | 210000 | 115000 | - |

Tabelle 29: Materialdaten im betrachteten Temperaturbereich

Das Umgebungsmedium Luft wurde in allen Simulationen berücksichtigt. Es wurde ein Zyklus (siehe Abbildung 92) definiert, um eine direkte Vergleichbarkeit zwischen den unterschiedlichen Parameterstudien zu bekommen. Der Zyklus besteht aus insgesamt vier Schaltungen in einem bestimmten zeitlichen Abstand. Als Vergleichsgröße wird der Temperaturverlauf in der Gegenreibe auf einem Radius von $r = 84$ mm und 4 mm unterhalb der Friktionsfläche angewendet. Der Belag hat einen Außendurchmesser von $d_a = 188$ mm und einen Innendurchmesser von $d_i = 139,5$ mm.

Bei einer Erhöhung der Belagsdicke steigen die Temperaturen in der Gegenreibe an (Abbildung 99). Dies macht sich ab Ende des zweiten Zyklus bemerkbar. Den Temperaturanstieg kann man mit der steigenden Isolationswirkung mit Zunahme der Reibbelagsdicke begründen. Aufgrund der deutlich niedrigeren Wärmeleitfähigkeit (Tabelle 29) zwischen organischem Reibbelag und Gegenreibe aus Stahl kann die Wärme noch weniger durch den Belag diffundieren.

¹⁹⁵ GRAMBERGER & LÖCKER 1989

¹⁹⁶ MITARIU-FALLER 2009

¹⁹⁷ FIRMA GATTERMANN 2013

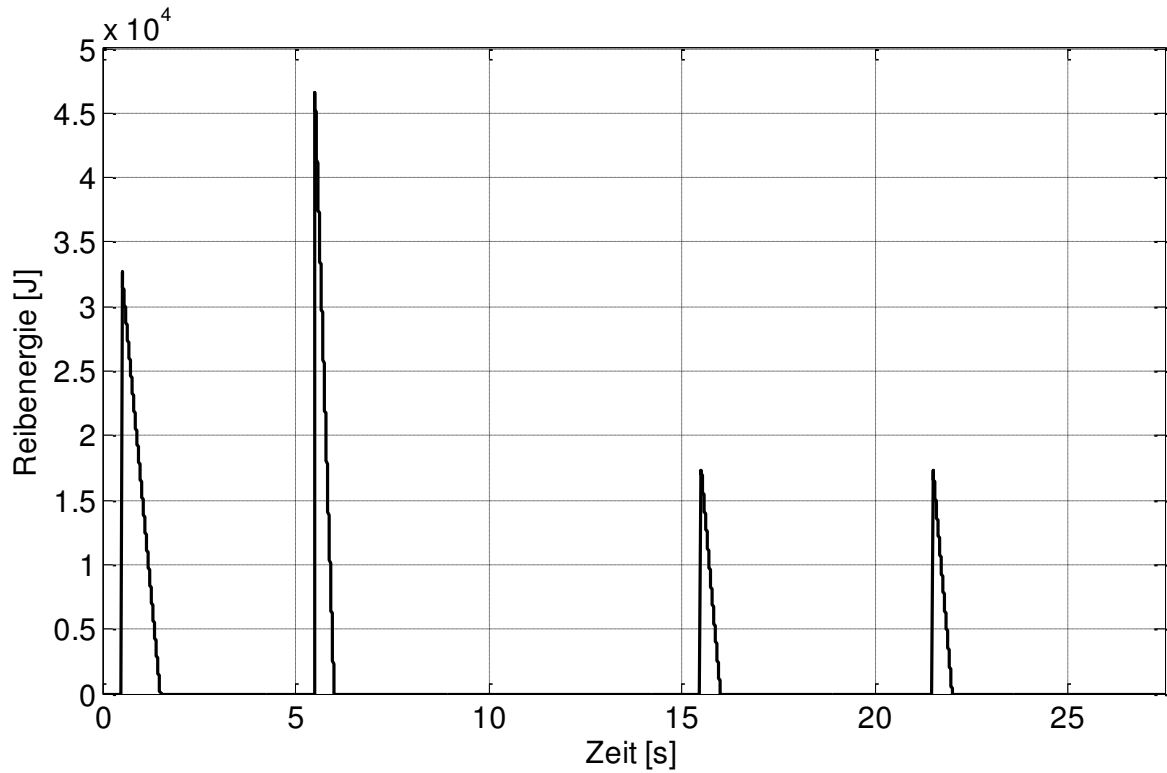


Abbildung 97: Lastzyklus für Parameterstudie

Temperaturentwicklung - GRS r=84mm, 4mm unter Reibfläche

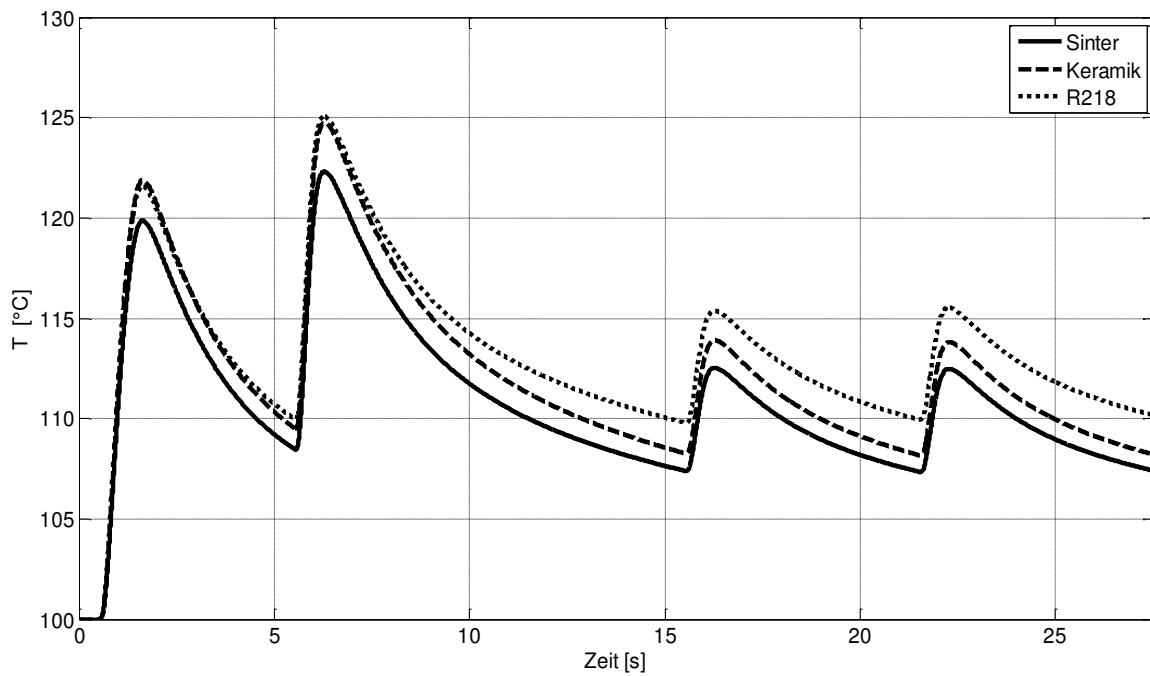


Abbildung 98: Einfluss des Reibmaterials auf die Temperaturentwicklung in der GRS

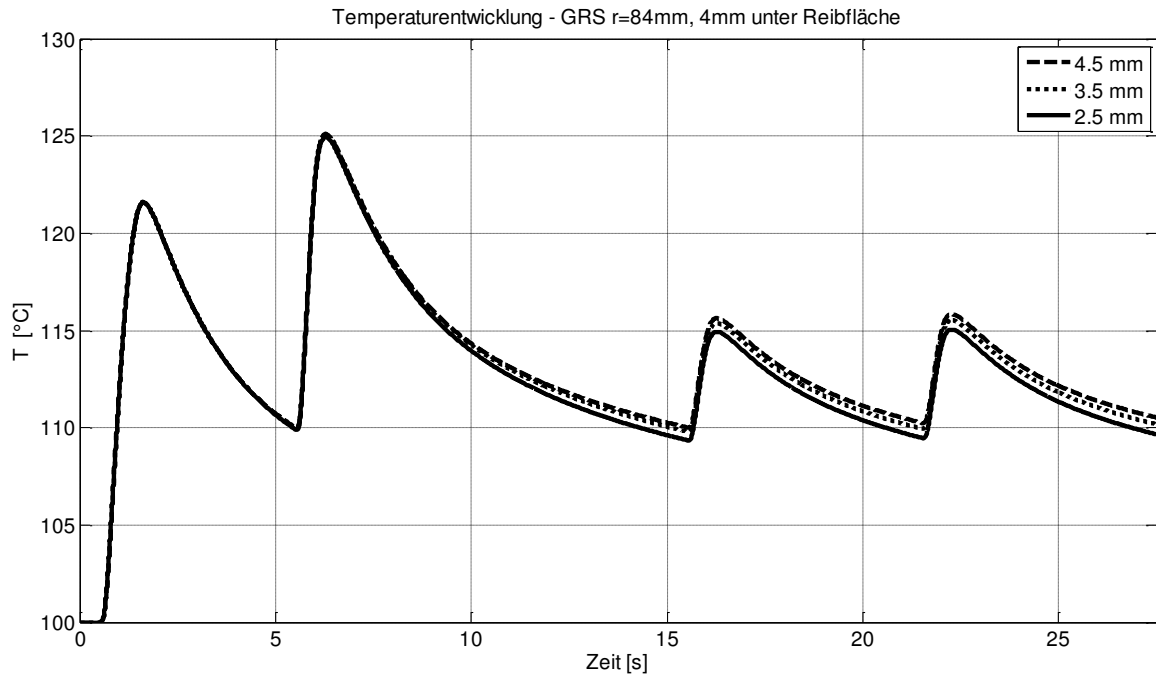


Abbildung 99: Temperaturentwicklung in der GRS bei unterschiedlichen Reibbelagsdicken

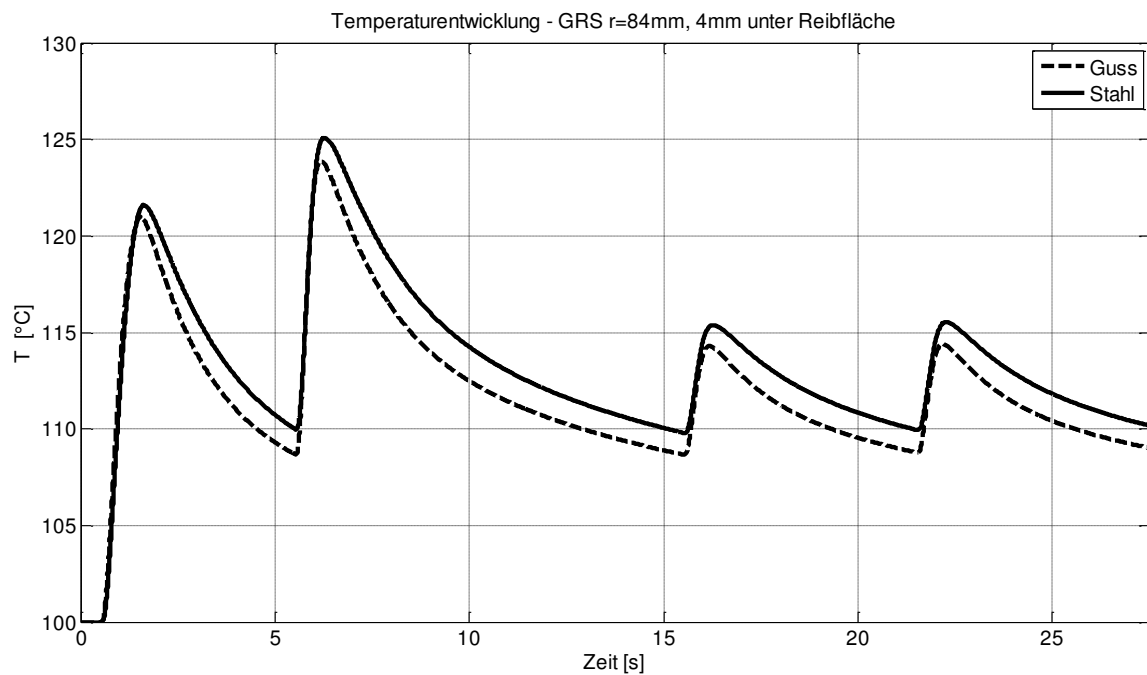


Abbildung 100: Einfluss des Werkstoffs der GRS auf die Temperaturentwicklung

Ersetzt man den organischen Reibbelag durch einen Sinter- oder Keramikwerkstoff so zeigen sich schon unmittelbar nach der ersten Schaltung Temperaturunterschiede in der Gegenreibrscheibe (Abbildung 98). Setzt man Sinter ein, so ist die Temperatur in der Gegenreibrscheibe aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit des Sinters stets am geringsten. Führt man die Simulation mit einer Gegenreibrscheibe aus GJL250 aus erkennt man ebenso einen hohen Einfluss auf das Temperaturverhalten (Abbildung

100). GJL250 kann die Wärme aufgrund seiner Materialeigenschaften besser von der Friktionsfläche in die Gegenreibe ableiten (vgl. Tabelle 29).

Mit den vorgestellten Simulationen konnte nachgewiesen werden, dass das Temperaturmodell plausible Ergebnisse liefert und für Parameterstudien geeignet ist. Im 6.1.1.4 soll das Modell mit Hilfe von Prüfstandsuntersuchungen validiert werden.

6.1.1.4 Validierung

Nachdem in Kapitel 6.1.1.4 gezeigt wurde, dass die Parameterstudie plausible Ergebnisse liefert, soll nun das Modell mit den ermittelten Temperaturen der Prüfstandsuntersuchungen validiert werden. Als Vergleichswert wird der Temperaturhub benutzt. Der Temperaturhub ergibt sich aus der Differenz der maximalen Temperatur und der Starttemperatur. Es werden für die Validierung die Messdaten der Versuchsreihe P10 und P11 (Tabelle 7) herangezogen. Zudem werden verschiedenen Laststufen für die Validierung betrachtet. Dies sind in Tabelle 30 aufgelistet. Die den beiden unterschiedlichen Versuchsreihen und insgesamt sieben Laststufen ermöglichen einen guten Vergleich zwischen Simulation und Prüfstandsergebnissen.

| | Reibenergie q [J/mm²] | Reibleistung \dot{q} [W/mm²] | v [m/s] | Oberflächen- starttemperatur T [°C] | Flächen- pression p [MPa] |
|-----|--|---|--------------|---|---|
| L01 | 0,61 | 0,86 | 14 | 75 | 0,35 |
| L02 | 1,28 | 0,86 | 14 | 75 | 0,35 |
| L04 | 1,28 | 0,43 | 7 | 75 | 0,35 |
| L07 | 1,28 | 1,72 | 14 | 75 | 0,7 |
| L09 | 1,28 | 0,86 | 14 | 100 | 0,35 |
| L11 | 1,28 | 0,43 | 7 | 100 | 0,35 |
| L14 | 1,28 | 1,72 | 14 | 100 | 0,7 |

Tabelle 30: Verwendete Laststufen zu Validierung des FD-Modells

Zudem kann durch Verwendung der Versuchsreihen P10 und P11 der Einfluss der thermomechanischen Verformung der Gegenreibe aufgrund der geringen Ringbreite (10 mm und 5 mm) reduziert werden.

Abbildung 101 zeigt die Ergebnisse der Versuchsreihe P10. In den Laststufen L07 und L14 sind höhere Standardabweichungen zu verzeichnen. Dies liegt vermutlich an dem erhöhten Energieeintrag, welcher zu Verformungen und inhomogenem Tragbild führt. Berücksichtigt man bei dem Vergleich die Standardabweichungen decken sich die Ergebnisse aus Simulation und Prüfstand gut. Die simulierte Temperatur ist meist etwas höher (bis auf L14) als die gemessenen Temperaturen. Dies liegt vermutlich daran, dass zwischen der Thermoelementspitze und dem Material der Gegenreibe sich Luft befinden kann, die isolierend wirkt. Der

Abstand zwischen Thermoelementspitze und Oberfläche von nominell $d=0,2$ mm unterliegt des Weiteren fertigungsbedingten Toleranzen.

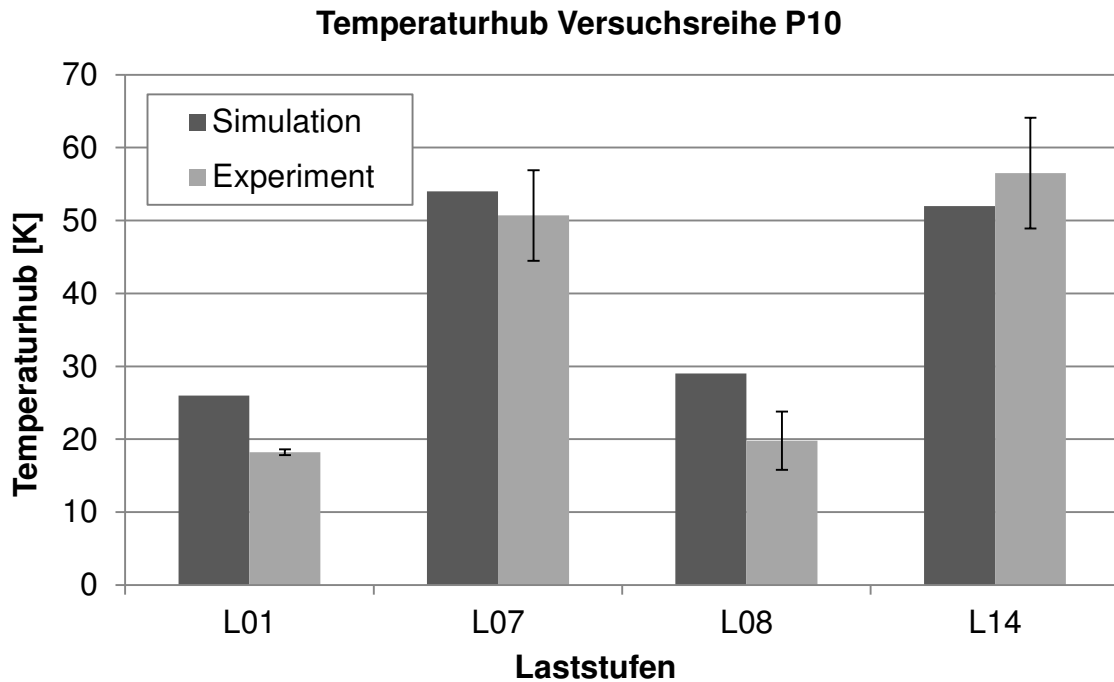


Abbildung 101: Vergleich Simulation und Versuch bei der Versuchsreihe 10 ($r=80$ mm, $d=0,2$ mm). Die Balken geben die Standardabweichungen im Versuch wieder.

In der Versuchsreihe zeigt sich bei allen Laststufen ein ähnliches Bild. Die Simulationsergebnisse liegen immer etwas über den Prüfstandsergebnissen. In den Laststufen L02 und L04 sind erhöhte Temperaturschwankungen zu beobachten (deutlich höher Standardabweichungen). Da die beiden Laststufen relativ am Anfang des Versuchsprogramms stehen, wird vermutet, dass der der Reibbelag sich noch nicht optimal an die Gegenreißscheibe anpassen konnte. Das kann zu einem inhomogenen Tragbild und Temperaturschwankungen führen. In Laststufe L9 und L11 sind die Schwankungen deutlich geringer. Es kann ebenso wie bei Versuchsreihe 10 festgehalten werden, dass die simulierten Temperaturhübe ähnlich den gemessenen sind.

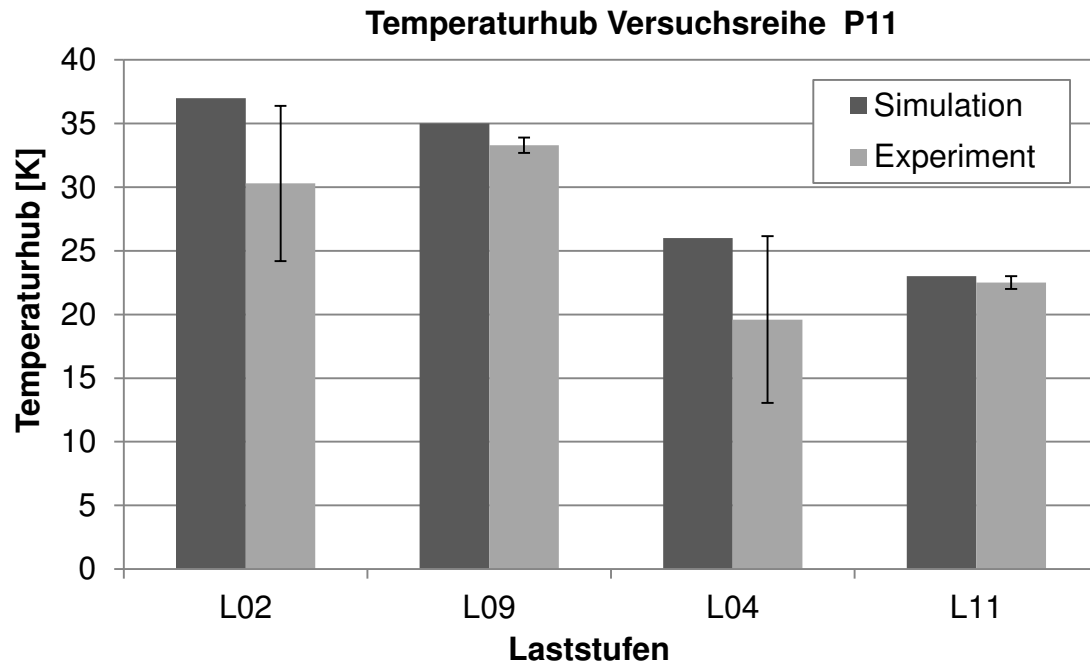


Abbildung 102: Vergleich Simulation und Versuch bei der Versuchsreihe 11 ($r=84\text{mm}$, $d=0,2\text{mm}$). Die Balken geben die Standardabweichungen im Versuch wieder.

Graphical User Interface (GUI) für das Wärmeflussmodell

Es wurde gezeigt, dass das FD-Modell numerisch stabil ist (siehe Kapitel 6.1.1.3) und valide Ergebnisse (Kapitel 6.1.1.4) liefert. Bisher wurde das Modell über ein komplexes Matlab Skript gesteuert, was eine komfortable Nutzung für Anwender erschwert. Zur besseren Nutzbarkeit des FD-Modells wurde deshalb in Matlab¹⁹⁸ eine GUI (Graphical User Interface) entwickelt, die auf den Quellcode des FD-Modells zugreift und dem Benutzer erlaubt, alle wichtigen Parameter zu modifizieren:

- Schaltungsparameter
 - Definition der eingebrachten Reibenergie, Anzahl der Wiederholungen, Betriebsart (Bremsung/Kupplungsvorgang), Kupplung geschlossen/offen nach Schaltvorgang
- Materialparameter
 - Wärmeleitfähigkeit, Dichte, Wärmekapazität, Wärmeübergang, Reibwert, Reibwertgradient
- Geometrieparameter
 - Innen-/Außendurchmesser, axiale Tiefe.

Die Oberfläche der GUI kann bei Bedarf zur Eingabe der temperaturabhängigen Daten angepasst werden.

¹⁹⁸ MATLAB / R2011A

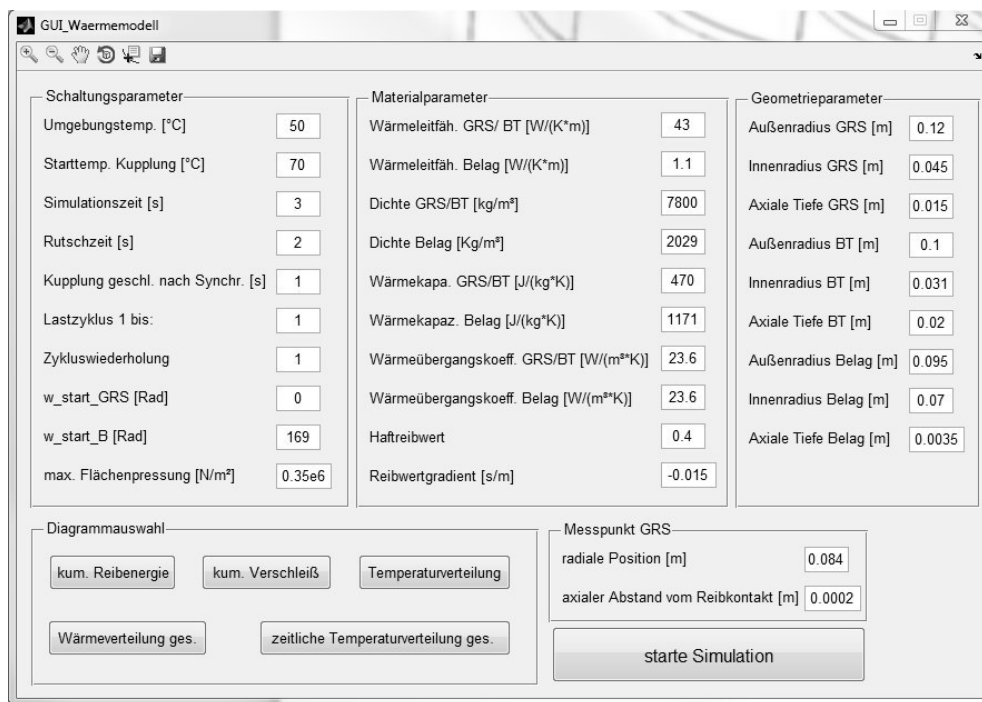


Abbildung 103: GUI des Wärmeflussmodells

Einige Materialparameter sind temperaturabhängig, daher ist es in dem Modell auch möglich temperaturabhängige Materialparameter einzugeben. Andere Größen, wie Reibwert, Reibwertgradient und der Verschleißkoeffizient sind von mehreren Einflussgrößen abhängig. Dies kann im Modell ebenfalls abgebildet werden (z.B. durch Regressionskurven oder Tabellenwerte).

Die entwickelte GUI ist in Abbildung 103 zu sehen. Als Ausgabemöglichkeiten stehen u.a. die kumulierte Reibenergie und die Verschleißentwicklung über der simulierten Zykluszeit zur Verfügung. Die zeitliche Temperaturverteilung der Messstelle (Button *Temperaturverteilung*) in der Gegenreibrscheibe (GRS) und die Temperaturentwicklung auf der Oberfläche (Button *zeitliche Temperaturverteilung ges.*, vgl. Abbildung 93) können ebenfalls abgerufen werden. Die Temperaturverteilung in der gesamten Kupplung am Ende des Zyklus kann über den Button *Wärmeverteilung ges.* visualisiert werden (vgl. Abbildung 92, links).

6.1.2 Modell auf Basis der Finite-Elemente Methode

Das in Kapitel 6.1.1 erstellte FD-Modell kann aufgrund der verwendeten Modellierung keine thermomechanischen Verformungen berücksichtigen. In trockenlaufenden Friktionssystemen entstehen aber aufgrund der vorliegenden Belastungen (hoher Druck und hohe Temperaturen) Verformungen, die Einfluss auf den Friktionskontakt und somit auf das Reibwert- und Verschleißverhalten haben. Diese Verformungen können mit der Finite-Elemente-Methode effizient berechnet werden. Die FE-Methode erlaubt gegenüber der FD-Methode die Abbildung komplexer Geometrien und eine für den End-Nutzer einfachere Modellierung.

Die Berechnung der thermomechanischen Verformungen in trocken laufenden Friktionssystemen ist Gegenstand der Forschung und wurde in unterschiedlichen Arbeiten bereits dargelegt (vgl. MITARIU¹⁹⁹, DÖRSCH²⁰⁰, ALBERS et al.²⁰¹). In dieser Arbeit soll eine neue Berechnungsmethode erstellt werden, welche die thermomechanischen Verformungen (Makroverformung) und die Verformungen der Oberflächenrauigkeiten (Mikroverformungen) berücksichtigt. Die Modellierung der Oberflächenrauigkeiten soll dabei durch statistische Verfahren durchgeführt werden und unterscheidet sich damit von bisherigen Berechnungsmethoden. In Kapitel 6.3.2 werden das FD- und FE-Modell unter Berücksichtigung der Kontaktmodellierung nach Kapitel 6.2.1 miteinander verglichen. Ziel des Vergleichs ist den Einfluss der Modellierungsart aufzuzeigen und anschließend eine Empfehlung für die Nutzung und Weiterentwicklung des ausgewählten Modells im Kontext der Kupplungsentwicklung aufzuzeigen.

Abbildung 104 zeigt das FE-Modell des Kupplungssystems aus Abbildung 43. Das Kupplungssystem wurde als 2D Modell aufgebaut. Für die jeweiligen Bauteile wurden, wie im FD-Modell, die entsprechenden Materialkennwerte hinterlegt (siehe Tabelle 4). Die Gegenreibrscheibe stützt sich, wie im Versuch, über die zwei markierten Lagerstellen ab, welche die Verschraubung zum Prüfstand repräsentieren. Eine Bewegung in und um die z-Achse ist nicht möglich. Der Belagträger und der Belag haben im Prüfkopf die Bewegungsrichtung in z-Richtung und den rotatorischen Freiheitsgrad um die z-Achse, da dieser Teil des Prüfkopfs rotiert. Im FE-Modell ist dieser Freiheitsgrad gesperrt. Der Ort des Kraftangriffspunkts ist analog zum Versuch. Die Modellierung geht davon aus, dass die jeweilige Starttemperatur in allen Bauteilen homogen verteilt ist.

¹⁹⁹ MITARIU-FALLER 2009

²⁰⁰ DÖRSCH & VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE 2004

²⁰¹ ALBERS, OTT, U. A. 2011

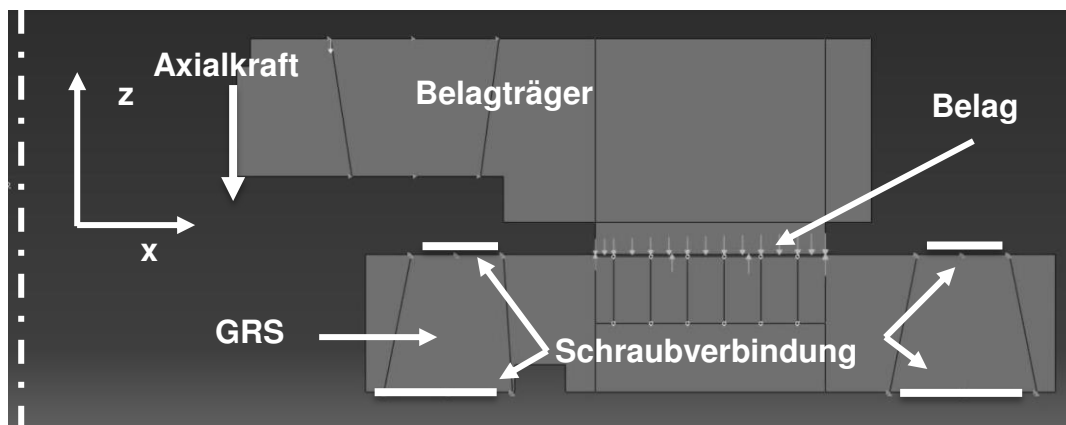


Abbildung 104: FE-Modell des Kupplungssystems aus Abbildung 43 (Quelle: REUTER²⁰²)

Die Art der Lastaufbringung und des Energieeintrags wird analog zur Vorgehensweise des FD-Modells durchgeführt. Mit dem FE-Modell wurden die identischen Lastfälle wie mit dem FD-Modell simuliert, um mögliche Unterschiede in den Ergebnisse der Temperaturverteilung auf der Oberfläche aufgrund der verschiedenen Berechnungsmethode zu identifizieren. Dies wird ausführlich in Kapitel 6.3 diskutiert.

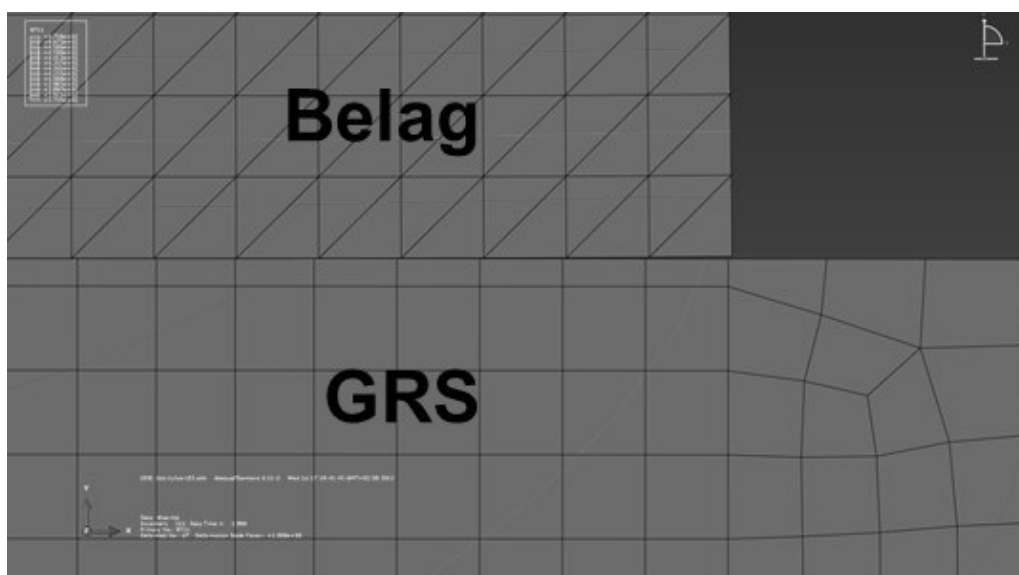


Abbildung 105: Temperaturverteilung Belag und Gegenreibrscheibe

In Abbildung 105 ist die Temperaturverteilung am Ende einer Schaltung zu sehen. Man erkennt deutlich, dass der Belag sich an den freien äußeren Enden von der Gegenreibrscheibe abhebt. Während der Simulation bildet sich in der Mitte des Belags ein hoher Druck aus, der den Belag verformt und die freien Enden abheben lässt. Die Auswirkungen der thermomechanischen Modellierung werden in Kapitel 6.3 näher diskutiert.

²⁰² REUTER U. A. 2013

6.2 Implementierung des G&W Kontaktmodells

Ziel des Unterkapitels 6.2.1 ist es, das im Stand der Forschung vorgestellte Kontaktmodell nach GREENWOOD & WILLIAMSON²⁰³ in das FD- und FE-Modell zu implementieren. Aufgrund der beiden unterschiedlichen Modellierungsarten sind zwei verschiedene Rechenstrategien notwendig. In den Kapiteln 6.2.2 und 6.2.3 werden diese im Detail vorgestellt und theoretische Untersuchungen durchgeführt. Im Unterkapitel 6.3.2 werden die Ergebnisse miteinander verglichen, um die Auswirkungen der Modellierung nach der FD und FE Methode näher zu untersuchen.

6.2.1 Grundlagen und Randbedingungen

Die Ergebnisse der Vermessung der Belagsoberfläche in Kapitel 5.1.9 zeigen, dass die Rauigkeitsverteilung über der gesamten Oberfläche inhomogen ist. Es ist daher nicht zulässig die gesamte Fläche durch eine charakteristische Rauigkeitskurve zu beschreiben. Vielmehr muss die Belagoberfläche in verschiedene gleich große Teilflächen unterteilt werden und jeder dieser Teilflächen i (Abbildung 106, links) eine Häufigkeitsverteilung zugeordnet werden (vgl. BOTONAKIS²⁰⁴). Die Häufigkeitsverteilungen der einzelnen Teilflächen können sich in der relativen Lage („mittlere Rauigkeit“) zu einer Referenzebene und der qualitativen Häufigkeitsverteilung unterscheiden.

Abbildung 106 zeigt rechts beispielhaft eine Kurvenschar verschiedener Häufigkeitsverteilungen.

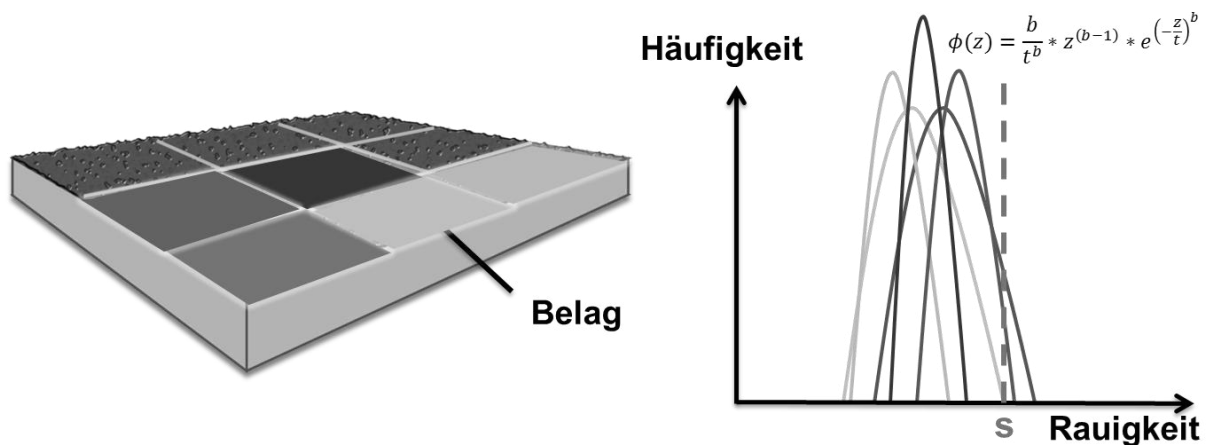


Abbildung 106: Links: Gedankliche Unterteilung der Belagoberfläche in Teilflächen, Rechts: beispielhafte Häufigkeitsverteilung der Rauigkeiten der Teilflächen

²⁰³ GREENWOOD 1992

²⁰⁴ BOTONAKIS 2009

Die Beschreibung der Häufigkeitsverteilung erfolgt durch die im Stand der Forschung (siehe Abbildung 15 und Formel 10) bereits vorgestellte Weibullverteilung. Mit der Weibullverteilung können die gemessenen Häufigkeitsverteilungen am besten abgebildet werden, da die Weibullfunktion im Gegensatz zur Gaußfunktion unsymmetrische Verteilungen abbilden kann. Der Parameter b in Formel 57 ist für den qualitativen Verlauf (Stauhen oder Aufweiten der Kurve) und der Parameter t ist für die relative Lage (mittlere Rauigkeit) der Kurve auf der Rauigkeitsachse zuständig.

$$f(z) = \frac{b * z^{(b-1)}}{t^b} * e^{\left(-\frac{z}{t}\right)^b} \quad \text{Formel 57}$$

Die Ermittlung der Parameter b und t erfolgt durch computergestützte nichtlineare Regressionsverfahren. In dieser Arbeit wird das Softwarepaket MATLAB²⁰⁵ eingesetzt (Befehl *nlinfit*).

Die gestrichelte Linie in Abbildung 106 (rechte Seite) repräsentiert die Position der Gegenreibe, die je nach Rauigkeitsprofil der einzelnen Teilflächen mit einzelnen oder mehreren Asperiten in Kontakt kommt. Die betreffenden Asperiten werden dann elastisch, elastisch/plastisch und/oder plastisch verformt (siehe Kapitel 2.3.3 und 2.3.4). Maßgeblich für die Verformung sind die Werkstoffparameter und der Abstand der Gegenreibe zu der mittleren Rauigkeit jeder einzelnen Teilfläche. Je nach Häufigkeitsverteilung und Anpresskraft der einzelnen Teilflächen sind nur einzelne Teilflächen in Kontakt mit der Gegenreibe. Die Anzahl der kontaktierten Teilflächen kann sich mit der Zunahme der nominellen Flächenpressung (Anpresskraft), Änderung der Werkstoffeigenschaften (z.B. durch Temperatureinflüsse) und Verschleiß erhöhen. Die Implementierung eines Verschleißmodells in ein FD Modell wurde von BOTONAKIS et al.²⁰⁶ und GUANG²⁰⁷ durchgeführt und ist nicht Bestandteil dieser Arbeit.

Schwerpunkt der Arbeit ist die Ermittlung des Einflusses der (thermo-) mechanischen Modellierung des Friktionssystems in Wechselwirkung mit dem GREENWOOD & WILLIAMSON Kontaktmodell.

²⁰⁵ MATLAB / R2011A

²⁰⁶ BOTONAKIS U. A. 2008

²⁰⁷ GUANG 2010

Beispiel:

| | | |
|--------------------------------|---|-------------------------------------|
| A_{nom} | $12300 \cdot 10^{-6}$ | m^2 |
| $A_{\text{Teilkontaktfläche}}$ | $723 \cdot 10^{-6}$ | m^2 |
| P_{nom} | $0.35 \cdot 10^6$ | N/m^2 |
| F_{soll} | $A_{\text{nom}} \cdot p_{\text{nom}}$ | N |
| E_1 | $210000 / (0.001^2)$ | N/m^2 |
| E_2 | $501.25 / (0.001^2)$ | N/m^2 |
| E' | $E_1 \cdot E_2 / ((1 - \nu_1^2) \cdot E_2 + (1 - \nu_2^2) \cdot E_1)$ | N/m^2 |
| ν_1 | 0.3 | Querkontraktionszahl Stahl |
| ν_2 | 0.42 | Querkontraktionszahl R218 |
| t | $20 \cdot 10^6$ | Asperiten pro m^2 |
| b | $5 \cdot (10^{-6})$ | Radius Asperit [m] |
| s | $1 \cdot 10^{-4}$ | Startposition der Anpressplatte [m] |

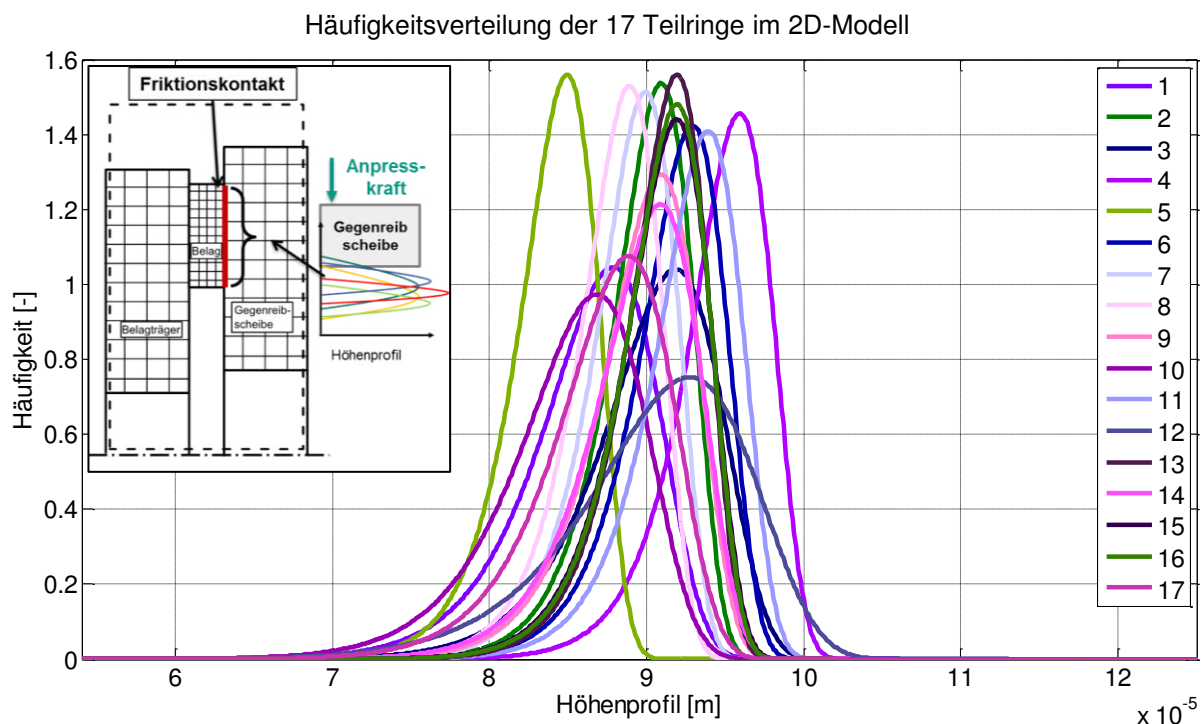


Abbildung 107: Häufigkeitsverteilung der 17 Teilringe (approximiert durch die Weibullfunktion)

Durch die Verteilung ergeben sich zwangsläufig unterschiedlich lokale Belastungen. In dem vorliegenden Beispiel werden die Elemente 4 und 12 am meisten belastet

und übertragen dementsprechend das meiste Drehmoment. An diesen Elementen ist mit einem starken Temperaturanstieg aufgrund der hohen Reibleistung zu rechnen.

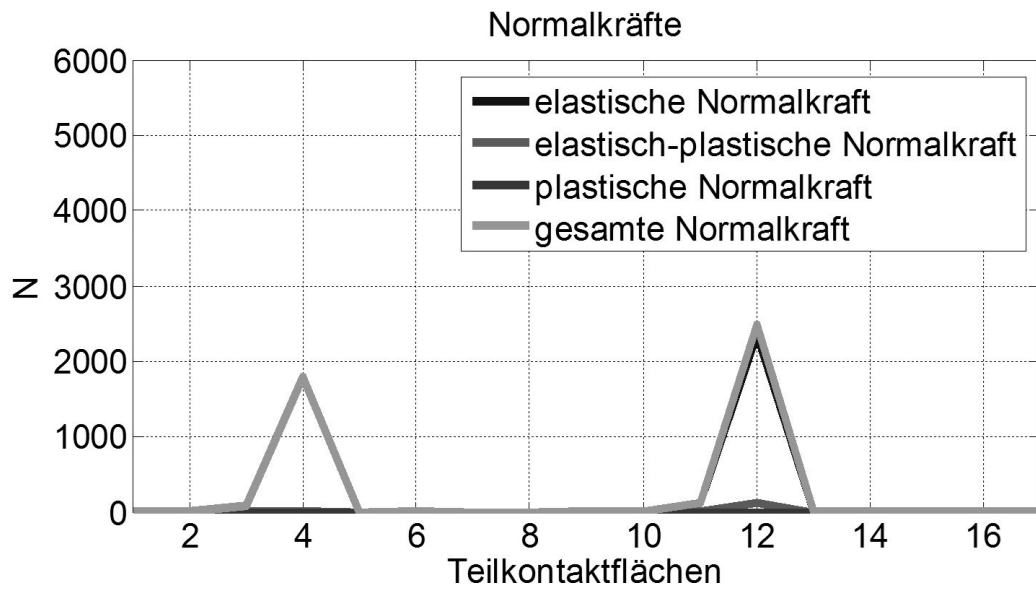


Abbildung 108: Berechnete Normalkräfte des GREENWOOD & WILLIAMSON Modells

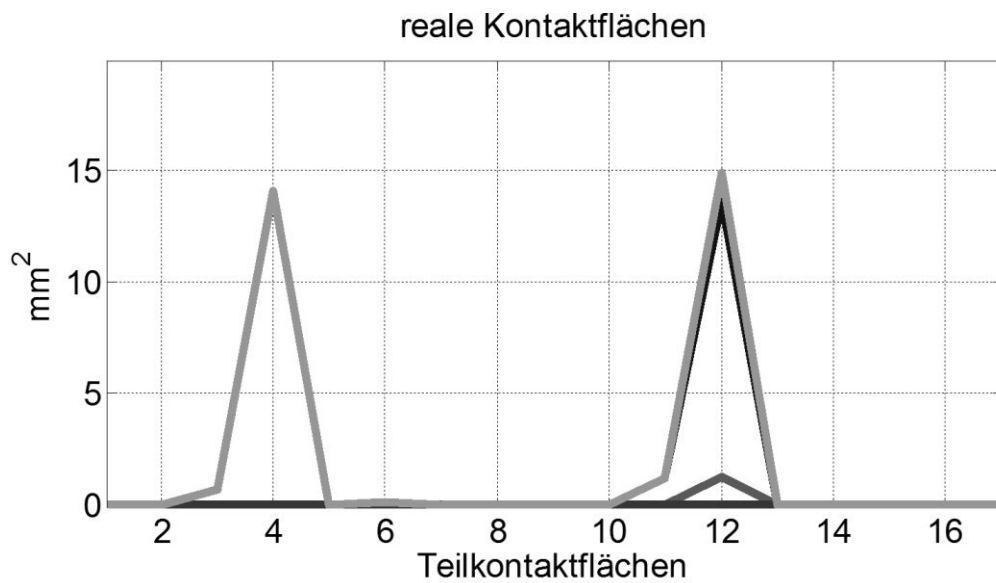


Abbildung 109: Berechnete Kontaktflächen des GREENWOOD & WILLIAMSON Modells

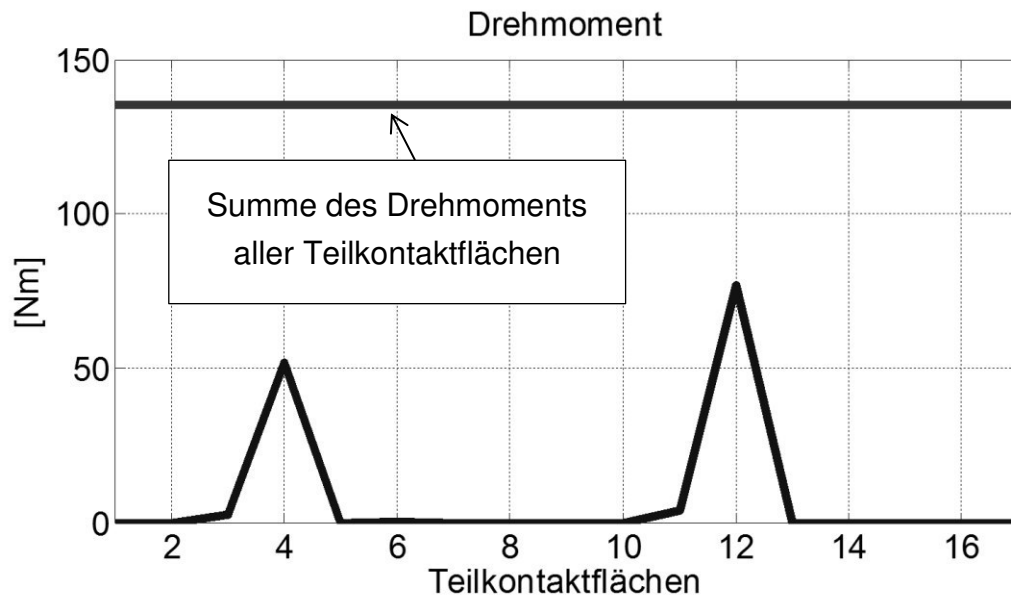


Abbildung 110: Berechnetes Drehmoment des GREENWOOD & WILLIAMSON Modells

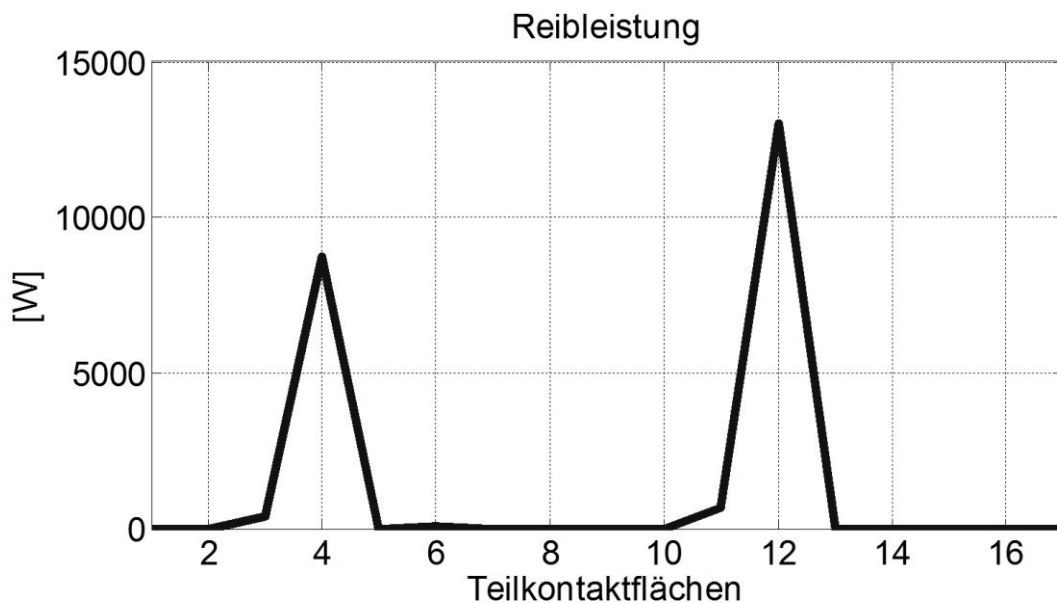


Abbildung 111: Berechnete Reibleistung des GREENWOOD & WILLIAMSON Modells

6.2.2 Implementierung in das FD-Modell

Das GREENWOOD & WILLIAMSON Modell wird im Folgenden in das im Kapitel 6.1.1 entwickelte FD-Modell implementiert, um den Einfluss der Häufigkeitsverteilung der Oberflächenrauigkeit auf die Temperatur- und Reibwertverhalten theoretisch zu untersuchen.

Die Diskretisierung des FD-Modells wird in diesem Schritt nicht geändert. Die Anzahl der Knotenpunkte und auch die gesetzten Randbedingungen sind identisch. Die eingebrachte Reibenergie, welche sich aus dem Produkt der Flächenpressung,

Gleitgeschwindigkeit und des Reibwerts ergibt, wird nun mit den aus dem GREENWOOD & WILLIAMSON Modul ermittelten lokalen Pressungen berechnet:

$$q_{\text{lokal}} = (p * v * \mu)_{\text{lokal}} \quad \text{Formel 58}$$

Insgesamt ist der Reibkontakt (Wirkflächenpaar GRS/B in Abbildung 88) in 17 Knotenpunkte unterteilt. Diese Anzahl ergibt sich aus der Netzeinflussstudie, in der die Elementgröße anhand der Konvergenz festgelegt wurde (siehe Abbildung 96). Formel 58 beschreibt den spezifischen Wärmeeintrag q_{lokal} pro Zeitinkrement für ein Element. Die lokale Flächenpressung p_{lokal} wird aus dem GREENWOOD & WILLIAMSON - Modell berechnet. Der lokale Reibwert μ_{lokal} jedes einzelnen Elements kann nun entweder experimentell ermittelten Daten zugewiesen (z.B. Friction Map) oder mit analytischen Ansätzen berechnet werden. Beide Möglichkeiten wurden in dem Modell realisiert. Die lokale Gleitgeschwindigkeit v_{lokal} wird aus der aktuellen Winkelgeschwindigkeit ω und dem zugehörigen Radius r_i eines Elements i bestimmt.

Die gesamte Berechnung lässt sich in vier wesentliche Schritte (vgl. Abbildung 113) zusammenfassen:

1. Setzen der Randbedingungen

Zunächst müssen folgende Randbedingungen für die Berechnungen vorgegeben werden: Verteilung der Rauigkeiten auf dem Belag, Gesamtanpresskraft F_{soll} , initiale Gleitgeschwindigkeit, Definition Rutschzeit t_r , Starttemperatur der Bauteile, Materialparameter und die Bauteilgeometrie.

2. Kontaktberechnung mit dem G&W Modul

Zu Beginn der Simulation haben der Belag und die Gegenreibscheibe einen definierten Abstand voneinander oder es liegt bereits eine Überlappung der beiden Körper vor.

Zur Bildung des WFP GRS/B wird die Gegenreibscheibe an den Belag angenähert bzw. entfernt. Dies erfolgt weggesteuert. Nach jedem Schritt werden für jedes Element die lokalen Flächenpressungen, reale Kontaktflächen und die Normalkräfte mit dem GREENWOOD & WILLIAMSON -Modul berechnet. Die Normalkräfte der 17 Elemente werden addiert und mit der Sollanpresskraft F_{soll} verglichen. Bei einer Abweichung von über 5% wird der Abstand zwischen den beiden Körpern geändert. Der neue Abstand wird mit dem Newton-Raphson-Verfahren bestimmt. Bei einer Abweichung unter 5% wird keine weitere Veränderung vorgenommen und die lokalen Belastungsgrößen werden zur weiteren Berechnung an das FD-Modell übergeben. Bei einer zeitlichen Änderung der Anpresskraft F_{soll} , z.B. einem Kraftanstieg über Zeit zu Beginn der Schaltung, werden die Änderungen der lokalen Belastungen durch das GREENWOOD & WILLIAMSON Modul parallel neu berechnet.

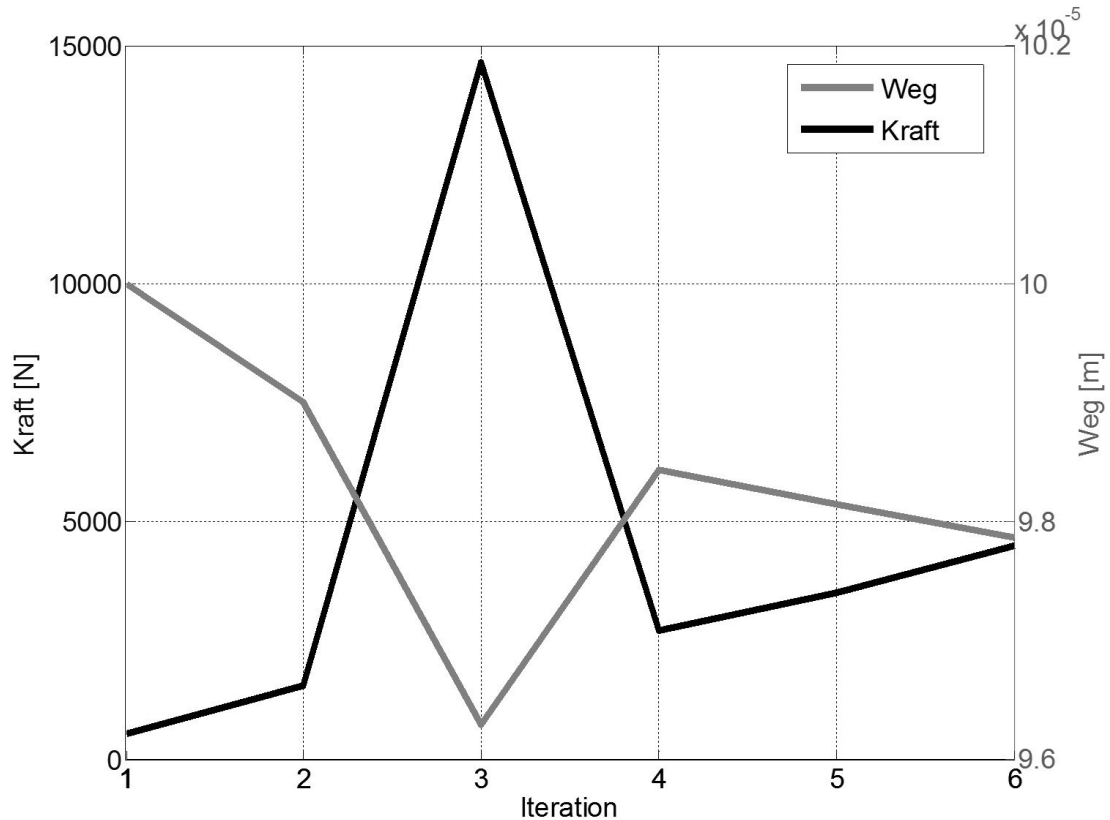


Abbildung 112: Entwicklung der Gesamtanpresskraft und des Abstands Gegenreißscheibe und Belag bis zur Erreichung der Gesamtanpresskraft F_{soil}

3. Temperaturberechnung mit dem FD- Modell

Die lokale Flächenpressung p_{lokal} jedes Elements wird nun an das FD-Modell übergeben, um damit den lokalen Wärmeeintrag nach Formel 58 zu berechnen. Das FD-Modell berechnet nun die Temperaturentwicklung in der vorgegebenen Rutschzeit. Die Reibwertberechnung oder die Zuweisung eines Reibwerts für jedes Element erfolgt ebenfalls im FD-Modul. Mit Hilfe der vorliegenden spezifischen Belastungsgrößen und der lokalen Temperatur kann der Reibwert (oder auch der Verschleißkoeffizient) in Abhängigkeit dieser Größen (z.B. durch eine Regressionsgleichung) automatisch in jedem Zeitschritt zugewiesen werden. Die Modellierung und Berechnungsschritte des FD-Modells können im Kapitel 6.1.1 nachgelesen werden.

4. Post-Processing

Auswertung und Visualisierung der Daten. In Abbildung 113 ist die Vorgehensweise dargestellt:

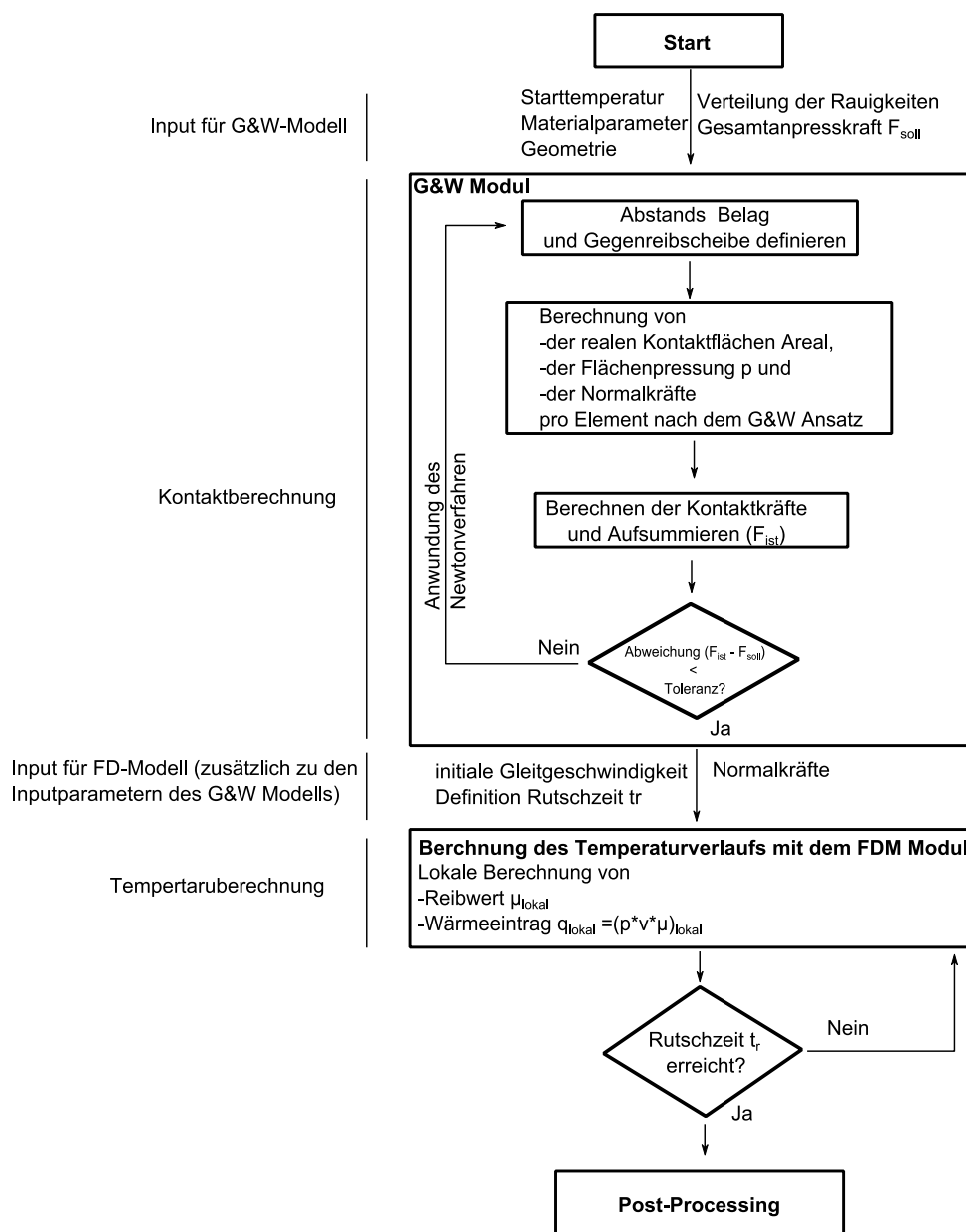
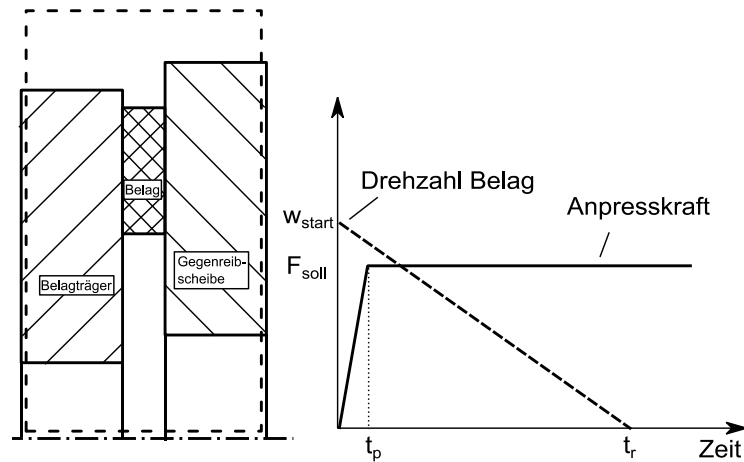


Abbildung 113: Rechenstrategie zur Implementierung des GREENWOOD & WILLIAMSON Modell in das FD Modell

Nachdem das FD-Modell, das GREENWOOD & WILLIAMSON Modell vorgestellt und die Interaktion beider Modelle beschrieben wurde, sollen nun an einem Beispiel die Simulationsergebnisse diskutiert werden.

Für das betrachtete Beispiel wird die Kupplung im Bremsbetrieb betrieben. In Abbildung 32 sind auf der linken Seite der zeitliche Ablauf des Abbremsversuchs und rechts die zugehörigen Parameter dargestellt. In der Schaltung beträgt die Anpresskraft 4305N und wird in einer Zeit von $t_p = 0,1s$ vollständig aufgebaut. Die Winkelgeschwindigkeit der Gegenreibeibe beträgt 0 rad/s. Der Belag und der Belagträger rotieren zu Beginn mit 169rad/s (siehe Abbildung 115) und werden innerhalb der Zeit t_r auf null abgebremst. Die Häufigkeitsverteilung der Rauheiten auf

den 17 Teilringen der Belagoberfläche ($d_a=190\text{mm}$, $d_i = 139\text{mm}$) entspricht den Häufigkeitsverteilungen nach Abbildung 107.



| | | |
|--------------------|-------------|-------------------------------|
| t_r | 0.7s | Dauer Wärmeeintrag |
| t_p | 0.1s | Kraft-Zeit Rampe |
| F_{soll} | 4305N | Gesamtanpresskraft |
| w_{start} | 169rad/s | Startgeschwindigkeit Belag |
| μ | 0.4 | Reibwert |
| d_a/d_i | 190mm/139mm | Außen-/Innendurchmesser Belag |
| s | 3.5 mm | Dicke Reibbelag |

Tabelle 31: Oben: Systemgrenze und zeitlicher Verlauf des Lastfalls; Unten: Parameter des Bremsversuchs

Aus Abbildung 111 geht hervor, dass die Rauheiten der Teilringe vier (Radius = 0,0909m in Abbildung 114) und zwölf (Radius = 0,0787 in Abbildung 114) unter diesen Randbedingungen stark deformiert werden und damit im Wesentlichen zu der Drehmomentübertragung beitragen. Alle anderen Teilringe kommen mit der Anpressplatte nicht in Kontakt und leisten dementsprechend keinen Beitrag.

Die zeitliche Temperaturentwicklung ist in Abbildung 114 zu erkennen. Es handelt sich dabei um die Temperatur auf der Oberfläche der Gegenreibeischeibe. Die Temperatur an den Teilringen vier und zwölf steigt während der Rutschphase auf über 170°C und 210°C (jeweils zum Zeitpunkt $t=0,23\text{s}$) an. Alle anderen Teilringe erfahren keine nennenswerte Temperaturerhöhung, da diese nicht am Reibprozess beteiligt sind. Lediglich durch den radialen Wärmefluss an der Oberfläche steigen die Temperaturen leicht an.

In der Simulation wird als konstanter Reibwert $\mu=0,4$ angenommen. Die zeitliche Entwicklung der Reibenergie Q ist in Abbildung 115 dargestellt und ergibt sich aus der Summe der eingebrachten Reibenergie je Teilring zu jedem Zeitpunkt t .

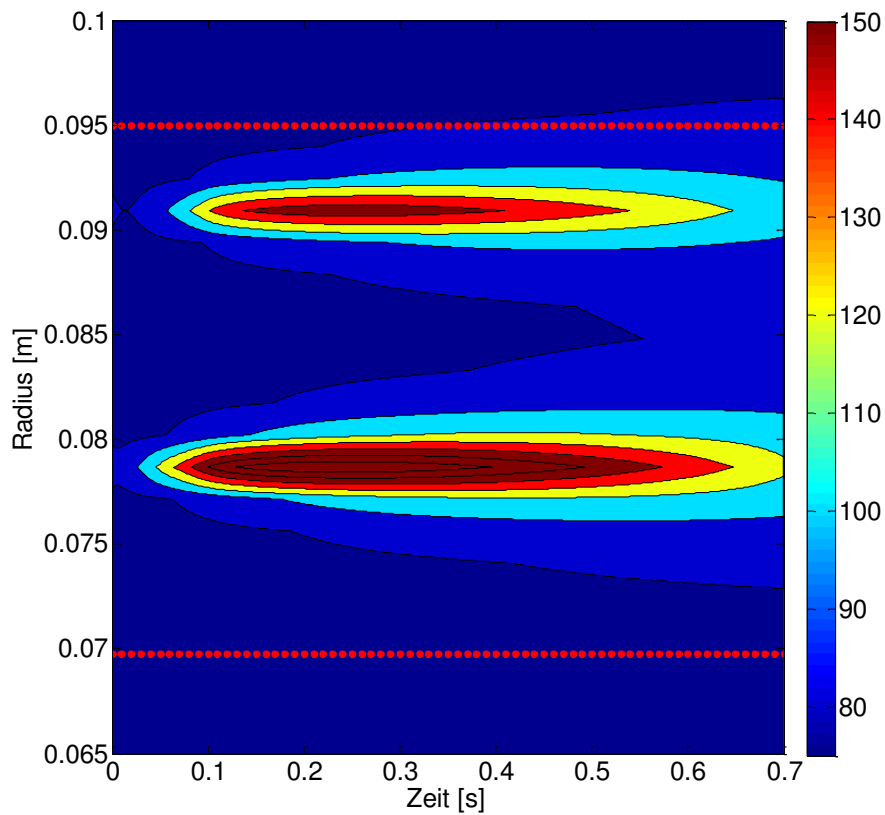


Abbildung 114: Zeitlicher Temperaturverlauf an der Oberfläche der Gegenreibrscheibe

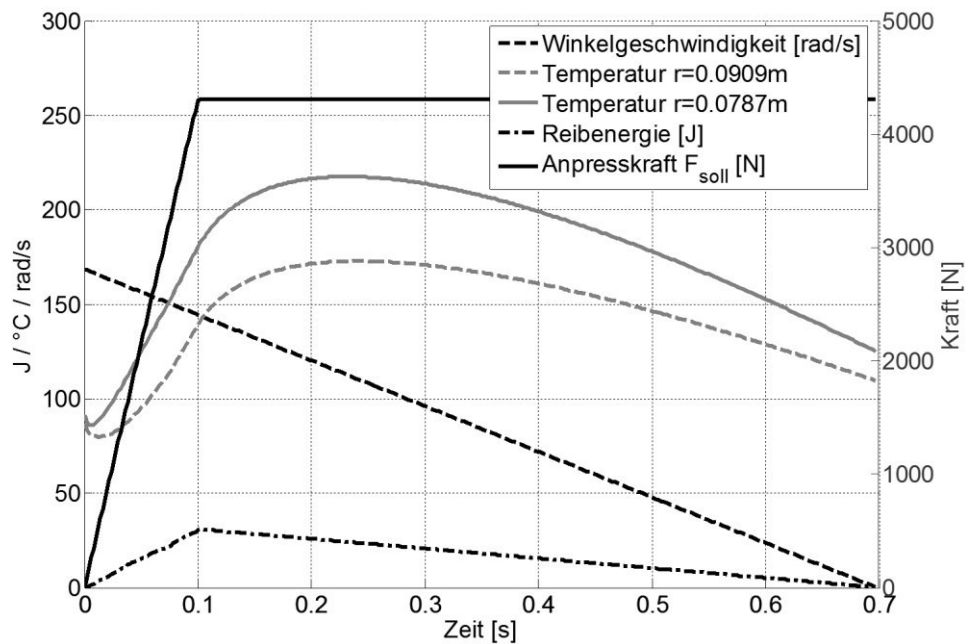


Abbildung 115: Zeitlicher Verlauf der Anpresskraft, der Winkelgeschwindigkeit und zwei ausgewählter Temperaturmessstellen

Mit dem Beispiel konnte die erfolgreiche Implementierung des GREENWOOD & WILLIAMSON Modell in das FD-Modell gezeigt werden. Die Implementierung bietet nun die Möglichkeit weitere Untersuchungen (z.B. den Einfluss der Rauheitsverteilung auf die Temperaturentwicklung) durchzuführen. Eine weitere Option ist das Modell um ein Verschleißmodell weiterzuentwickeln, wie es in BOTONAKIS²⁰⁸ durchgeführt wurde.

In MKS-Simulationen wird zur Temperaturberechnung das Kupplungssystem meist als Ein-Massen-Modell^{209,210} abgebildet. Dies erlaubt keine Berechnung der Temperaturverteilung im Kupplungssystem und somit auch nicht an den einzelnen Wirkflächenpaaren, die lokal unterschiedliche Temperaturen aufweisen können. Letzter sind für die Reibwertentwicklung jedoch entscheidend. Zu diesem Zweck kann das FD-Modell in eine 1D-Simulationsumgebung (z.B. Matlab/Simulink) eingebettet werden, um die Temperaturberechnung in Wechselwirkung mit einem Antriebssystem durchführen zu können.

Gleichzeitig wird dabei auch die Gestalt (Masseverteilung, Konvektionsflächen,...) des Friktionssystems berücksichtigt.

Die Reibwertberechnung wird in MKS-Simulationen meist in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit ($\mu(v)$) durchgeführt. Das resultierende Moment wird üblicherweise dabei wie folgt berechnet:

$$M = F * r_m * \mu(v) * z \quad \text{Formel 59}$$

Neben $\mu(v)$ fließen also nur noch die Größen F (Axialkraft), r_m (mittlerer Reibradius) und z (Anzahl der Friktionsflächen) ein. Mit dem FD-Modell kann durch die Diskretisierung der Friktionsfläche der Reibwert μ lokal anhand der Parameter Temperatur T , Gleitgeschwindigkeit v und Flächenpressung p bestimmt werden. Bei der Implementierung muss beachtet werden, dass das FD-Modell mit einer festen Schrittweite und das MKS-Modell mit einer variablen Schrittweite rechnet.

²⁰⁸ BOTONAKIS 2009

²⁰⁹ BEITLER 2008

²¹⁰ ALBERS, OTT, U. A. 2009

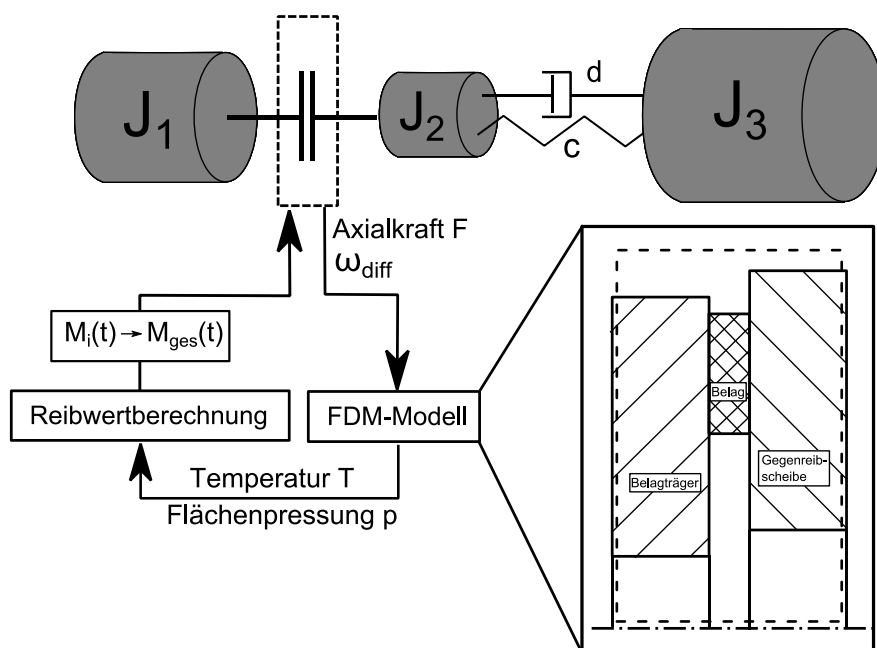


Abbildung 116: Integration FD-Modell in MKS-Modell

In der Simulation benötigt das FD-Modell als Eingangsgrößen die Axialkraft F und die Differenzwinkelgeschwindigkeit ω_{diff} . Damit kann im FD-Modell die Temperaturberechnung durchgeführt werden. Die Verteilung der Flächenpressung p kann vorab definiert werden und bleibt während der Simulation unverändert. In einem realen System verändert sich die lokale Flächenpressung aufgrund der thermomechanischen Verformungen. Im FD-Modell kann dies aber nicht berücksichtigt werden. Mit der lokalen Temperatur T , der lokalen Flächenpressung und der Gleitgeschwindigkeit kann nun für jedes diskretisierte Element auf der Friktionsfläche der Reibwert berechnet werden. Damit ergibt sich zwangsläufig für jedes Element auch das aktuell übertragbare Drehmoment $M_i(t)$. Die Summation von $M_i(t)$ aller Elemente an der Friktionsfläche ergibt das aktuelle übertragbare Kupplungsmoment $M_{ges}(t)$. Das neue Kupplungsmoment hat wiederum Auswirkungen auf die Differenzwinkelgeschwindigkeit ω_{diff} . Dies kann je nach Drehmoment sinken oder auch ansteigen (z.B. Rupschwingungen).

Abbildung 117 zeigt das Simulationsergebnis einer Synchronisation. Oben ist die Differenzwinkelgeschwindigkeit und unten sind die Temperaturverläufe der einzelnen Elemente dargestellt. Der Reibwert wurde für jedes Element i als Funktion von $\mu_i = 0,35 - v_{gleit} * \frac{0,005}{14} + 0,0005 * T_i$ berechnet. Es liegt also ein negativer Reibwertgradient vor. Die auftretenden Rupschwingungen erkennt man in der oberen Abbildung. Im Temperaturverlauf erkennt man ebenso Schwingungen in den Temperatursignalen, welche am Reibprozess beteiligt sind. Elemente, die Temperaturverläufe ohne diese Schwingungen aufweisen, liegen außerhalb der Friktionsfläche.

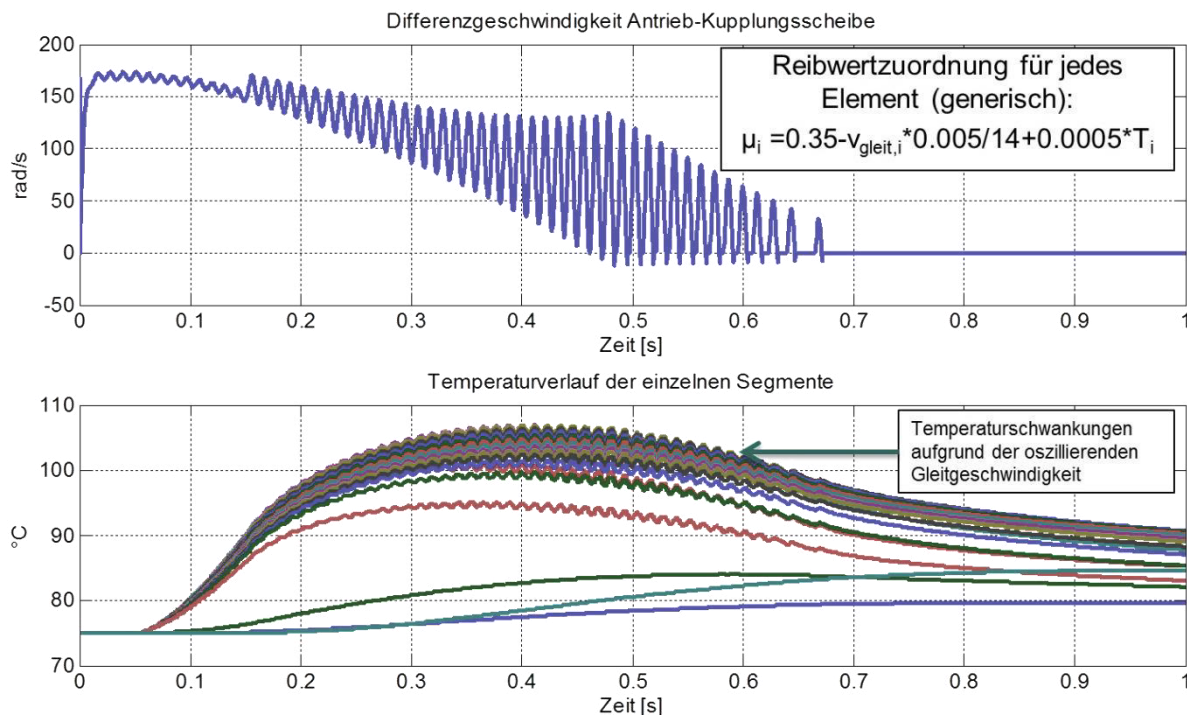


Abbildung 117: Berechnete Temperaturverlauf 0,4mm unterhalb der Reibfläche des FD-Modells im MKS System

Da die eingetragene Energie $q_{\text{lokal}} = (p * v * \Delta t)$ von der Gleitgeschwindigkeit abhängig ist, müssen der Energieeintrag und damit auch die Temperaturen Schwingungen aufweisen.

Thermomechanische Schwingungen können in dem FD-Modell nicht berücksichtigt werden. Es ist davon auszugehen, dass bei einer Berücksichtigung der thermomechanischen Verformungen (insbesondere bei hohen Reibleistungen) der Reibpartner die Schwingungen der Differenzgeschwindigkeit als auch der Temperaturen stärker ausgeprägt sind.

6.2.3 Implementierung in das FE-Modell

Die Berücksichtigung der Oberflächenkontur in FE-Simulationen wurde in verschiedenen Arbeiten berücksichtigt (vgl. LORENTZ et al.²¹¹). Hierbei wurde jedoch die Oberfläche vermessen, in die FE Software übertragen und anschließend mit geeigneten Elementen vernetzt. In der vorliegenden Arbeit soll die Oberfläche durch statistische Kenngrößen abgebildet werden. Da die Abbildung der Oberfläche mit statistischen Kenngrößen in der verwendeten Software ABAQUS nicht möglich ist, wird eine Co-Simulation mit MATLAB angestrebt. Die Berechnung des Kontaktmodells und die Steuerung der gesamten Rechnung erfolgt in MATLAB. Die Herausforderung liegt

²¹¹ LORENTZ & ALBERS 2013

hierbei in der Entwicklung einer Schnittstelle zwischen MATLAB und ABAQUS. Abbildung 118 zeigt den schematischen Ablauf der entwickelten Rechenstrategie.

Im Pre-Processing werden die Umgebungsbedingungen (z.B. Lufttemperatur), die Materialdaten der verwendeten Werkstoffe, die Häufigkeitsverteilung der Rauigkeit und letztendlich die Belastungsparameter der Schaltung definiert.

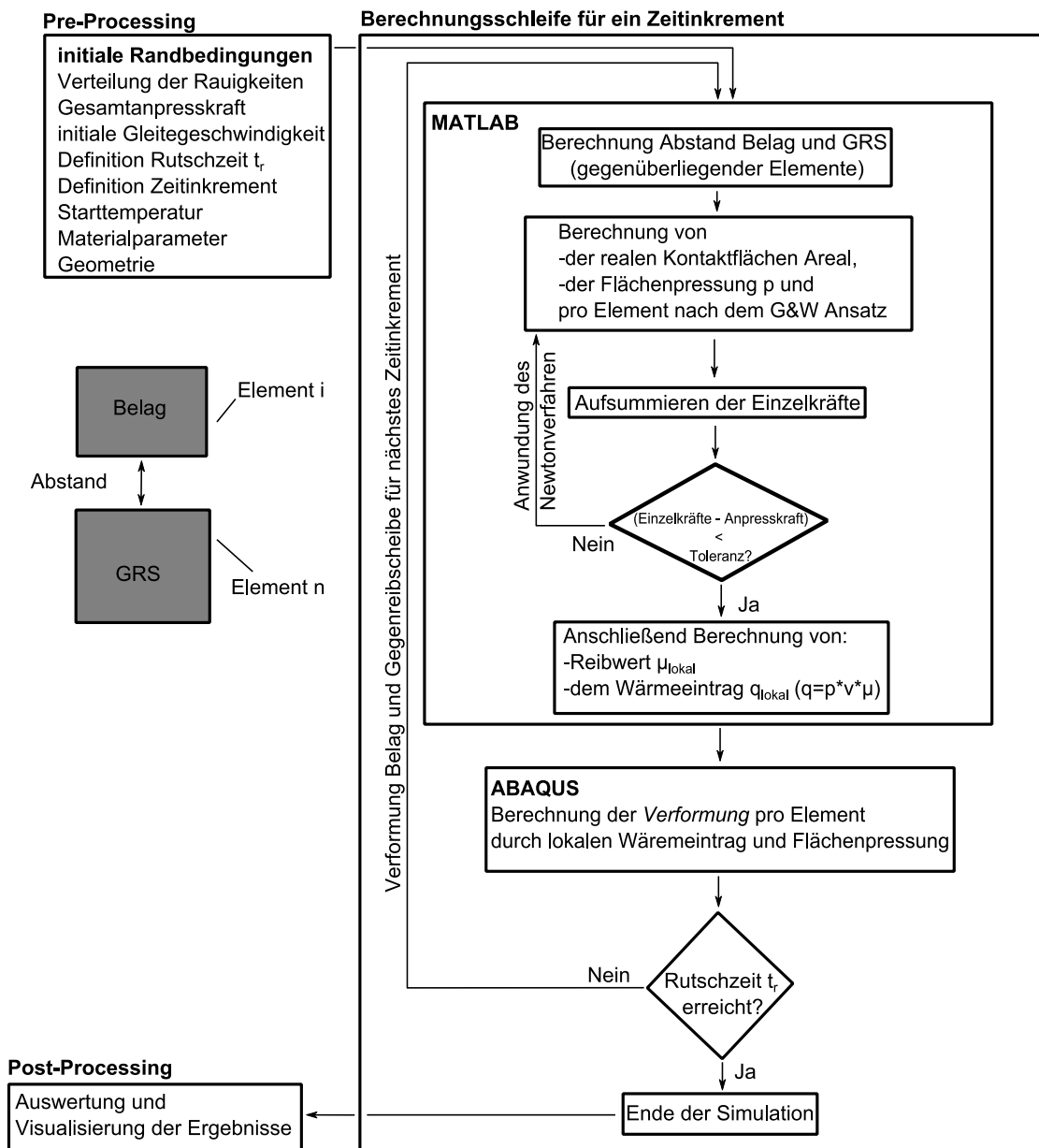


Abbildung 118: Berechnungsstrategie FE-Modell und GREENWOOD & WILLIAMSON Kontaktmodell

In MATLAB werden die Abstände gegenüberliegender Elemente unter Berücksichtigung der Oberflächenrauigkeit berechnet. Mit den Annahmen des GREENWOOD & WILLIAMSON Modells (siehe Kapitel 2.3.4) wird für jeden Teilring eine reale Fläche und resultierende Normalkraft berechnet. Die Normalkräfte werden addiert und mit der vorgegebenen Gesamtanpresskraft verglichen. Bei einer Differenz <5%

wird der Abstand zwischen Belagträger und Gegenreibe mit Hilfe des Newton-Verfahrens neu berechnet.

Anschließend wird den Elementen ein Reibwert zugeordnet ($\mu=0,4$), die nach den Ergebnissen des Kontaktmodells sich tatsächlich berühren. Die Berechnung des Wärmeeintrags erfolgt ebenfalls lokal und berechnet sich zu $q_{\text{lokal}} = p * v * \mu$. Dieser Wärmeeintrag wird an ABAQUS übergeben und die Temperaturentwicklung und Verformung für das nächste Zeitinkrement berechnet. Die neuen Verformungen und Temperaturen werden dann wieder an das Kontaktmodell übergeben und der neue Wärmeeintrag für das nächste Zeitinkrement berechnet. Diese Berechnungsschleife wird so lange wiederholt, bis die Summe der einzelnen Zeitinkremente die Rutschzeit t_r erreicht hat.

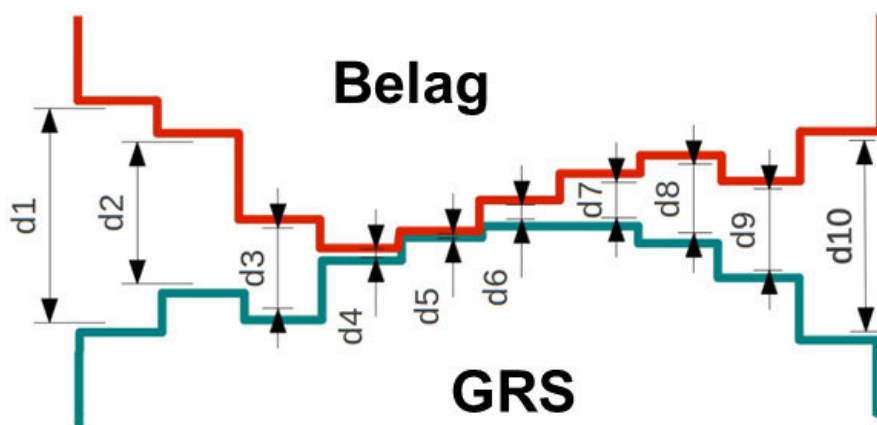


Abbildung 119: Unterteilung des Kontaktbereichs in zehn Elemente (REUTER et al.²¹²)

Abbildung 120 zeigt den Vergleich zweier Temperaturmesspunkte (Messpunkt 1 – oberflächennahe Temperatur, Messpunkt 2 – Massetemperatur der Gegenreibe) bei Verwendung der beschriebenen Co-Simulation zwischen MATLAB / ABAQUS und einer FE-Simulation nur mit ABAQUS. In beiden Messpunkten ist die Differenz der Temperatur über den betrachteten Zeitraum sehr gering, so dass die Vorgehensweise bei der Modellierung als valide eingestuft werden kann.

²¹² REUTER U. A. 2013 (betreute Abschlussarbeit)

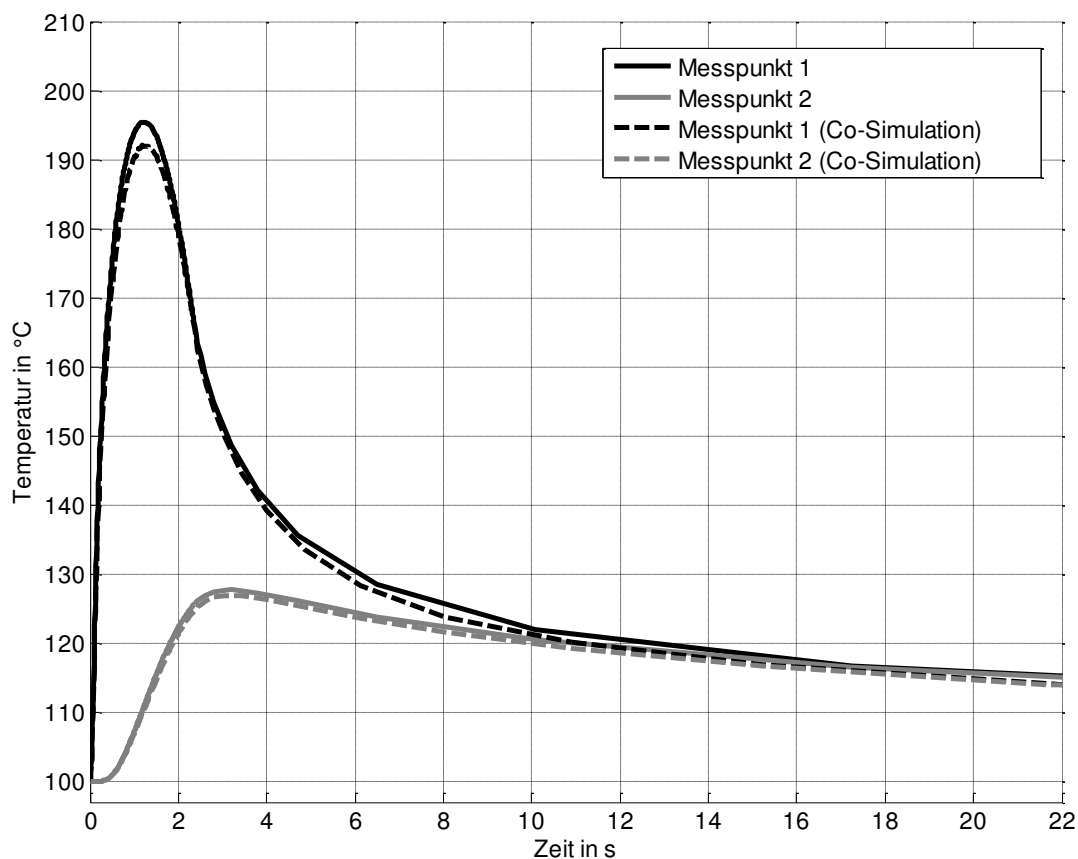


Abbildung 120: Vergleich der Temperaturberechnung mit und ohne Co-Simulation (ohne Kontaktmodell, Grafik²¹³ überarbeitet)

Im nächsten Schritt wird nun das Kontaktmodell implementiert. Die grundsätzliche Vorgehensweise ist in Abbildung 118 dargestellt. Für die Co-Simulation muss ebenfalls eine Konvergenzstudie durchgeführt werden (siehe Abbildung 121). Der Einfluss des gewählten Zeitinkrements dt_{step} ist bei der Berücksichtigung der Oberflächenrauigkeit hoch. In Abbildung 118 sind die Temperaturverläufe an dem Messpunkt 5 für eine Einzelschaltung der Laststufe L03 dokumentiert. Die gesamte Rutschdauer beträgt ca. 2,5 Sekunden. Bei einem Zeitinkrement von $dt_{\text{step}} = 0.1\text{s}$ ergeben sich bei beiden Messpunkten die höchsten Temperaturen. Mit Verkleinerung des Zeitinkrements konvergiert der zeitliche Temperaturverlauf in beiden Messpunkten. Ab einem Zeitinkrement $dt_{\text{step}}=0,01\text{s}$ ist keine Änderung des zeitlichen Temperaturverlaufs in den Messpunkten zu beobachten.

²¹³ REUTER U. A. 2013 (betreute Abschlussarbeit)

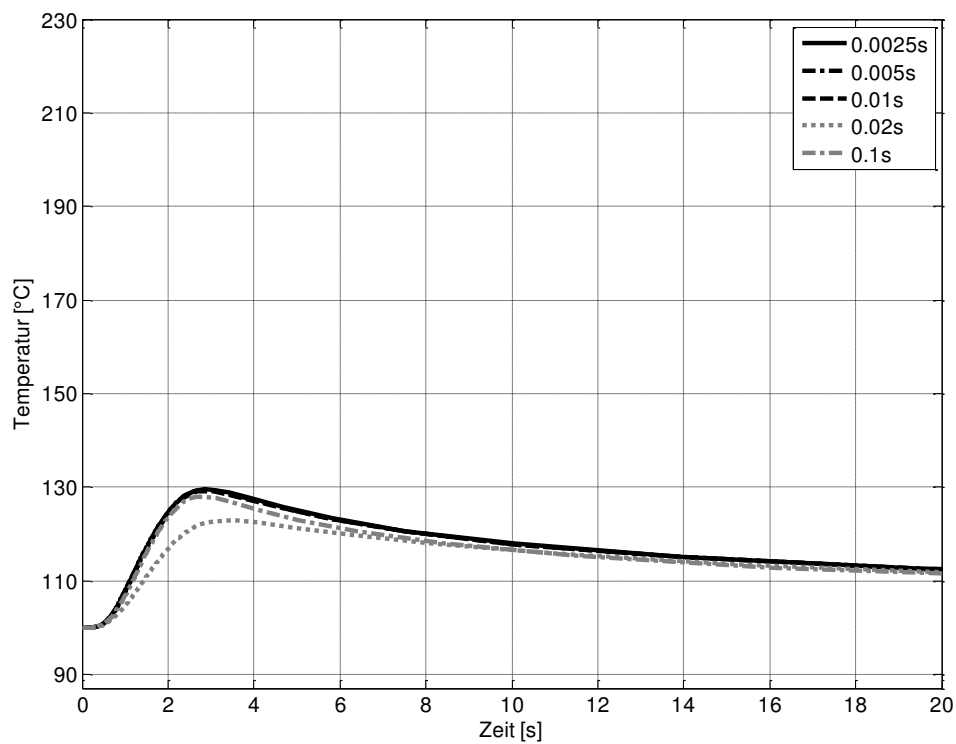
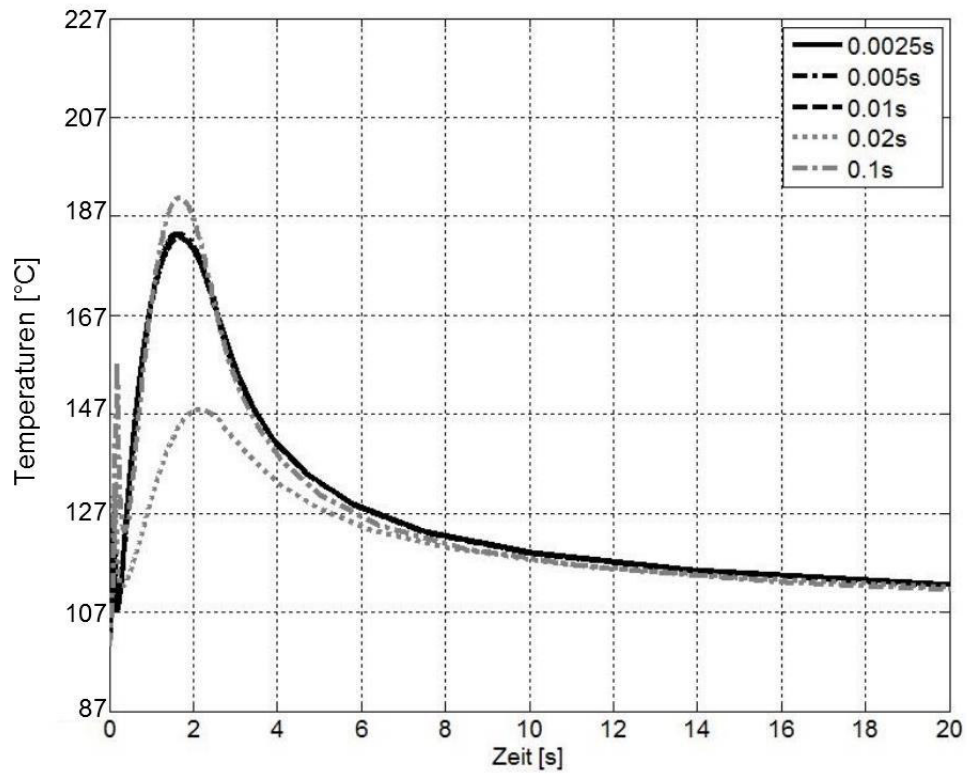


Abbildung 121: Konvergenzstudie Co-Simulation mit Kontaktmodell, oben: Messpunkt 5 – 0,2mm unter Friktionsfläche, unten: Messpunkt 5 – 4mm unter Friktionsfläche, Laststufe L03, REUTER²¹⁴-untere Grafik ergänzt

²¹⁴ REUTER U. A. 2013 (betreute Abschlussarbeit)

Die Temperaturverläufe bei den Schrittweiten 0.01s, 0.005s und 0.0025s konvergieren in jedem Zeitpunkt. Dies gilt sowohl für den Temperaturverlauf an der Friktionsfläche als auch für den Temperaturverlauf 4mm unterhalb der Friktionsfläche (siehe Abbildung 118). Das Konvergenzverhalten kann auch für alle anderen Messpunkte (1, 2, 3, 4 und 6) nachgewiesen werden.

Gegenüberstellung mit und ohne GREENWOOD & WILLIAMSON Kontaktmodell

Der Unterschied der Kontaktmodellierung wird deutlich, wenn man den Temperaturverlauf in einem Messpunkt analysiert. Abbildung 122 zeigt den Temperaturverlauf während einer Schaltung (Schaltdauer ca. 2s) und die anschließende Abkühlphase. Im linken Diagramm ist der Temperaturverlauf in einem Messpunkt nahe der Friktionsfläche (0,2 mm), im rechten Diagramm etwa 4mm entfernt von der Friktionsfläche dargestellt. Die Randbedingungen (z.B. Kraftaufbau, Umgebungstemperatur, etc.) für die Simulationen mit und ohne Kontaktmodellierung waren identisch. Bei der Simulation mit Kontaktmodell stellt sich im oberflächennahen Messpunkt eine geringere Spitzentemperatur ein. In der Abkühlphase nähern sich die Temperaturen allerdings sehr schnell an. Dies gilt ebenso für den Messpunkt, welcher 4 mm von der Friktionsfläche entfernt ist. Die Spitzentemperatur ist allerdings mit Kontaktmodell etwas höher als ohne Kontaktmodell.

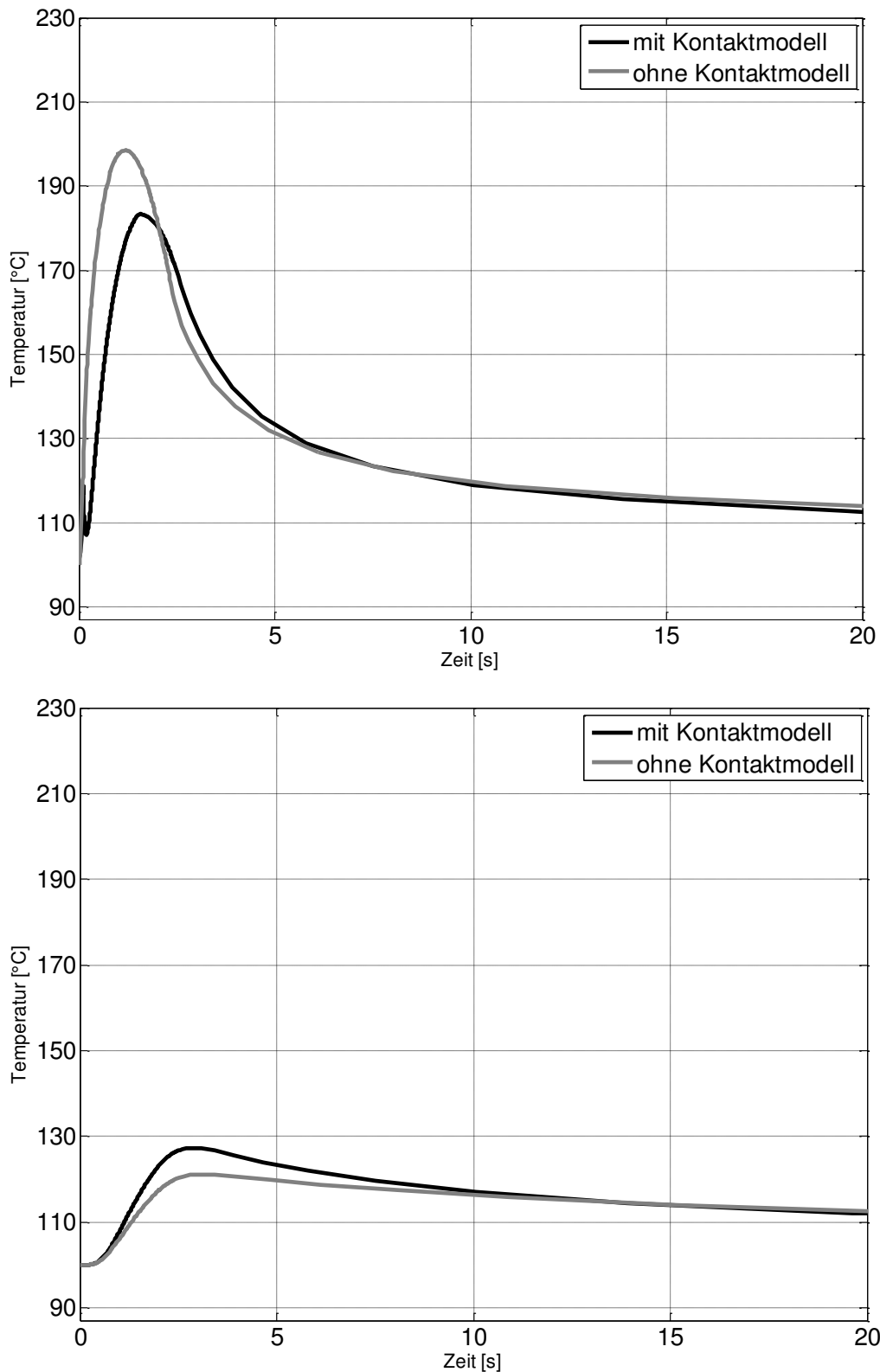


Abbildung 122: Vergleich Temperaturentwicklung mit und ohne Kontaktmodell (Messstelle 5, Laststufe 3; oben: 0,2mm unterhalb der Friktionsfläche; unten: 4mm unterhalb der Friktionsfläche)

Die geringere Spitzentemperatur am oberflächennahen Messpunkt gegenüber der Berechnung ohne Kontaktmodell erklärt sich dadurch, dass die unmittelbar

benachbarten Elemente eine höhere Rauigkeit aufweisen und damit am Reibprozess unmittelbar teilnehmen. Das hier betrachtete Element nimmt am Reibprozess nicht teil, und die Erwärmung an diesem entsteht durch radialen Wärmetransport der benachbarten Elemente. An der Messstelle 4 mm unterhalb der Reibfläche steigt die Temperatur durch die radiale Wärmediffusion in axialer Richtung an. Abbildung 123 verdeutlicht den Sachverhalt. Element 1 befindet sich am inneren Radius des Belags, Element 50 am äußeren Radius des Belags. Am Messpunkt 5 (Element 39) findet an der Oberfläche kein Wärmeeintrag statt, da aufgrund der Rauigkeitsverteilung und der thermomechanischen Verformungen kein Kontakt zwischen Belag und Gegenreibrscheibe herrscht.

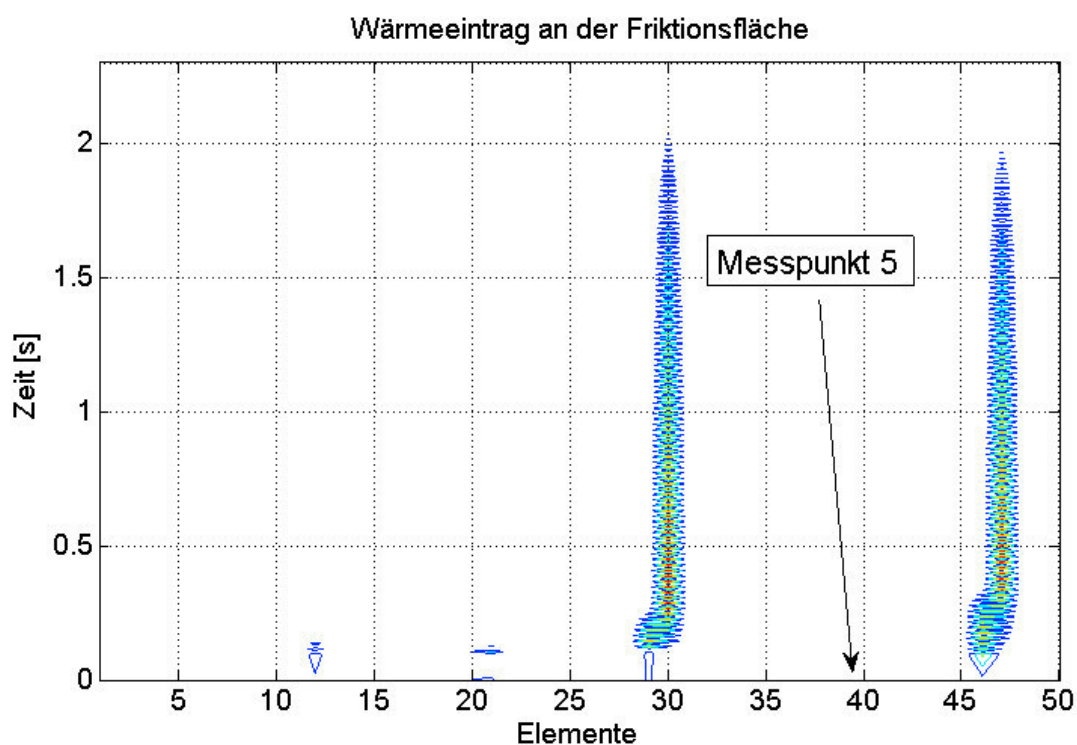


Abbildung 123: Wärmeeintrag an der Friktionsfläche bei Laststufe 3 (mit Kontaktmodell)

Der geringere Wärmeeintrag bis etwa 0,1s ist darin begründet, dass zum einen der Kontakt zwischen Belag und Gegenreibrscheibe zunächst hergestellt werden muss und zum anderen die Axialkraft bis 0,1s linear aufgebaut wird, bis die gewünschte Axialkraft und damit die eingetragene Reibleistung erreicht ist.

6.3 Vergleich der entwickelten Rechenstrategien

Die erfolgreiche Implementierung des Kontaktmodells in die Temperaturmodelle setzte zwei unterschiedliche Rechenstrategien voraus (Abbildung 124). Der wesentliche Unterschied besteht, neben der Berücksichtigung der

thermomechanischen Verformungen des FE-Modells, in den verwendeten Programmen. Das FD- und Kontaktmodell wurden vollständig in MATLAB²¹⁵ umgesetzt. Als Solver für das FE-Modell wurde ABAQUS²¹⁶ benutzt. Für den automatisierten Datenaustausch (siehe Abbildung 118) zwischen dem FE- und Kontaktmodell wurde ein Skript in MATLAB programmiert.

Im Unterkapitel 6.3.1 werden zunächst die Temperaturhübe bei Einzelschaltungen unter verschiedenen Belastungen verglichen. Anschließend erfolgt die Gegenüberstellung mit integrierten Kontaktmodell in Teilkapitel 6.3.2. Die Verteilung der Rauigkeiten, die Starttemperatur und die spezifischen Belastungen sind für beide Modelle identisch, um einen Vergleich zu ermöglichen.

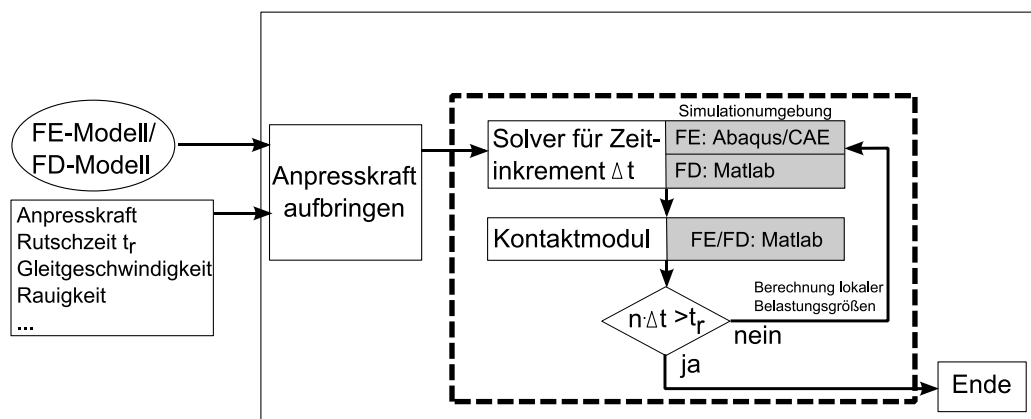


Abbildung 124: Vereinfachte Darstellung der beiden Rechenstrategien (links: FDM, rechts: FEM, n =Anzahl Rechenschritte, Δt =Zeitinkrement, t_r = Rutschzeit)

6.3.1 Einzelschaltung

Die beiden erstellten Temperaturmodelle (Kapitel 6.1.1 und 6.1.2) sollen anhand einfacher Berechnungen gegenübergestellt und mögliche Unterschiede in den Ergebnissen diskutiert werden. Zum Vergleich werden insgesamt vier Laststufen aus dem Versuchsprogramm (Tabelle 5) herangezogen. Die ausgewählten Laststufen sind in Tabelle 32 dargestellt. Die Oberflächenstarttemperatur beträgt bei den Laststufen L01, L03 und L04 $T_{\text{Start}} = 75^\circ\text{C}$, bei L11 beträgt $T_{\text{Start}} = 100^\circ\text{C}$. Die nominelle Flächenpressung ist mit 0,35 MPa in allen Laststufen identisch. Die Reibleistung und Reibenergie werden unterschiedlich variiert. Die Kontaktmodellierung nach G&W ist nicht implementiert. Die Auswirkungen der Kontaktmodellierung werden in Kapitel 6.3.2 ausführlich diskutiert.

²¹⁵ MATLAB / R2011A

²¹⁶ ABAQUS / 6.6-2

| | Reibenergie q_A [J/mm ²] | Reibleistung \dot{q}_A [W/mm ²] | v_{start} [m/s] | Oberflächen- starttemperatur T_{Start} [°C] | Flächen- pressung p [MPa] |
|-----|--|---|----------------------|---|-----------------------------------|
| L01 | 0,61 | 0,86 | 14 | 75 | 0,35 |
| L03 | 1,85 | 0,86 | 14 | 75 | 0,35 |
| L04 | 1,28 | 0,43 | 7 | 75 | 0,35 |
| L11 | 1,28 | 0,43 | 7 | 100 | 0,35 |

Tabelle 32: Ausgewählte Laststufen für den Vergleich des FD- und FEM- Modells

In beiden Modellen wird die Winkelgeschwindigkeit und damit die Gleitgeschwindigkeit in dem Modellversuch über der Zeit linear von dem Startwert v_{Start} auf null reduziert. Es sei angemerkt, dass in Realität der zeitliche Verlauf der Gleitgeschwindigkeit eine Folgegröße des Reibwerts zu jedem Zeitpunkt ist. Die Flächenpressung muss im FD-Modell über der gesamten Rutschzeit vorgegeben werden und wird als homogen verteilt angenommen. Im Gegensatz zum FE-Modell werden in FD-Modell keine thermomechanischen Verformungen berücksichtigt (siehe Tabelle 27/Seite 123). Im FE-Modell wird die Flächenpressung aus der Vorgabe der Anpresskraft ($F=p \cdot A$) und den thermomechanischen Verformungen aufgrund des Energieeintrags zu jedem Zeitpunkt berechnet. Der Eintrag der Reibenergie wird lokal mit den Größen Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit berechnet. Der Reibwert wird mit $\mu=0,4$ in beiden Modellen als konstant angenommen. Tabelle 33 zeigt für die betrachteten Laststufen die Temperaturhübe bei einer Einzelschaltung unter den genannten Randbedingungen.

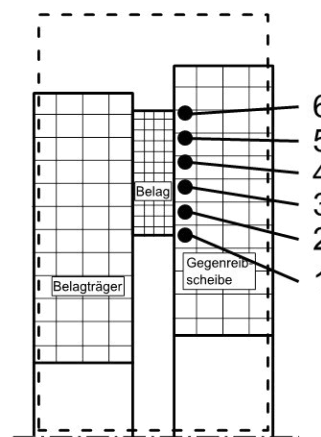


Abbildung 125: Position der Messstellen für den Temperaturvergleich

Es sei an dieser Stelle nochmals auf die Verschraubung der Gegenreibeischeibe hingewiesen. Die Verschraubung der Gegenreibeischeibe am Prüfstand derart ausgeführt, dass die Verformungen durch Temperatureintrag möglichst gering sind. Dies ist notwendig, um Rückwirkungen auf die Reibwertuntersuchungen zu minimieren. In Kapitel 4.2 ist die Art der Verschraubung simulativ und experimentell detailliert untersucht worden.

In realen Kupplungssystemen ist der Gegenreibpartner deutlich weicher gelagert, was zu starken thermomechanischen Verformungen im Betrieb führen kann.

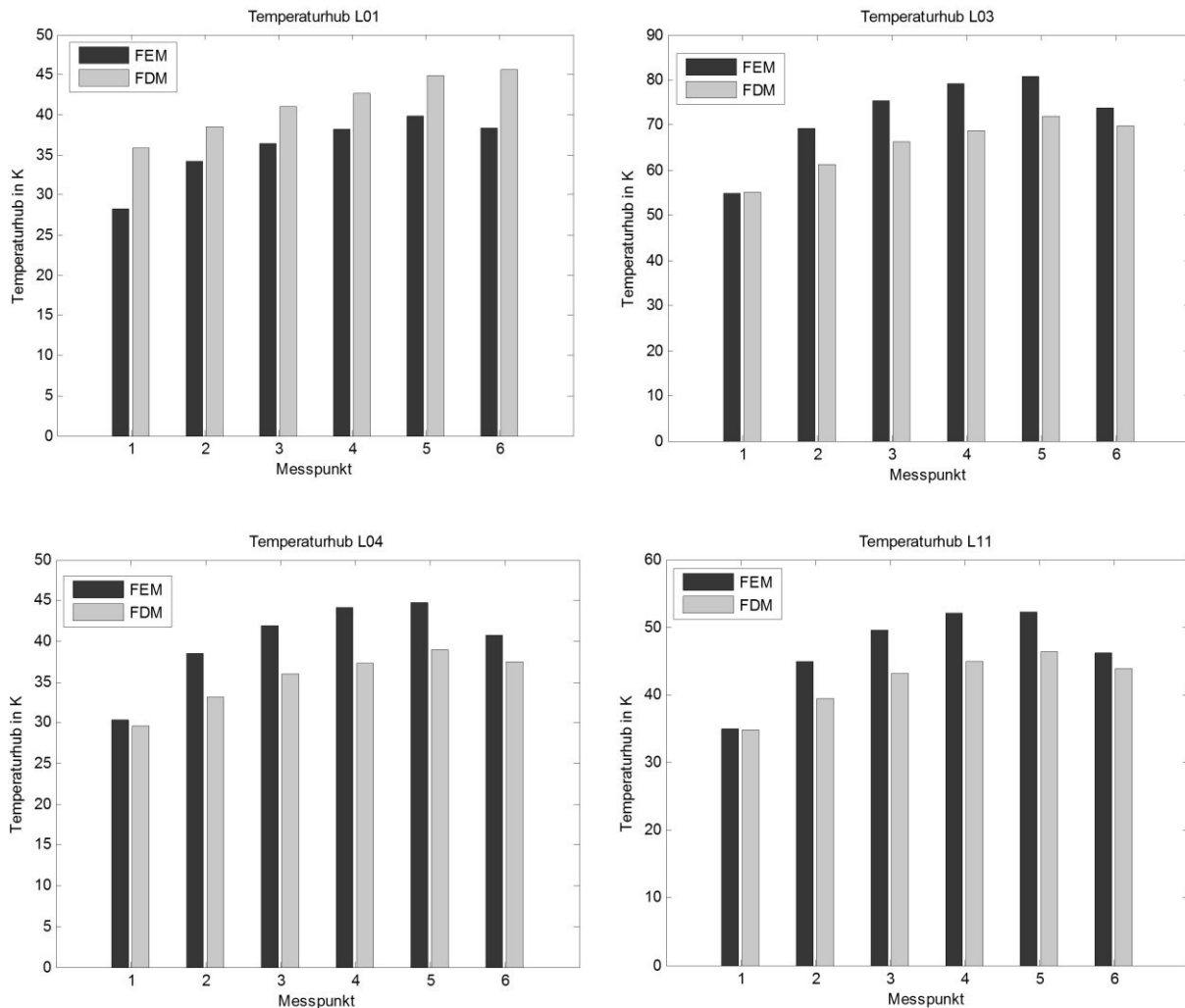


Tabelle 33: Vergleich der berechneten Temperaturhübe nach dem FD/FE-Modell²¹⁷

Auf der x-Achse sind die Messpunkte, die denen im Versuch entsprechen, mit den Ziffern eins bis sechs aufgelistet (siehe Abbildung 125). Insgesamt lässt sich feststellen, dass die maximalen Temperaturhübe an den Messpunkten 4 und 5 auftreten, ausgenommen bei Laststufe L01. Dies lässt sich mit dem Reibenergieeintrag in radialer Richtung, der in den äußeren Bereichen aufgrund der erhöhten Gleitgeschwindigkeit größer ist, erklären. Am Messpunkt 6 wurde in beiden Modellen wiederum eine geringere Temperatur berechnet. Zum einen entspricht der Außendurchmesser des Reibbelags dem Teilkreisdurchmesser des Messpunkts 6 und zum anderen sorgt der radiale Wärmefluss für eine niedrigere Temperatur gegenüber Messpunkt 5.

²¹⁷ REUTER U. A. 2013 (betreute Abschlussarbeit)

Die höheren Temperaturhübe des FE-Modells in der Mitte des Reibbelags (Messpunkte 3-5) sind durch die dort auftretenden Flächenpressungen, die deutlich über der nominellen Flächenpressung liegen, begründet. Insgesamt liegen die Ergebnisse beider Modelle nahe beieinander. Die Unterschiede könnten durch eine parabelförmig angenommene Flächenpressungsverteilung, wie sie sich in den FE-Berechnungen ergibt, in dem FD Modell weiter verringert werden.

6.3.2 Wechselwirkung mit Kontaktmodellierung

Mit Hilfe der erstellten Modelle und Berechnungsstrategien aus den Kapiteln 6.1 und 6.2 ist es nun möglich, die Auswirkungen von Rauigkeitsprofilen auf den Temperaturverlauf für beide Temperaturmodelle zu untersuchen.

Zu diesem Zweck wird in beiden Modellen ein Bremsvorgang mit identischen Vorgaben ($T_{\text{Start}} = 100\text{Grad}$ / $p = 0,35 \text{ MPa}$, $v = 7 \text{ m/s}$, $\mu = 0,4$, $tr = 2,3\text{s}$) und Rauigkeitsprofil (gleiche b und t Werte für die Weibullfunktion) simuliert. Die Messpunkte sind identisch mit denen aus Teilkapitel 6.3.1 bzw. Abbildung 125.

Der zeitliche Temperaturverlauf der Messpunkte ist in Abbildung 126 abgebildet. Die höchsten Temperaturen beim FD-Modell werden im Messpunkt T5 gemessen. Zudem steigt an dieser Stelle die Temperatur zu Beginn am steilsten an und erreicht bereits bei etwa 0,7s ihr Maximum. Die Temperatur am Messstelle T3 zeigt einen ähnlichen Verlauf, wenn auch etwas geringer. Der Temperaturverlauf an diesen beiden Stellen spricht dafür, dass in der Nähe der beiden Messstellen ein hoher Wärmeeintrag und damit eine Verformung der Reibpartner stattfindet. Dadurch kommen Rauheitskuppen des Belags in Kontakt mit der Gegenreibrscheibe. Der lokale Wärmeeintrag während der Rutschphase im FD-Modell (siehe Abbildung 128) zeigt, dass unmittelbar an den Messstellen T3 ($r=80\text{mm}$) und T5 ($r=88\text{mm}$) der Wärmeeintrag erfolgt. Die anderen Messstellen liegen zwar sehr nahe an Bereichen mit Wärmeeintrag, jedoch sind die Temperaturen aufgrund des Wärmleitwiderstands geringer (Bsp. Messstelle T2).

Die lokalen Temperaturmaxima und die Bereiche des lokalen Wärmeeintrags des FE-Modells unterscheiden sich deutlich. Messstelle T4 und T6 weisen nun die höchsten Temperaturen auf (siehe Abbildung 126 und Abbildung 128). Dies deckt sich auch mit dem lokalen Wärmeeintrag aus Abbildung 128. Aufgrund der thermomechanischen Verformung in der FE-Berechnung bilden sich nur zwei Bereiche aus, in die über die gesamte Rutschzeit Wärme eingetragen wird. Zu Beginn der Schaltung (bis etwa 0,05s) sind noch etwa vier Bereiche am Reibprozess beteiligt. Anhand der Messstelle 2 kann dies im Temperaturverlauf ebenso beobachtet werden. Die Messstelle T2 zeigt zu Beginn einen Temperaturanstieg und

ab ca. 0,2s wieder einen Abfall, da aufgrund der Verformungen kein Reibkontakt und somit kein Wärmeeintrag mehr stattfinden kann.

In Abbildung 127 sind die Temperaturverläufe für alle Messstellen beider Modelle abgebildet. Bis zum Zeitpunkt $t=4s$ sind die Temperaturen der einzelnen Messstellen aufgrund des unterschiedlichen lokalen Wärmeeintrags unterschiedlich. Ab etwa $t=5s$ sind nahezu keine Unterschiede mehr erkennbar. Beide Modelle zeigen ein identisches Abkühlverhalten. Damit kann gezeigt werden, dass beide Modelle das gleiche thermische Verhalten aufweisen.

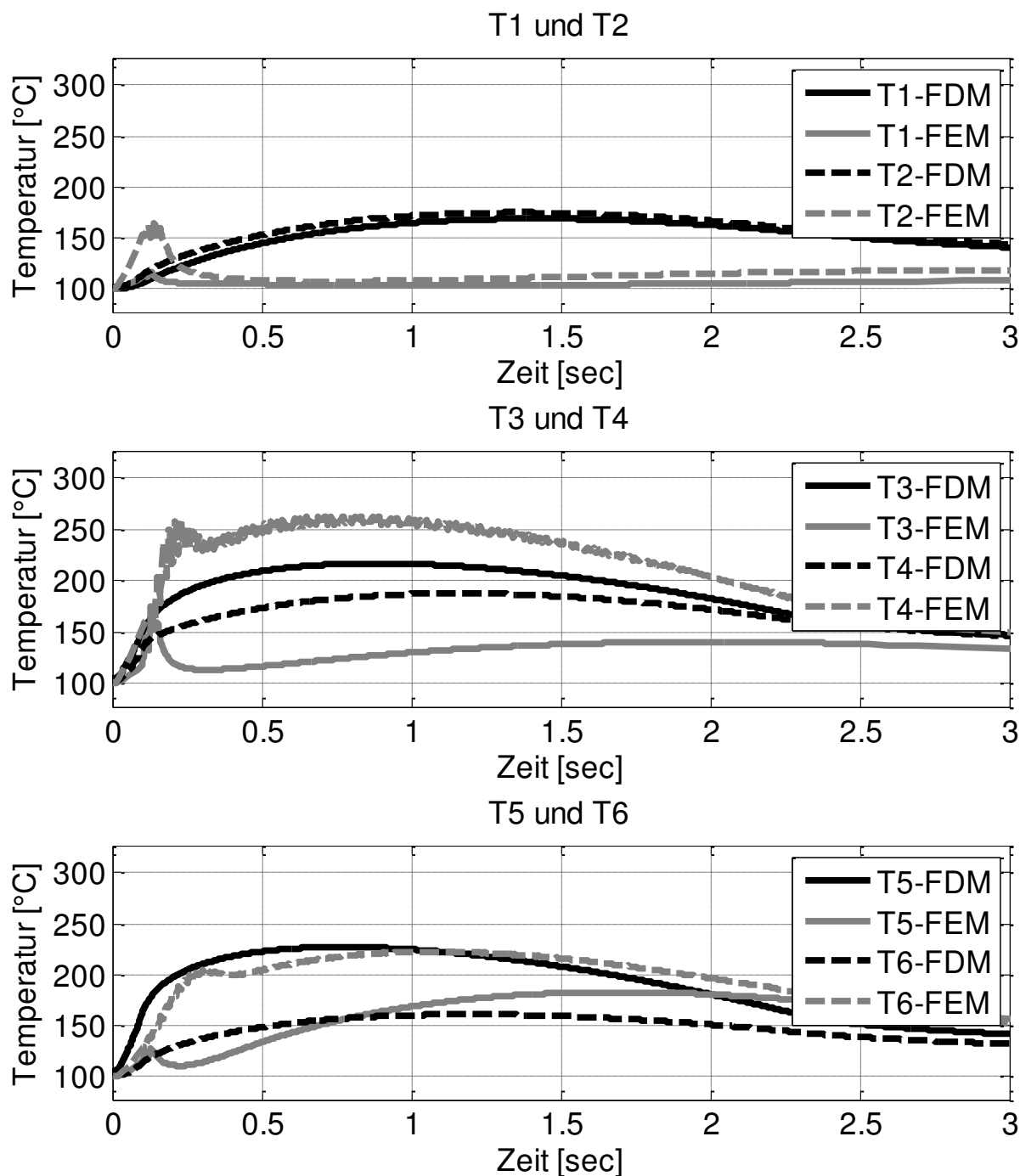


Abbildung 126: $T_{\text{Start}} = 100\text{Grad}$ / $p = 0,35 \text{ MPa}$, $v = 7 \text{ m/s}$, $\mu = 0,4$, $t_r = 2,3s$ (entspricht Laststufe L03)

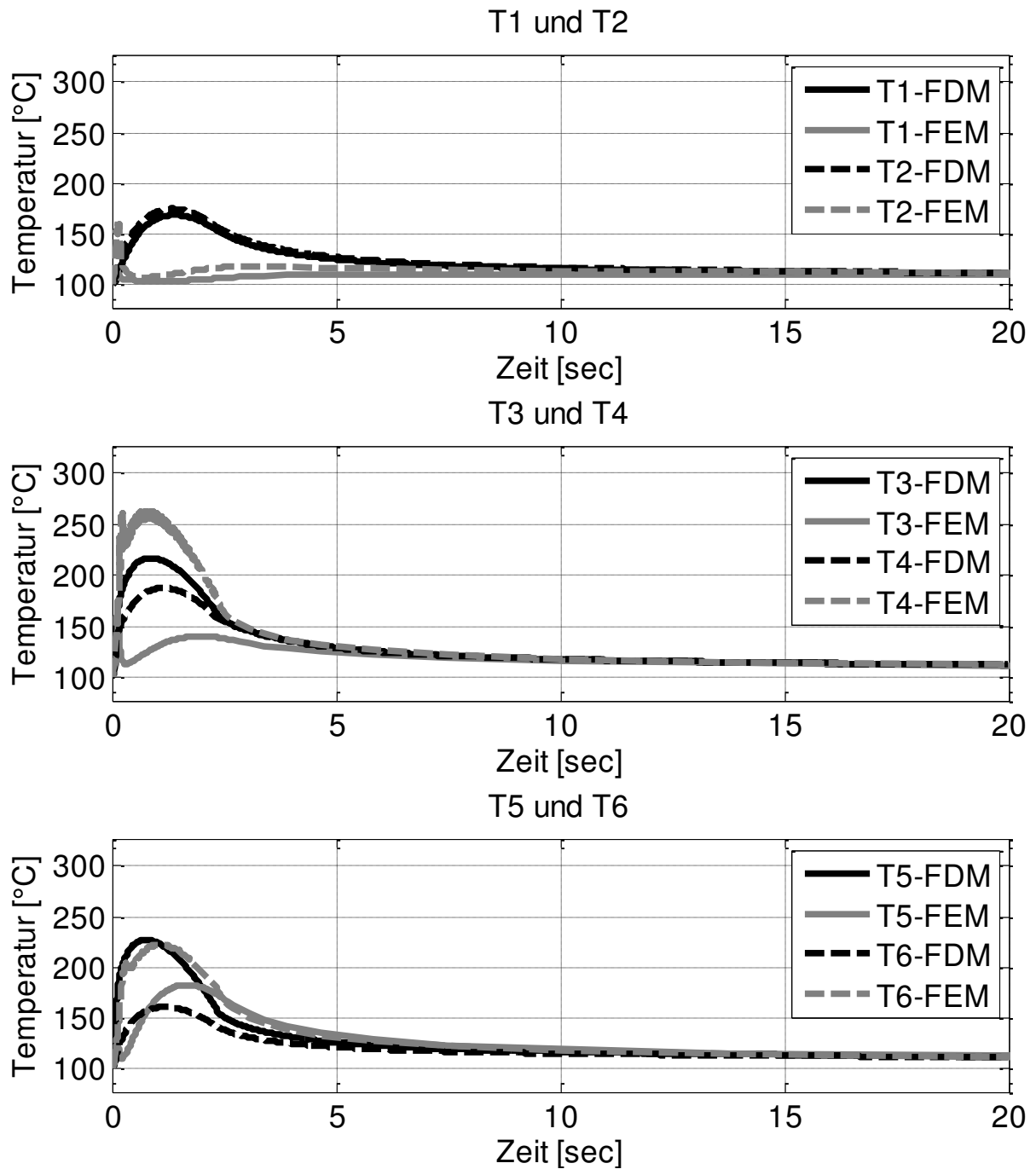


Abbildung 127: Schaltung aus Abbildung 126 inklusive Abkühlphase

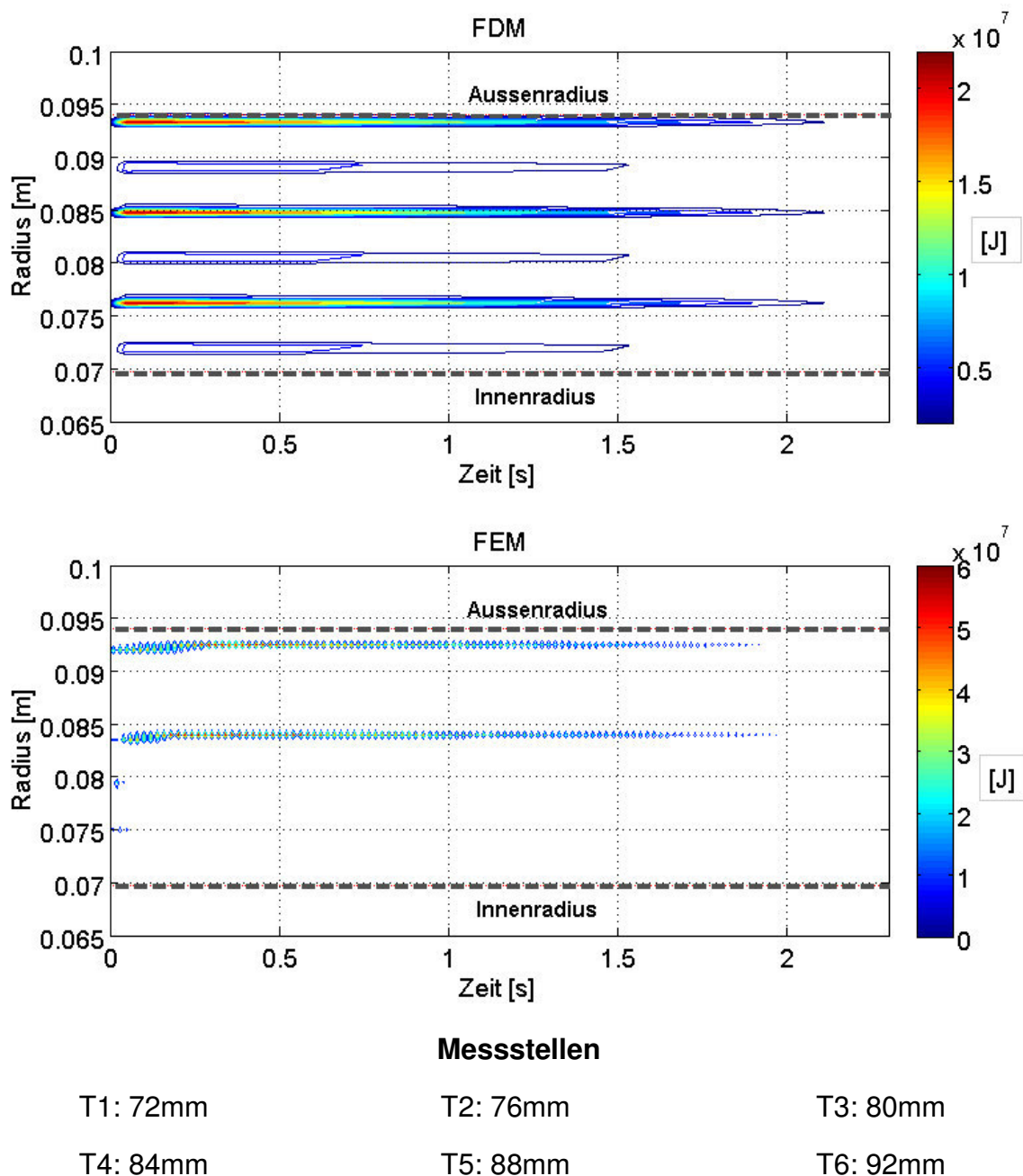


Abbildung 128: Wärmeeintrag (oben: FD-Modell, unten: FE-Modell)

Es lässt sich festhalten, dass der Einfluss der thermomechanischen Modellierung bei Verwendung von Kontaktmodellen einen erheblichen Einfluss auf die Lage und die Höhe des Wärmeeintrags und somit des Temperaturverlaufs hat. Dies gilt jedoch nur für Bereiche, die sich sehr nahe an der Oberfläche befinden und während der Rutschzeit. Nach der Rutschzeit nähern sich die Temperaturen beider Modelle sehr schnell an. Die Kontaktmodellierung hat in dieser Phase keinen Einfluss.

Sind bei der Simulation nur die globalen Temperaturen in den Reibpartnern interessant (z.B. bei vorgegeben Lastprofilen wie in Abbildung 92 gezeigt), so empfiehlt sich das FD-Modell. Sollen die Temperaturen im Friktionskontakt unter Berücksichtigung der Rauigkeitsverteilung berechnet werden und sind hohe

spezifische Reibleitungen zu erwarten, so ist das FE-Modell vorzuziehen. In diesem Modell werden die thermomechanischen Verformungen aufgrund des Wärmeeintrags, der Materialparameter und der geometrischen Randbedingungen berücksichtigt, die den realen Bedingungen näher kommen. Die Auswirkungen hoher Reibleistungen, wie sie in der Realität vorkommen, auf das Tragverhalten wird in den Kapitel 6.4.1 und 6.4.2 untersucht.

6.4 Parameterstudie FE-Modell mit Kontaktmodellierung

Nachdem die grundsätzliche Interaktion zwischen dem FE-Modell und dem Kontaktmodell nachgewiesen wurde, soll im Folgenden der Einfluss der Flächenpressung und der Starttemperatur untersucht werden. Diese Parameter lassen einen signifikanten Einfluss auf die Druck- und Temperaturverteilung erwarten.

6.4.1 Einfluss Flächenpressung

Die Flächenpressung wurde in drei Stufen (0,1MPa, 0,4MPa und 0,7Mpa) variiert. Alle anderen Belastungsgrößen wurden nicht geändert und können Tabelle 34 entnommen werden.

| Rutschzeit t_r | Startwinkelgeschwindigkeit | Dimensionen Belag r_a/r_i | Zeit bis max. Flächenpressung erreicht |
|------------------|----------------------------|--------------------------------|--|
| 1,0 s | 169 rad/s | 188/139,5mm | 0,2s |

Tabelle 34: Parameter zur Untersuchung des Einflusses der Flächenpressung

Die maximale Flächenpressung wurde in der Simulation in 0,2s aufgebracht. Der Belag wird in 1,0s von der Startwinkelgeschwindigkeit 169 rad/s abgebremst. Es wird für jedes Element an der Oberfläche (Abbildung 104, Element 1 liegt am Innenradius, Element 50 am Außenradius) die eingetragene Energie und die Temperatur ausgewertet.

In Abbildung 129, Abbildung 130 und Abbildung 131 sind die Ergebnisse festgehalten. Auf der linken Seite ist der Wärmeeintrag in die einzelnen Elemente, rechts der Temperaturverlauf der ausgewählten Elemente, die als Messstelle dienen, dargestellt. Diese Elemente liegen etwa 0,2mm unterhalb der Friktionsfläche.

Bei einer Flächenpressung von $p=0,1\text{MPa}$ sind im Wesentlichen die Elemente 4 und 47 an dem Reibprozess beteiligt. Die Elemente 13 und 38 sind nur während der Kraftaufbauphase in Kontakt mit der Gegenreibeischeibe. Die höchste Temperatur wird in Element 5 berechnet, gefolgt von Element 47. Da an Element 4 Energie eingetragen wird, ist dies auch plausibel. Der alternierende Temperaturverlauf ist darin begründet, dass Element 4 nicht zu jedem Zeitpunkt am Reibprozess beteiligt

ist. Dieser Effekt ist am Element 47 nicht zu erkennen. Offensichtlich scheinen die dazwischen liegenden Elemente dämpfend auf den Temperaturverlauf zu wirken.

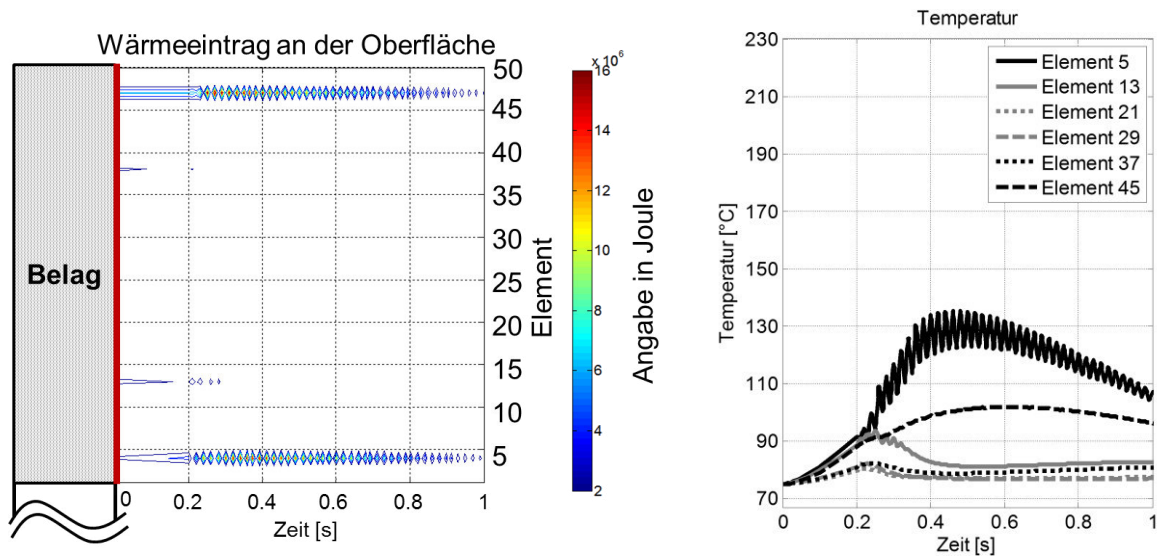


Abbildung 129: Wärmeeintrag (links) und Temperaturverteilung (rechts) bei $p=0,1$ MPa

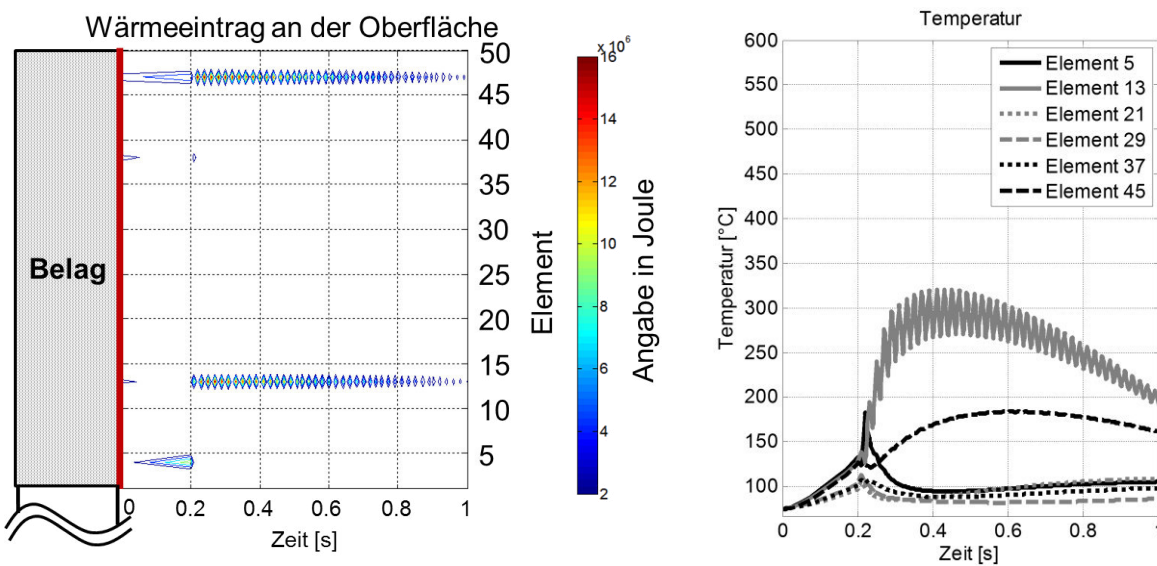


Abbildung 130: Wärmeeintrag (links) und Temperaturverteilung (rechts) bei $p=0,4$ MPa

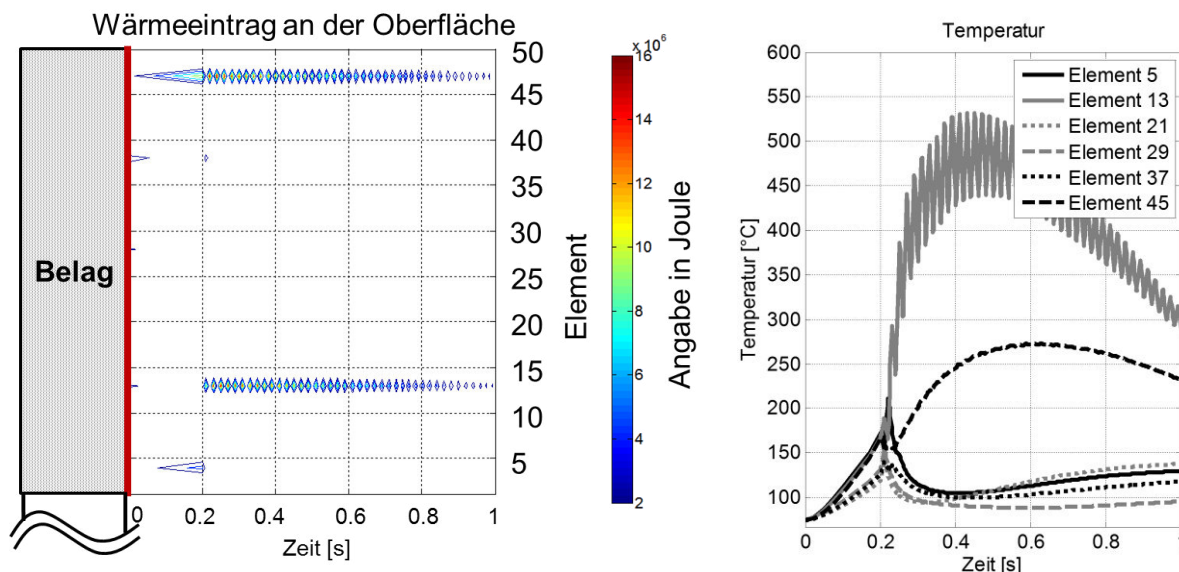


Abbildung 131: Wärmeeintrag (links) und Temperaturverteilung (rechts) bei $p=0,7$ MPa

Erhöht man die Flächenpressung auf $0,4$ MPa (Abbildung 130), so ist Element 4 nur noch zu Beginn am Reibprozess beteiligt. Während des Reibprozesses sind dann die Elemente 14 und 47 aktiv. Die maximale Temperatur wird nun an Element 13 berechnet. Durch die thermomechanischen Verformungen der Gegenreibrscheibe hebt sich der Belag an den Rändern ab und in der Mitte des Belags steigt die Belastung an. Im realen Kupplungssystem ist dieser Effekt noch stärker zu erwarten, da die Gegenreibrscheibe nur an wenigen Stellen über den Umfang verteilt befestigt ist. Die Aufnahme der Gegenreibrscheibe in dem in dieser Arbeit verwendeten Prüfkopf wurde speziell so ausgelegt, dass diese Verformungen möglichst gering sind (siehe Kapitel 4.2).

Eine weitere Erhöhung der Flächenpressung (Abbildung 131) führt zu keiner weiteren Verlagerung der aktiven Elemente. Lediglich die Temperaturen der Elemente 13 und 47 steigen aufgrund des höheren Energieeintrags an.

6.4.2 Einfluss Temperatur

Setzt man unterschiedliche Starttemperaturen im gesamten Kupplungssystem voraus, ergeben sich für die Rutschphase unterschiedliche Ergebnisse (siehe Abbildung 132 und Abbildung 133). Bei einer Starttemperatur von $T=75^\circ\text{C}$ und $p=0,1$ MPa nehmen die Elemente 4 und 47 am Reibprozess teil. Erhöht sich die Starttemperatur auf 300°C bei gleichbleibenden Belastungsgrößen, so ist das Element 4 nur noch bis ca. $0,38$ s am Reibprozess beteiligt. Im Wesentlichen wird an Element 13 und 47 Energie eingetragen (Abbildung 133).

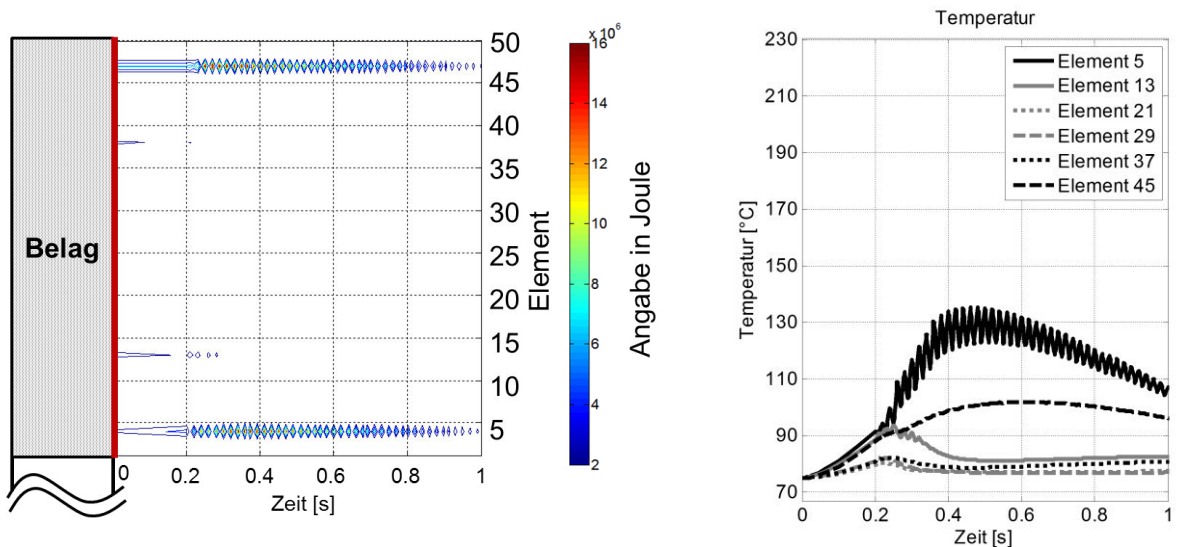


Abbildung 132: Wärmeeintrag und Temperaturverteilung bei $p=0,1$ MPa und $T_{\text{Start}}=75$ Grad

Aufgrund der höheren Bauteiltemperaturen kommt es zu einem Abheben des Reibelags von der Gegenreibe. Abbildung 134 und

Abbildung 135 zeigen die Entwicklung des Abstands von Belag und Gegenreibe aller Elemente über die Rutschzeit. In beiden Fällen ist zu erkennen, dass die Abstände zunächst gering sind und ab ca. 0,2s der Abstand an den Rändern ansteigt.

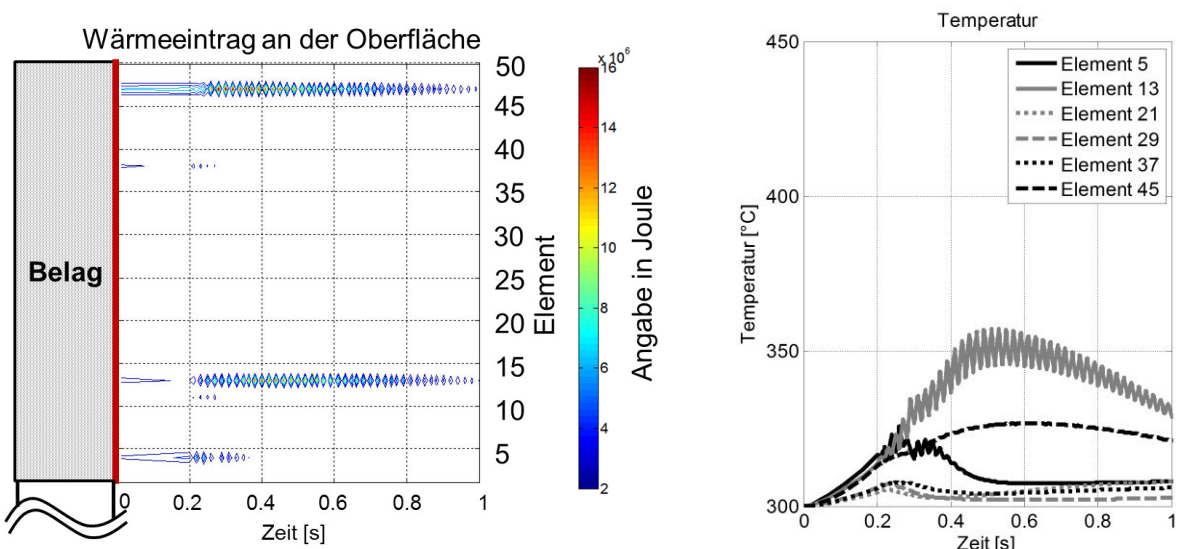


Abbildung 133: Wärmeeintrag und Temperaturverteilung bei $p=0,1$ MPa und $T_{\text{Start}}=300$ Grad

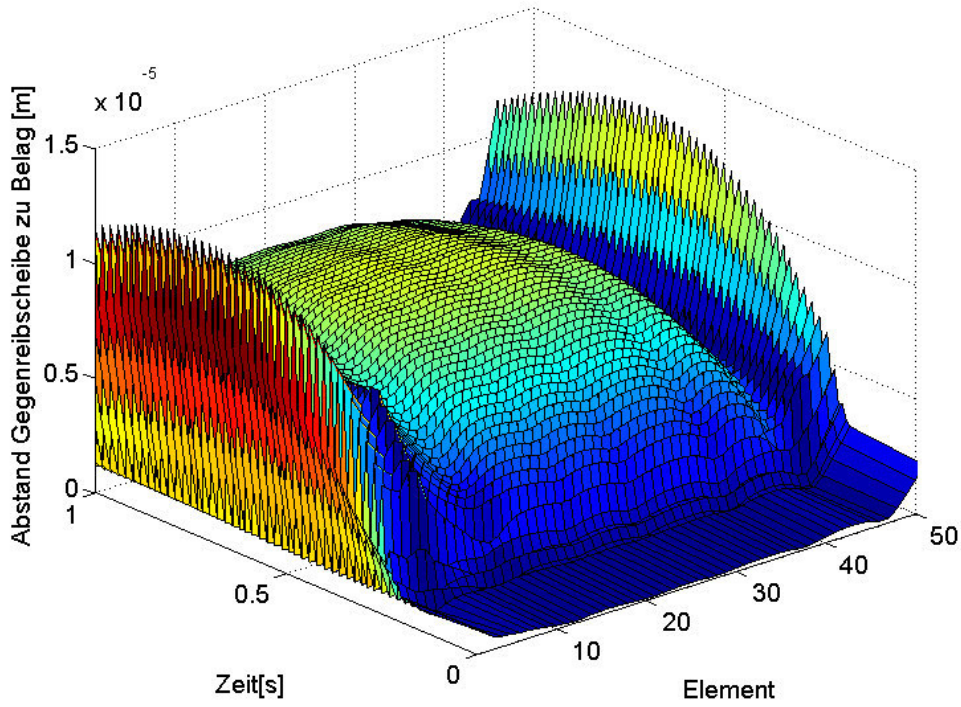


Abbildung 134: Abstand Gegenreibeischiebe zu Belag ($p=0,1$ MPa und $T_{\text{Start}}=75$ Grad)

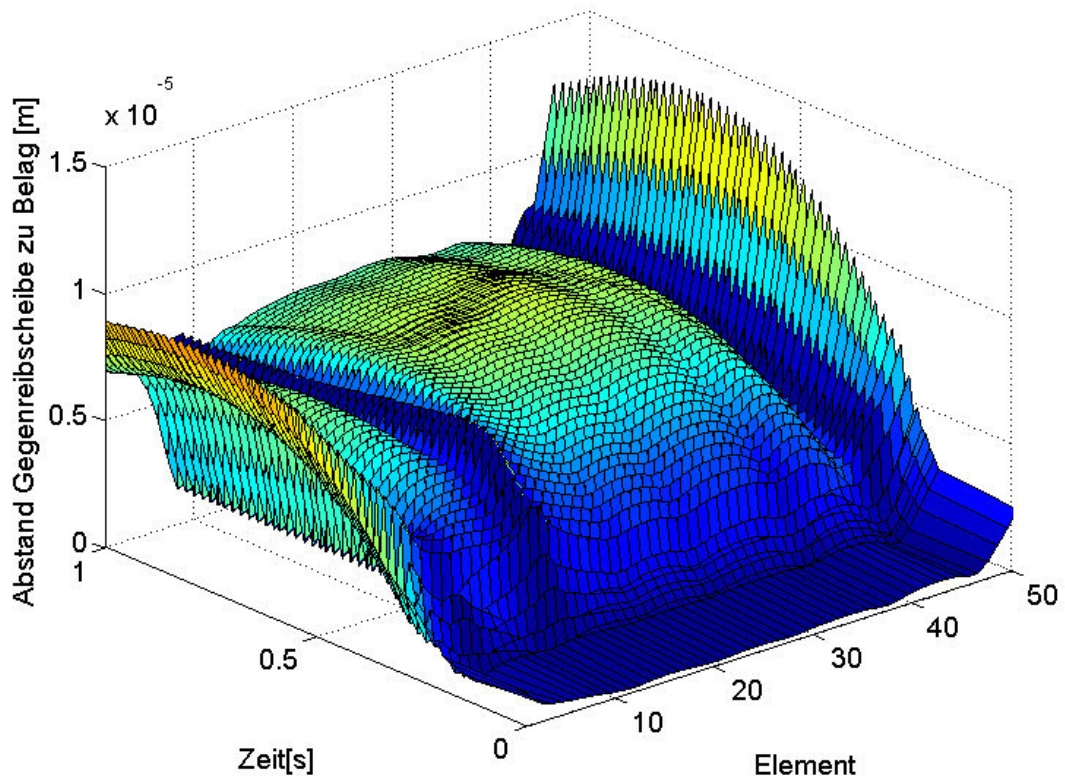


Abbildung 135: Abstand Gegenreibeischiebe zu Belag ($p=0,1$ MPa und $T_{\text{Start}}=300$ Grad)

7 Entwicklung eines Kupplungssystems zur Begrenzung des Schubmoments in Antriebssträngen

Im letzten Hauptkapitel soll gezeigt werden, wie das erarbeitete Simulationsmodell aus Kapitel 6.1.1 bei der Entwicklung eines trockenlaufenden Kupplungssystems genutzt werden kann. Als Leitbeispiel soll ein Anti-Hopping System (AHS) für Fahrzeuganwendungen dienen. Solche Anti-Hopping Systeme besitzen die Eigenschaft, auftretende Schubmomente in einem Antriebsstrang zur Erhöhung der Fahrsicherheit zu begrenzen. Das Motordrehmoment im Zugbetrieb wird uneingeschränkt übertragen. In Kapitel 7.1 wird zunächst die Funktionsweise solcher Kupplungssysteme beschrieben. Hierfür wurde ein bestehendes System²¹⁸ für Motorradanwendungen vom Autor analysiert. Nach der Funktionsanalyse wird das Zielsystem für die Anwendung im Fahrzeug entwickelt. Auf Basis des initialen Zielsystems wird ein Konzept erarbeitet, welches als Prototyp umgesetzt und auf dem Prüfstand validiert wird. Aufgrund der funktionsbedingt erhöhten Schlupfphasen mit solchen Kupplungssystemen wird mit Hilfe der in Kapitel 6.1.1 beschriebenen Methode ein Wärmeflussmodell aufgebaut, um Temperatur- und Verschleißberechnungen durchführen zu können. Damit soll der Nachweis einer vertretbaren Temperaturerhöhung und Verschleißzunahme durch die funktionsbedingten Schlupfphasen erfolgen.

7.1 Analyse und Funktionsweise einer Anti-Hopping Kupplung

Ein Anti-Hopping System dient zur Begrenzung des Schubmoments im Antriebsstrang. Die Begrenzung des Schubmoments ist aufgrund von Fahrmanövern, die eine instabile Fahrsituation verursachen können, erforderlich. Beim Abbremsen eines Zweirads und Herunterschalten sinkt zum einen die dynamische Radlast auf dem Hinterrad und das Schubmoment steigt aufgrund der inneren Reibung des Verbrennungsmotors stark an.

Die reduzierte Radlast führt zu einer geringeren Normalkraft zwischen Reifen und Fahrbahnuntergrund. Dadurch reduziert sich die Tangentialkraft zwischen Reifen und Fahrbahnuntergrund und somit das maximale übertragbare Drehmoment. Das Schubmoment in Kombination mit einem zusätzlichen anliegenden Bremsmoment kann dann nicht mehr übertragen werden und das Rad blockiert. Das Blockieren des

²¹⁸ STAEBELE & DREHER 2008

Rades als Systemzustand muss vermieden werden, insbesondere vor dem Einfahren in eine Kurve.

Diese Systeme haben sich im Zweiradbereich weitgehend durchgesetzt und dienen vor allem der Sicherheit unerfahrener Benutzer. Das AHS greift unabhängig vom Fahrer in das Kupplungssystem derart ein, dass die Kupplung in einen Schlupfzustand überführt wird. In dieser Arbeit wird ein rein mechanisches AHS analysiert und ebenfalls ein rein mechanisches AHS für eine Fahrzeugkupplung entworfen. Rein mechanische Systeme haben den Vorteil einer nachträglichen Installation und vermeiden zumeist Eingriffe in den elektronischen Steuerkreis des jeweiligen Fahrzeugs, was als sicherheitskritisch einzustufen ist. Es sind jedoch auch hydraulische Lösungen²¹⁹ entwickelt worden, die sich ebenfalls eignen.

Abbildung 136 zeigt das Anti-Hopping-System. Im linken Bild ist das AHS mit der dazugehörigen Kupplungsdruckplatte abgebildet. Es handelt sich hierbei um eine Einscheibenkupplung mit einem Sinterbelag. Die Aktuierung der Kupplung erfolgt im Fahrzeug durch eine mechanische Druckstange. Das AHS befindet sich bei dieser Lösung zwischen der Getriebeeingangswelle und der Kupplungsscheibe. Im Zugbetrieb wird das maximale Drehmoment übertragen. Im Schubbetrieb dagegen aktuiert das AHS die Tellerfeder der Kupplungsdruckplatten und die Kupplungsdruckplatte befindet sich in einem Schlupfzustand, in welchem nur noch ein definiertes Drehmoment übertragen werden kann. Das rechte Bild in Abbildung 136 zeigt das AHS im Viertelschnitt. Die Funktion wird im Wesentlichen durch ein vorgespanntes Rampensystem erfüllt.

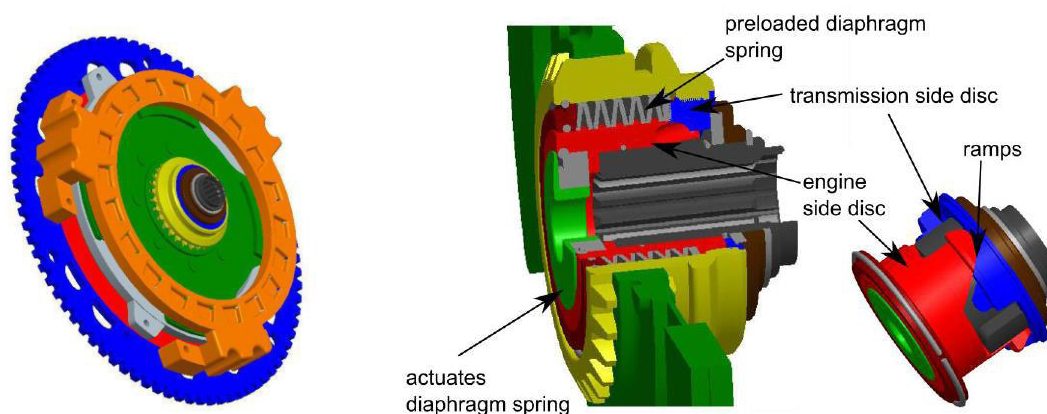


Abbildung 136: Kupplungssystem mit Anti-Hopping System²²⁰ (Links: AHS mit Kupplungsdruckplatte, Rechts: Viertelschnitt des AHS)

²¹⁹ GIACOMETTI U. A. 2009

²²⁰ ALBERS U. A. 2012

In Abbildung 137 sind die funktionsrelevanten Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen des AHS eingezeichnet. Die Regelung wird zwischen dem Reibkontakt in der Kupplungsdruckplatte und dem Federdrücker (äußerstes rechtes Bauteil in Abbildung 137) umgesetzt. Der Federdrücker bildet im aktiven Zustand mit der Tellerfeder der Kupplungsdruckplatte das WFP 1.1 und betätigt somit die Kupplung. Dies hat eine Reduzierung der Anpresskraft zur Folge. Die Leitstützstruktur ist in diesem Fall die Kupplungsscheibe und das AHS. Die Kupplungsscheibe wird in der Art modifiziert, dass sie auf die Außenverzahnung der AHS gesteckt werden kann (WFP 0.1). Das WFP 0.2 wird durch die Verzahnungen der Getriebeeingangswelle und die Innenverzahnung des AHS gebildet. Die Leitstützstruktur LSS 0.1/0.2 überträgt das Drehmoment. Zur genauen Lokalisierung der Funktion „Drehmoment begrenzen“ müssen weitere WFP und LSS identifiziert werden.

Die blaue Mitnehmerscheibe ist stoffschlüssig mit dem gelben Verzahnkranz verbunden, der die Außenverzahnung trägt (WFP 1.7) und bildet mit dem grauen Adapterstück das WFP 1.4. An diesem stützt sich im aktiven Zustand die Axialkraft ab. Das WFP 1.6 wird durch die blaue und rote Mitnehmerscheibe gebildet. In diesem WFP befindet sich ein Rampensystem, welches auf einer Kugel läuft, um die Reibung möglichst gering zu halten. Eine geringere Reibung bewirkt zum einen eine besser einstellbare Auslösung und zum anderen einen für den Fahrer angenehmeren Eingriff. Die rote Mitnehmerscheibe bildet mit dem grauen Adapterstück das WFP 1.5. Die jeweiligen WFP sind mit Leitstützstrukturen verbunden.

Zur Regelung der Anpresskraft ist es notwendig, eine Ausrückkraft zur Betätigung der Tellerfeder bereit zu stellen. Die Ausrückkraft wird durch das Drehmoment erzeugt. Zwischen diesen WFP 1.5 und 1.6 wird die Funktion „Drehmoment in Axialkraft wandeln“ durch das Rampensystem umgesetzt. Zwischen dem WFP 1.2 und 1.3 befindet sich in diesem System ein Tellerfederpaket (in Abbildung 137 nicht dargestellt).

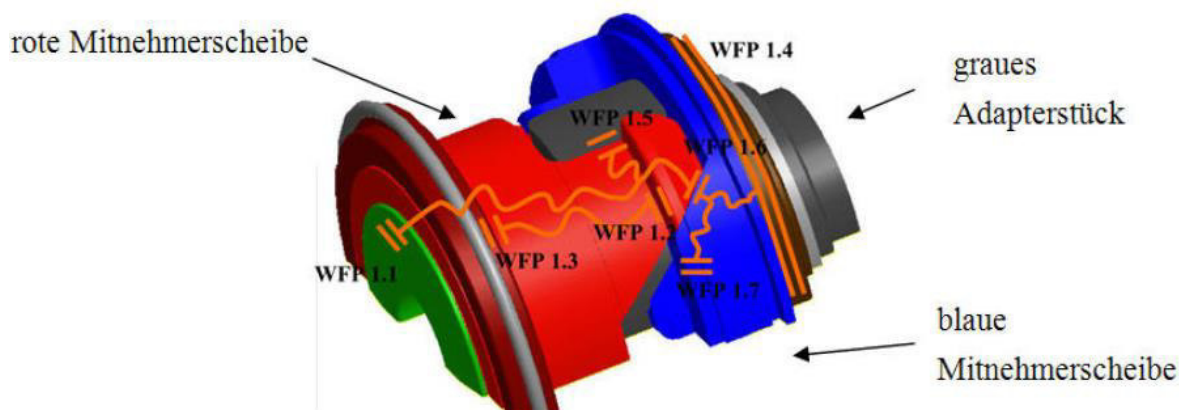
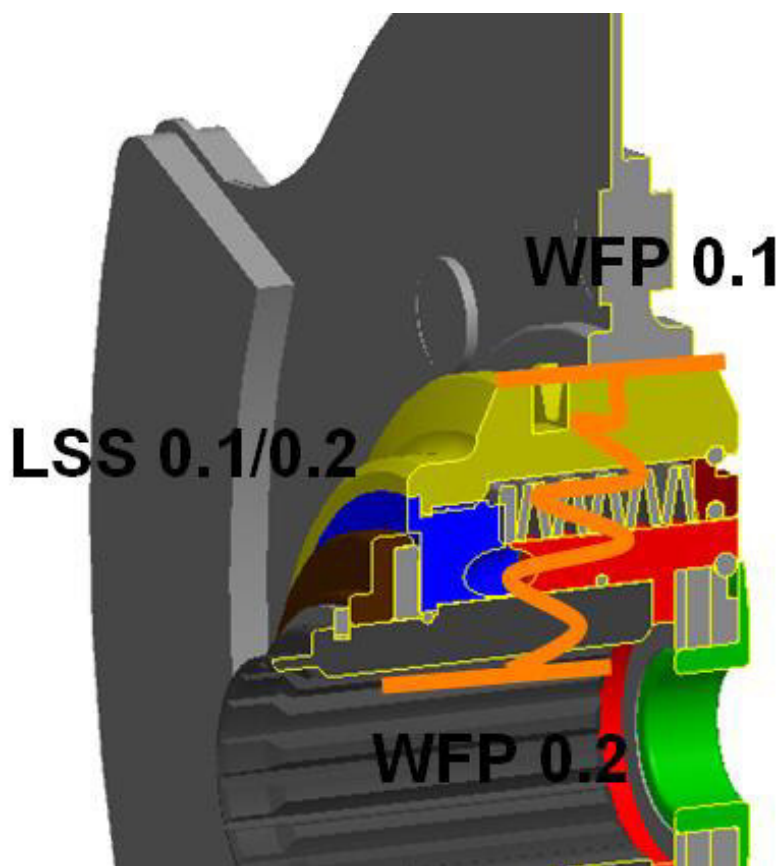


Abbildung 137: Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen des Anti-Hopping Systems

Der axiale Ausrückweg der roten Mitnehmerscheibe wird durch die gewandelte Axialkraft und der Steifigkeit des Federpaketes, welches dieser entgegenwirkt, bestimmt. Die Steifigkeit des Federpaketes kann variiert werden, um das Ansprechverhalten des Systems zu verändern. Bei einer geringen Steifigkeit spricht das AHS demnach schneller an als bei einer erhöhten Steifigkeit. Das Federpaket in Kombination mit dem Rampensystem, welches den Ausrückweg maßgeblich beeinflusst, stellt infolgedessen einen Schwellwert für das Drehmoment dar (Funktion „Drehmoment mit Schwellwert vergleichen“). Federdrücker und Tellerfeder der

Kupplungsdruckplatte ergeben bei Kontakt eine Parallelschaltung. Das WFP 1.4 und WFP 1.6 sowie die dazugehörige LSS erfüllen die Funktion „Axialkraft abstützen“.

Die Funktionen wurden in ein Simulationsmodell in die Software AMESIM²²¹ überführt. Das Modell bildet das Verhalten der Kupplungsdruckplatte und des integrierten Anti-Hopping Systems ab. In dem Modell wurden die Kurbel- und Getriebeeingangswelle als Systemgrenze gewählt.

Als Reibmodell wurde für den Friktionskontakt zwischen Kupplungsscheibe und Schwungrad/Anpressplatte das Coulombsche Reibgesetz gewählt. Im Simulationsmodell wurde eine tanh-Funktion²²² eingesetzt, um für jede Relativgeschwindigkeit einen definierten Reibwert zuordnen zu können.

Da das vorliegende AHS auf die Tellerfederkennlinie der Kupplungsdruckplatte abgestimmt ist, wurde diese Kennlinie, die Rückstellkraft der Blattfedern und die Hebelübersetzung der Tellerfeder experimentell ermittelt und im Model hinterlegt. Das Rampensystem in Wechselwirkung mit dem vorgespannten Tellerfederpaket (~400N) der AHS wurde ebenfalls vermessen und entsprechend abgebildet. Die Reibung im Rampensystem wurde als konstant angenommen. Die resultierende Axialkraft aus dem Rampensystem berechnet sich nach dem anliegenden Schubmoment, dem Teilkreisdurchmesser der Rampen, dem Rampenwinkel und dem Reibwert im Rampensystem. Übersteigt diese Axialkraft die Vorspannkraft des Tellerfederpaket s , wird die Tellerfeder der Kupplungsdruckplatte betätigt und die Anpresskraft wird reduziert.

Zur Validierung und zur Beurteilung der Güte des Simulationsmodelles wurde das komplette Kupplungssystem auf dem Prüfstand untersucht (

Abbildung 140).

Die Versuche wurden drehzahlregelt durchgeführt. Das Aufprägen einer Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtriebsmotor bewirkt ein Drehmoment, welches in der Kupplung Schlupf erzeugt, sobald der Schwellwert überschritten wird. Im Versuch wurden die An- und Abtriebsmotoren ($\omega_{driveside}/\omega_{outputside}$) zunächst auf eine konstante Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit ω_0 beschleunigt. In dieser Phase wird noch kein Drehmoment erzeugt. Sobald ω_0 erreicht wurde, beschleunigt der Prüfstand die Abtriebsseite auf eine höhere Winkelgeschwindigkeit ($\omega_{outputside} = \omega_{driveside} + \Delta\omega$), was ein Drehmoment M_{slip} zur Folge hat.

²²¹ AMESIM

²²² ANDERSON U. A. 2007

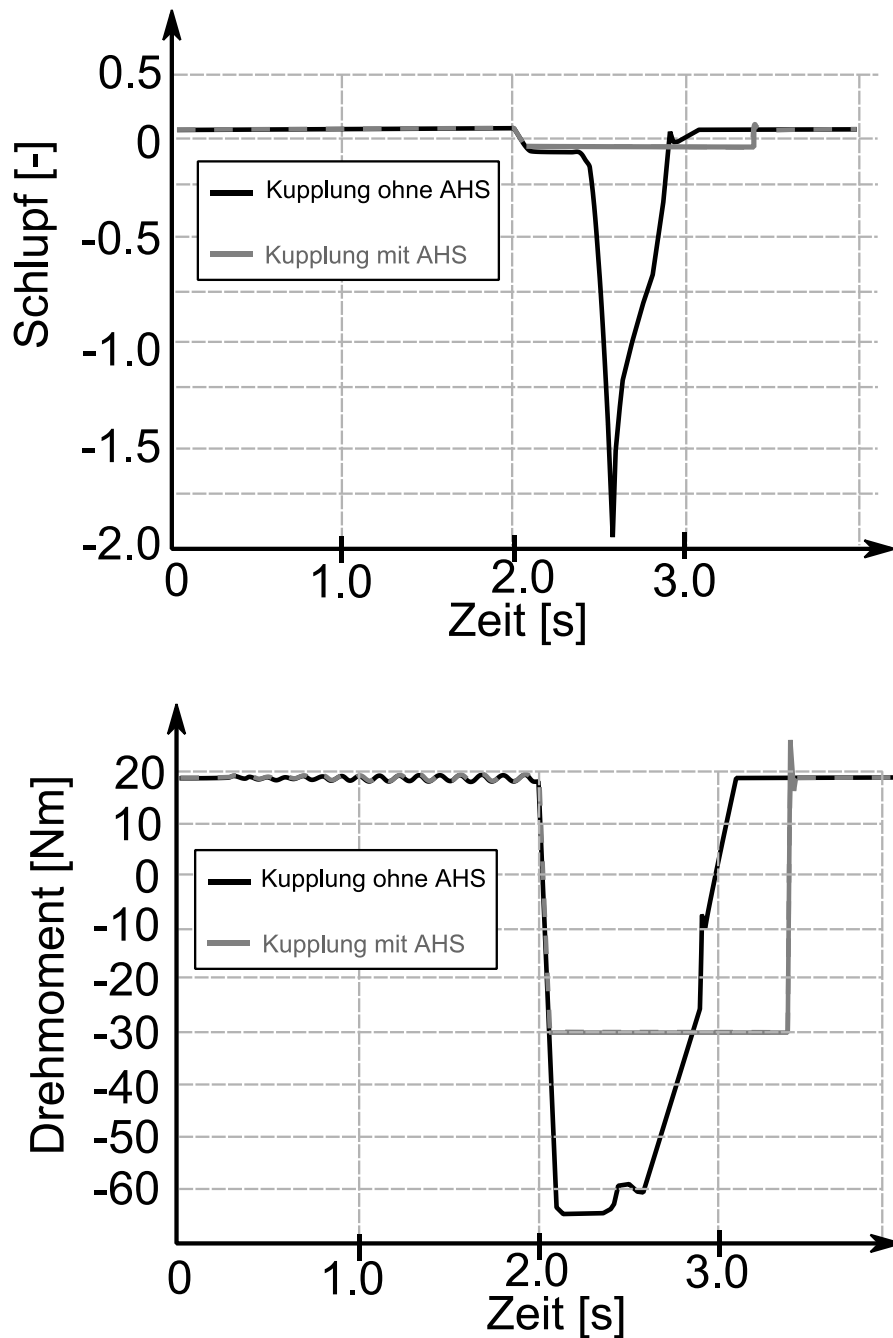


Abbildung 138: Ergebnisse des AHS-Simulationsmodell

Die gemessenen Schubmomente sind in Abbildung 139 visualisiert. Um den Drehzahleinfluss auf den Auslösemechanismus zu ermitteln, wurden unterschiedliche ω_0 angefahren. Es ist kein Einfluss der Nenndrehzahl auf das eingestellte Schubmoment zu erkennen. Ein Drehzahleinfluss wurde im Simulationsmodell aufgrund der Annahme, dass sich der Anti-Hopping Mechanismus auf einem geringen Teilkreisdurchmesser befindet, nicht berücksichtigt. Diese Annahme wurde durch die Versuche auf dem Prüfstand bestätigt. Das gemessene Schubmoment bleibt mit 27 Nm im untersuchten Drehzahlbereich konstant und deckt sich gut mit dem in der Simulation berechneten Schubmoment von 25 Nm.

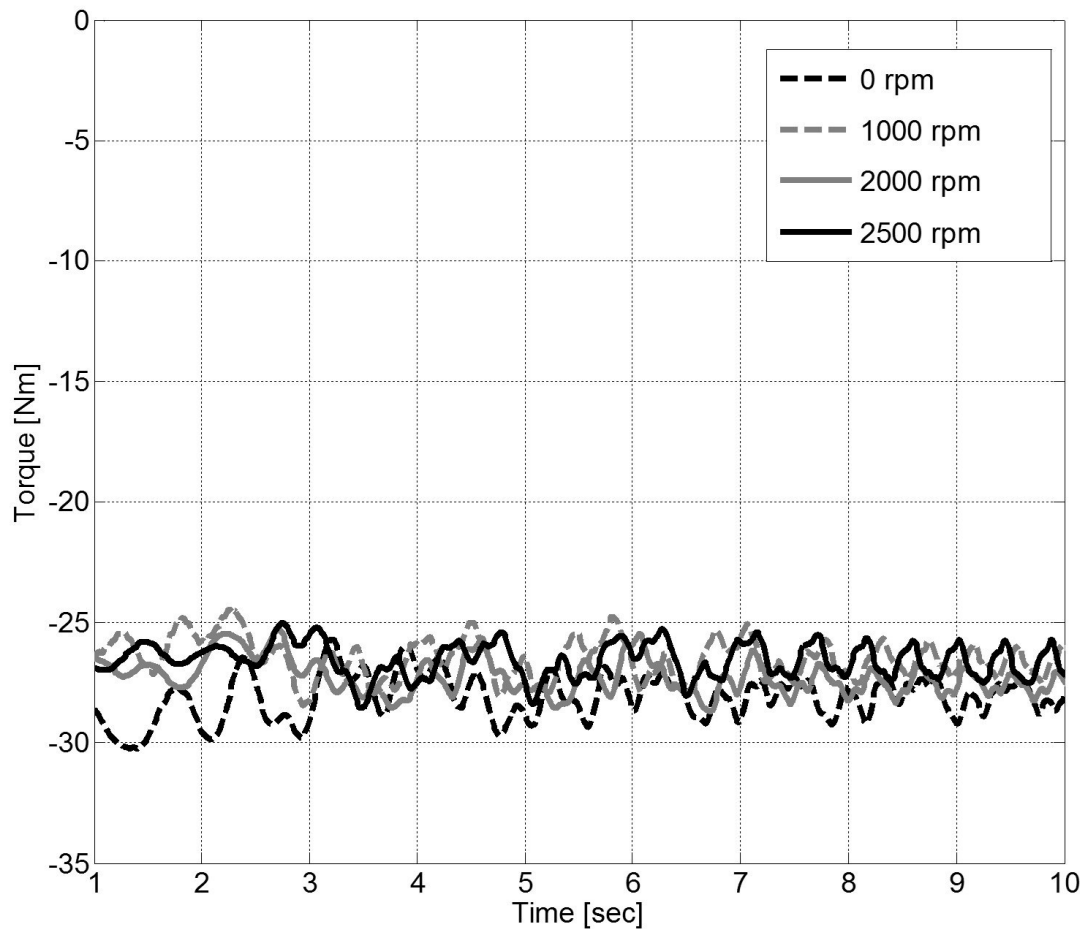
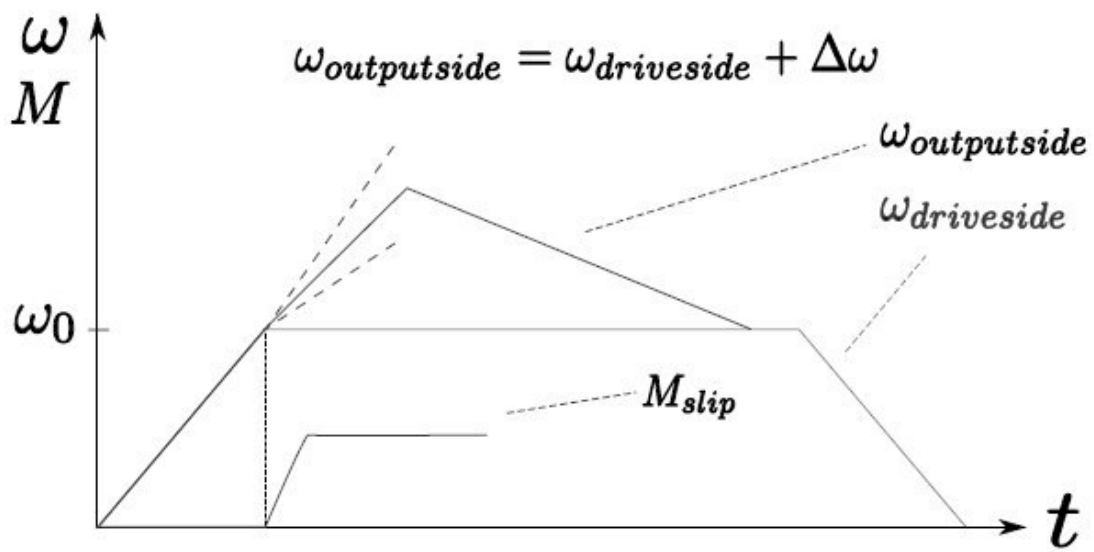


Abbildung 139: Oben: Schematischer Versuchsablauf zur Validierung des Simulationsmodells, Unten: Gemessene Schubmomente (M_{slip}) bei unterschiedlichen ω_0 ²²³

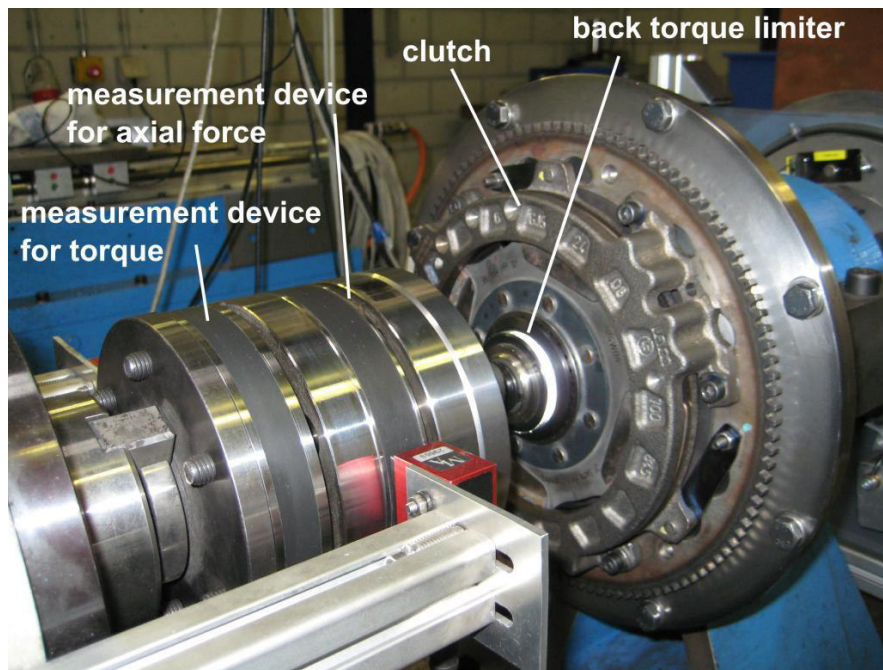


Abbildung 140: Kupplungsdruckplatte mit AHS

7.2 Synthese und Validierung eines Anti-Hopping Systems für Fahrzeuge

Für eine Fahrzeuganwendung wurde das Funktionsprinzip auf eine Mehrscheibenkupplung mit Sinterbelägen übertragen²²⁴ (Abbildung 142). Das AHS besteht ebenso wie die Motorradausführung im Wesentlichen aus einem vorgespannten Rampensystem, welches bei einem auftretenden Schubmoment die Anpresskraft der Tellerfeder reduziert. Die Rampen haben einen Winkel von 45° und es befinden sich Stahlkugeln zur Reduzierung der Reibung zwischen den Rampen (Abbildung 142). Durch die Vorspannung der Tellerfedern kann der Auslösepunkt des Systems variiert werden. Steifere Federn bewirken ein höheres, weichere Federn ein geringeres Auslösemoment. Einige Bauteile des ursprünglichen Kupplungssystems mussten verändert werden, um die Anti-Hopping Funktion zu integrieren.

Die Zwischen- und Anpressplatten mussten im Bereich des äußeren Durchmessers verändert werden. (Abbildung 141). Die ursprüngliche Funktion der Kupplung das Drehmoment des Motors zu übertragen, bleibt hiervon unberührt. Das Funktionsprinzip wurde zunächst virtuell in der Simulationssoftware AMESim²²⁵ überprüft. Dazu wurde das Modell des AHS in ein Gesamtfahrzeugmodell eingebunden (siehe Abbildung 143).

²²⁴ ALBERS, MERKEL, U. A. 2011

²²⁵ AMESIM

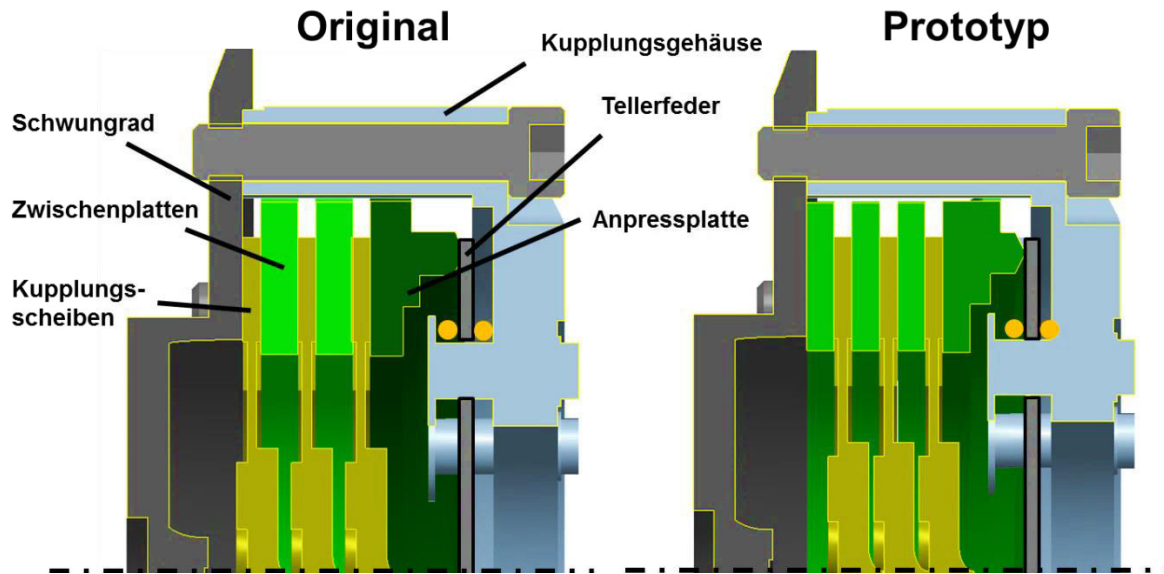


Abbildung 141: Links: Ursprüngliches Kupplungssystem, Rechts: Umgesetzter Prototyp²²⁶

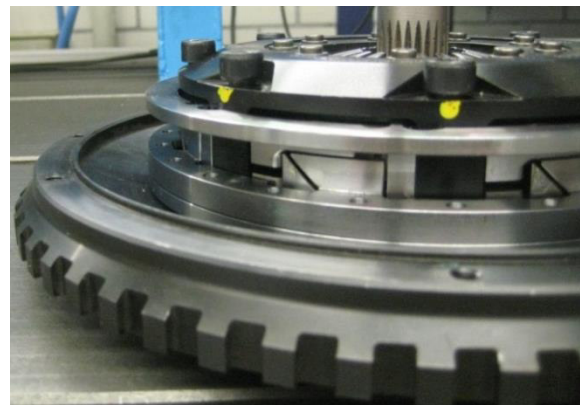
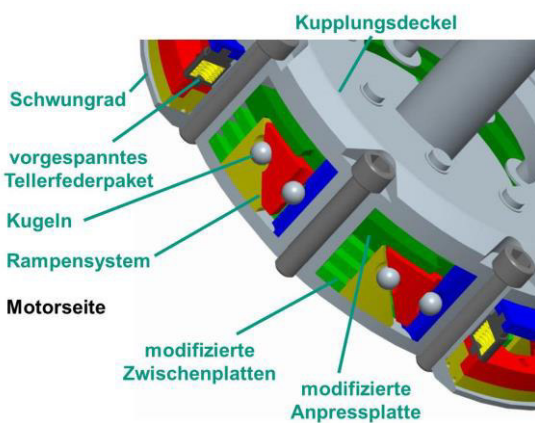


Abbildung 142: Links: CAD-Modell, Rechts: Umgesetzter Prototyp

Die Schnittstellengrößen zu den andern Teilmodellen sind die Drehzahl und das Drehmoment. Für die Abbildung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts wurde das Simulationsmodell in ALBERS et al.²²⁷ beschriebene Reifenmodell verwendet, um den Schlupf in den jeweiligen Fahrmanövern zu ermitteln. Das Reifenmodell basiert auf dem TMEasy-Modell nach RILL²²⁸ und berechnet anhand der Achslast und der Differenzgeschwindigkeit zwischen den Reifen und der Fahrbahn die maximal übertragbare Kraft bzw. das maximal übertragbare Drehmoment.

Zur Berechnung der effektiv anliegenden Anpresskraft wird an den Anpressplatten das Kräftegleichgewicht aus Tellerfederkraft, Ausrückkraft und der Axialkraft durch

²²⁶ ALBERS, MERKEL, U. A. 2011

²²⁷ ALBERS U. A. 2010

²²⁸ RILL 1994

das Rampensystem gebildet. Die nichtlineare Kennlinie der Tellerfeder wurde am Prüfstand gemessen und im Simulationsprogramm hinterlegt. Der Reibwert zwischen den Sinterbelägen und den Zwischenplatten wurde als konstant angenommen. Im Bereich kleiner Gleitgeschwindigkeiten wurde die tanh-Funktion²²⁹ eingesetzt, um bei allen Geschwindigkeiten einen eindeutigen Reibwert zuordnen zu können.

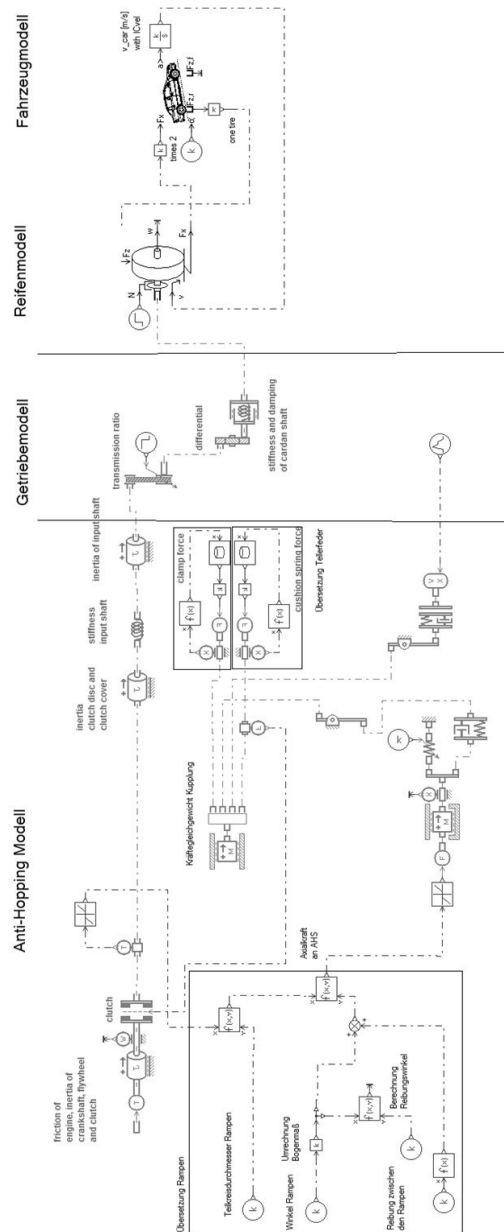


Abbildung 143: Simulationsmodell AHS und Restribe

Abbildung 144 zeigt das Ergebnis des auftretenden Schubmoments mit und ohne Anti-Hopping Funktion. In dem simulierten Manöver wurde eine starke Abbremsung und ein Gangwechsel (3. in 2. Gang) angenommen. Ohne das AHS treten

²²⁹ ANDERSON U. A. 2007

Drehmomente von über 1000Nm auf, die einen erhöhten Schlupf zwischen Reifen und Fahrbahn zur Folge haben. Mit dem AHS ist das simulierte Drehmoment deutlich geringer und kann am Reifen-Fahrbahn Kontakt übertragen werden.

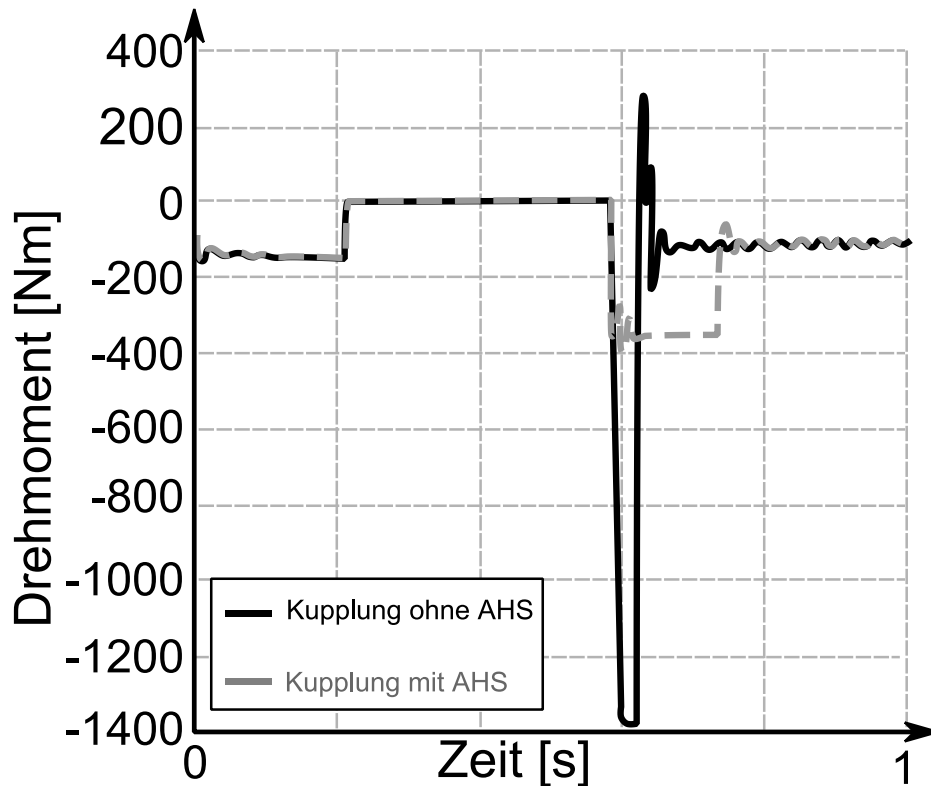


Abbildung 144: Drehmomentverlauf mit und ohne Anti-Hopping Funktion²³⁰ (Simulation)

Das Anti-Hopping System wurde als Prototyp umgesetzt und in das vorhandene Kupplungssystem implementiert (siehe Abbildung 145). Das ermittelte Schubmoment wurde nach der Versuchsmethodik aus Abbildung 139 untersucht. Die Antriebsdrehzahl $\omega_{antrieb}$ wurde zwischen 600rpm auf 3000rpm variiert. Bei einer Drehzahl von 600rpm wurden 500Nm Drehmoment übertragen, welches sich bis 3000rpm um etwa 10% erhöht hat. Die Funktion des AHS wurde damit nachgewiesen.

²³⁰ MATITSCHKA U. A. 2011 (betreute Studienarbeit)

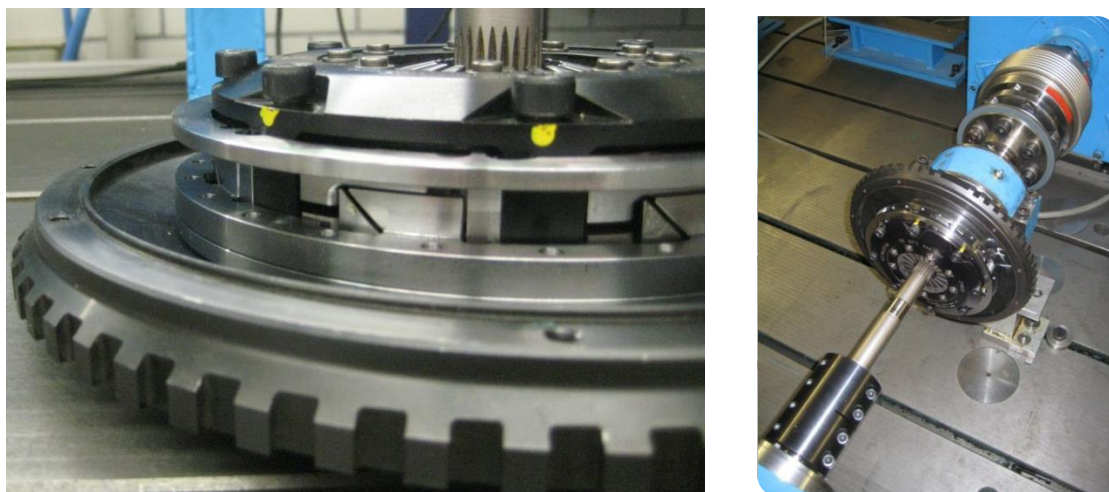


Abbildung 145: Links: AHS und Kupplungssystem, Rechts: Aufbau Prüfstand

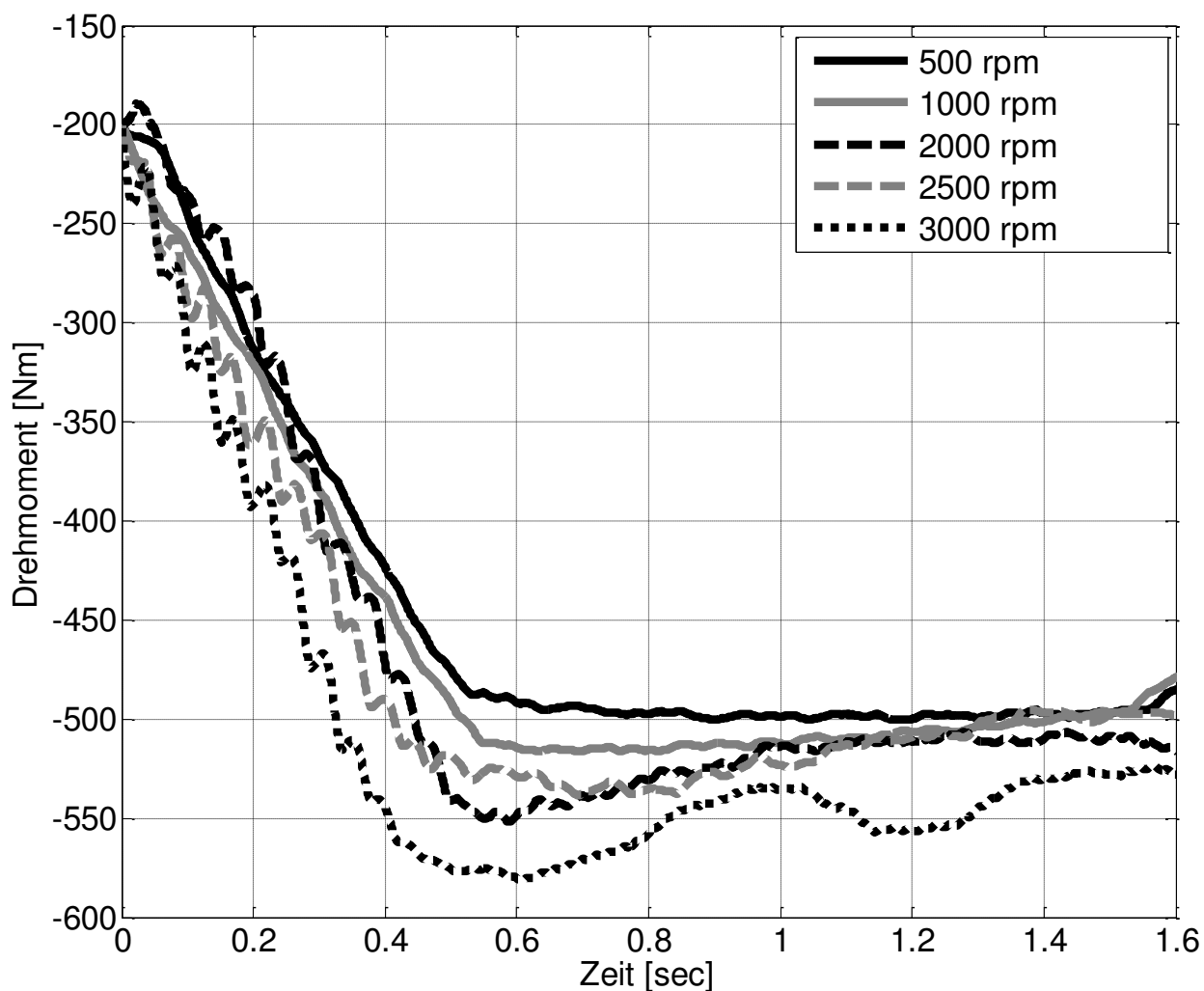


Abbildung 146: Experimentell ermitteltes Schubmoment des AHS

7.3 Auswirkung der Anti-Hopping Funktion auf die Temperaturentwicklung

Durch die AH-Funktion wird das Kupplungssystem bei dem dargestellten Fahrmanöver deutlich länger im Schlupfzustand betrieben als ohne AH-Funktion. In dem Manöver aus Abbildung 144 wird die Kupplung ca. 0,2s bei etwa 350Nm Drehmoment im Schlupf betrieben. Ohne AH-Funktion ist der Schlupfzustand mit ca. 0,05s bedeutend kürzer, jedoch liegt ein Moment von 1400Nm an. Es stellt sich nun die Frage, ob die AH-Funktion den Sinterreibbelag der Kupplung durch erhöhten Energieeintrag thermisch überlastet.

Zu diesem Zweck wurden das Temperaturmodell aus Kapitel 6.1.1 auf die Kupplung übertragen. In Abbildung 147 sind die Temperaturverteilungen der beiden beschriebenen Schlupfzustände im gesamten Kupplungssystem dargestellt. Es ist jeweils die Temperaturverteilung zum Ende der jeweiligen Rutschzeit dargestellt. Man erkennt, dass nach dem Schlupfzustand deutlich höhere Temperaturen (ca. 350°C) an der Belagsoberfläche entstehen als im Zustand ohne AH-Funktion (ca. 210°C).

Abbildung 148 verdeutlicht das Ergebnis. Betrachtet man die Temperaturentwicklung auf einem Radius $r=0,06\text{m}$ im gesamten Kupplungssystem, so wird auch deutlich, dass im Fall mit AH-Funktion die Temperaturen in der Mitte der Beläge und der Zwischenplatten höher sind als im Fall ohne AH-Funktion. Das erklärt sich durch die längere Rutschzeit, in der die Wärme in die Mitte der Massen transportiert werden kann und diese schließlich erwärmt.

Sinterbeläge, wie sie in dieser Kupplung ebenfalls eingesetzt werden, sind deutlich temperaturbeständiger als organische Reibbeläge. Insbesondere verfügen sie über die Eigenschaft einer Reibwertstabilität bei höheren Temperaturen. Organische Beläge erreichen bei hohen Temperaturen (je nach Belagszusammensetzung ab 300-400°C) die Fadinggrenze, bei welcher der Reibwert deutlich abnimmt.²³¹

²³¹ TISSOT & POWERTRAIN RESEARCH & ADVANCED, FORD WERKE GMBH, KÖLN 2013

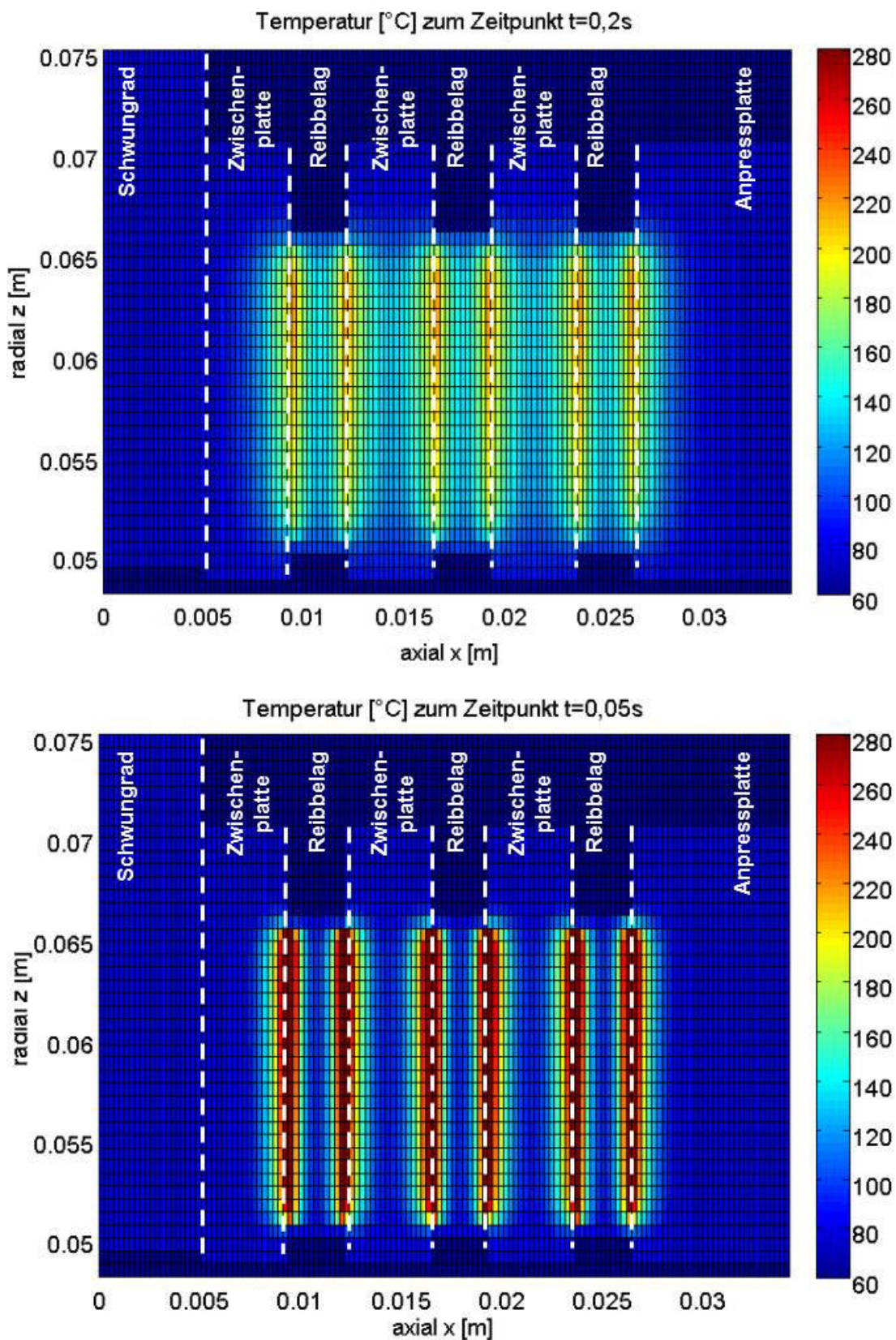


Abbildung 147: Berechnete Temperaturen (Oben: mit AH-Funktion, $t_r=0,2s$, $M=350Nm$, $\Delta\omega = 52rad/s$, Unten: mit AH-Funktion, $t_r=0,05s$, $M=1400Nm$, $\Delta\omega = 52rad/s$)

Der längere Energieeintrag durch die AH-Funktion ist also für das Reibmaterial schädigend noch beeinflusst er die Funktion des Anti-Hopping Systems. Aufgrund des Kräftegleichgewichts wird die Kupplung unabhängig vom Reibwert zwischen Belag und Zwischenplatte bei dem voreingestellten Drehmoment die Kupplung in den Schlupfzustand überführen.

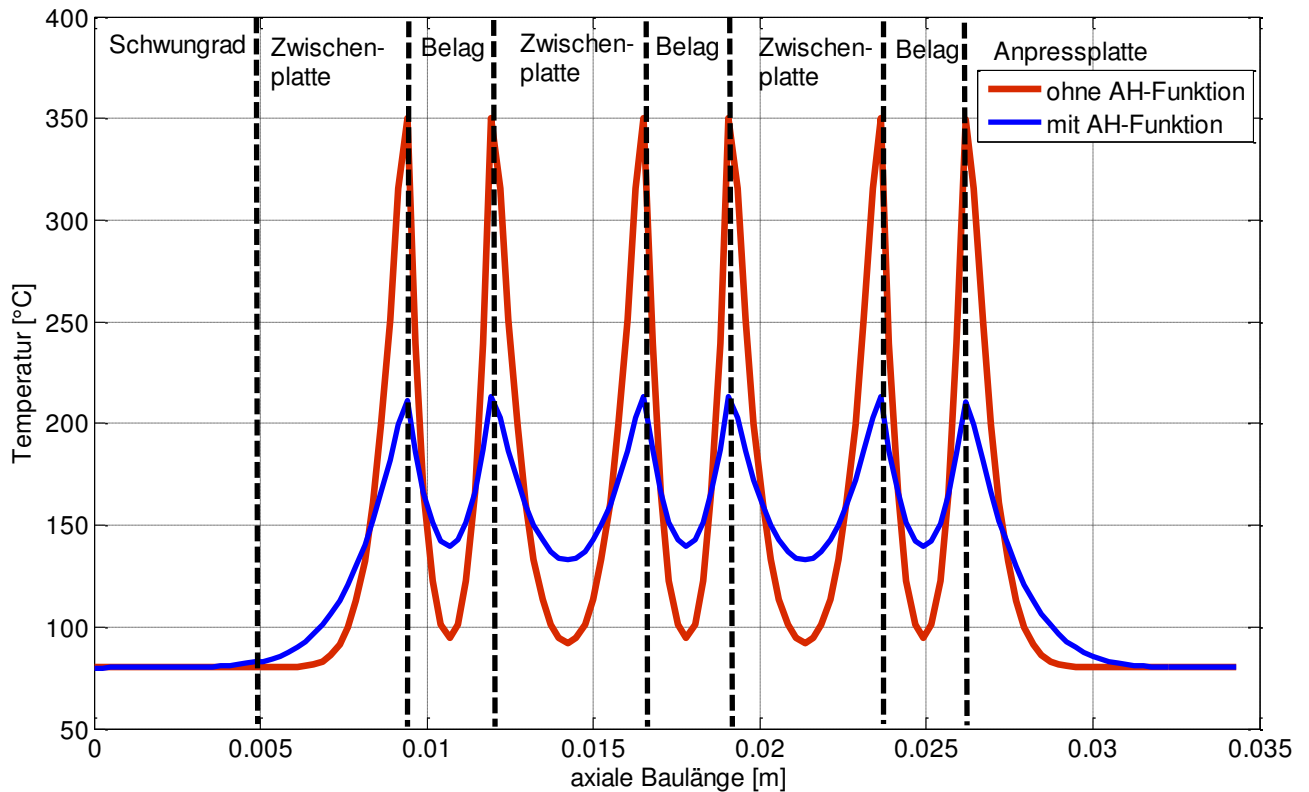


Abbildung 148: Temperaturverlauf im gesamten Kupplungssystem auf einem Radius von $r=0.06\text{m}$ und am Ende der jeweiligen Rutschzeit

Fazit

In Kapitel 7 wurde ein Anti-Hopping System für eine Fahrzeuganwendung entwickelt. Zunächst wurde ein bestehendes Anti-Hopping-System mit C&C²-A analysiert (Kapitel 7.1). Die Funktionen der WFPs und LSS wurden detailliert untersucht, um damit eine Synthese für ein AH-System für Fahrzeuganwendungen durchzuführen. Nach der Synthese wurde ein Prototyp der Kupplung aufgebaut und die Funktion mit experimentellen Untersuchungen abgesichert (Kapitel 0). Als weitere Entwicklungsmethode kam das in Kapitel 6.1.1 entwickelte Finite-Differenzen Modell zum Einsatz. Damit konnte das Temperaturverhalten simulativ in der Kupplung untersucht werden.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschäftigte sich mit physischen und virtuellen Experimenten am Beispiel trockenlaufender Reibbeläge. Zielsetzung der physischen Untersuchungen am Prüfstand war die Ermittlung des Einflusses der Belagsgeometrie auf das Reibwertverhalten. Hierfür wurde ein spezielles Versuchsprogramm genutzt, um den zusätzlichen Einfluss der spezifischen Reibenergie und Reibleistung zu berücksichtigen. Nachdem der verwendete Prüfkopf durch Simulationsergebnisse validiert wurde, sind Versuche mit unterschiedlichen Belaggeometrien durchgeführt worden. Es wurden zudem zwei Temperaturmodelle erstellt und die Auswirkungen der Modellansätze auf das Temperaturverhalten am Beispiel des Prüfkopfes untersucht. Die Implementierung eines Kontaktmodell nach G&W ermöglichte es die Auswirkungen der Oberflächenrauheit auf die lokale Temperaturentwicklung zu berücksichtigen. Auf den Einsatz von analytischen Reibwertmodellen (z.B. BOWDEN et al.²³²) wurde verzichtet, da diese den Einfluss der Belastungshistorie nicht berücksichtigen.

Die Reibleistung und Starttemperatur zeigten unabhängig von der Belagsgeometrie einen hohen Einfluss. Die Untersuchungen zeigten bei einer Reduzierung der Ringbreite ein Ansteigen des Reibwerts und eine deutliche Reduzierung der Reibwertschwankungen. Diese Beobachtung wird mit dem besseren Tragbild zwischen der Gegenreibe und damit homogeneren Verteilung der Flächenpressung erklärt. Bei der Betrachtung der Temperaturen über dem Radius wurde festgestellt, dass die Orte der Temperaturmaxima und damit der reibaktiven Bereiche bei größer werdenden Ringbreiten sich verändern. Eine Veränderung des mittleren Reibradius hat dagegen keine Auswirkungen auf das Reibwertverhalten. Eine zunehmende Segmentierung (Vergrößerung des Segmentwinkels α) des Reibbelags bewirkte zunächst ein Ansteigen des mittleren Reibwerts, welcher ab einem bestimmten Segmentwinkel α stagnierte.

Neben dem Reibwertverhalten von Ringgeometrien wurden Untersuchungen mit Pellets (kreisförmige Belagsproben) durchgeführt. Trotz identischer Umgebungsbedingungen und spezifischer Belastungen wurden deutliche Unterschiede festgestellt. Die Reibwerte der Pellets zeigten meist höhere Reibwerte. Aufgrund ihrer kleineren Form können sich die Pellets besser an die Verformungen der Gegenreibe anpassen, was eine homogene Lastverteilung auf die

²³² BOWDEN U. A. 1959

gesamte Belagsfläche zur Folge hat. Eine direkte Übertragbarkeit der Ergebnisse von Pellet- auf Ringgeometrien ist nach diesen Erkenntnissen nicht möglich. Die Untersuchungen einen Reibring durch mehrere kleinere Reibringe zu substituieren zeigt, dass die Drehmomentkapazität der kleinere Reibringe teilweise über, aber auch unter der Drehmomentkapazität des ursprünglichen Reibrings liegen kann.

Für die virtuellen Untersuchungen wurde ein Temperaturmodell nach der FD und der FE-Methode aufgebaut und validiert. In den Modellen ist es möglich den Reibwert auf Basis der lokalen Belastungen zu berechnen oder zuzuweisen. Die Erweiterung der beiden Modell um das Kontaktmodell nach G&W ermöglicht die Berechnung der lokalen Energieeinträge durch die Berücksichtigung der Oberflächenrauigkeiten. Die unterschiedlichen Ansätze der Temperaturmodelle erforderten zwei unterschiedliche Rechenstrategien für die Implementierung des Kontaktmodells. In beiden Fällen konnte die numerischen Stabilität durch Konvergenzstudien belegt werden. Der Einfluss der FD- und FE-Methode wurde ebenfalls betrachtet.

Die erarbeiteten Untersuchungsmethoden liefern damit einen Beitrag zu dem von ALBERS et al.²³³ entwickelten Kupplungsmodell.

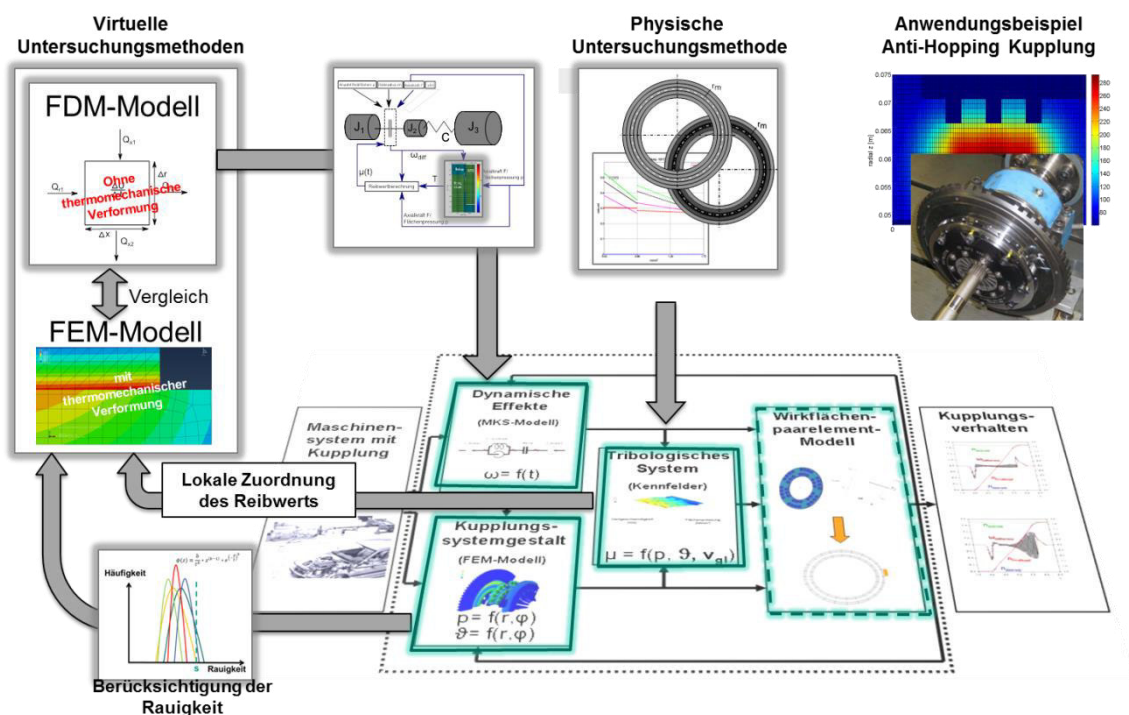


Abbildung 149: Einordnung der erarbeiteten Untersuchungsmethoden in das Kupplungsfunktionsmodell nach ALBERS et al.²³⁴ (urspr. Grafik um Ergebnisse der Arbeit erweitert)

²³³ ALBERS U. A. 2006

²³⁴ ALBERS U. A. 2006

In einem praktischen Anwendungsfall konnte eines der erarbeiteten Temperaturmodelle auf ein Kupplungssystem angewendet werden, um Berechnungen zum Wärmehaushalt durchzuführen. Das Kupplungssystem zeichnet sich durch die automatische Begrenzung des Schubmoments ab einem bestimmten Schwellwert im Antriebsstrang aus. Dazu wird die Kupplung gezielt in den Schlupfzustand überführt und erfährt dadurch einen Energieeintrag. Mit dem Temperaturmodell konnte der Nachweis geführt werden, dass die dadurch entstehenden Temperaturen in einem unkritischen Bereich liegen.

Ausblick

Um den ermittelten Einfluss der Belagsgeometrie zu erhärten, müssen die Untersuchungen an weiteren organischen Reibwerkstoffen durchgeführt werden. Dadurch kann ggfs. die Vorstellung, dass eine homogene Verteilung der Anpresskraft das Reibwertverhalten grundsätzlich positiv beeinflusst, bestätigt werden. Des Weiteren ist es interessant den Einfluss bei höheren Temperaturen zu ermitteln. Da der Verschleiß ebenfalls eine wichtige Kenngröße von Reibbelägen ist, ist dieser ebenso zu untersuchen. Die Anzahl der Schaltzyklen müsste dafür signifikant erhöht werden. Neben der Messung der Temperaturen sollten auch Anstrengungen unternommen werden, die reale Flächenpressung, z.B. durch elektrische Druckmessfolien, zu erfassen. Dies kann einen erheblichen Beitrag für die Interpretation des Reibwertverhaltens liefern.

Die entwickelte Rechenstrategie zur Einbindung des Kontaktmodells nach GREENWOOD & WILLIAMSON²³⁵ bietet die Einbindung verschiedener Reibwertmodelle (z.B. nach BOWDEN et al.²³⁶). Für Reibwertmodelle sind allerdings verschiedene Werkstoffkenndaten notwendig, die experimentell ermittelt werden müssen (vgl. BOTONAKIS²³⁷). Als Nachteil kann genannt werden, dass diese Reibwertmodelle den Einfluss der Belastungshistorie auf das Reibwertverhalten nicht abbilden. Es ist auch davon auszugehen, dass die Einflüsse durch Formabweichungen der Reibpartner und thermomechanische Verformungen größer als die der Rauigkeitsverteilungen sind.

Für die weitere Vorgehensweise zur Untersuchung des Kupplungsfunktionsmodells nach ALBERS et al.²³⁸ kann empfohlen werden, die lokalen Belastungen eines

²³⁵ GREENWOOD & WILLIAMSON 1966

²³⁶ BOWDEN U. A. 1959

²³⁷ BOTONAKIS 2009

²³⁸ ALBERS U. A. 2006

Anfahrvorgangs mit Hilfe des FE-Modells (ohne G&W Kontaktmodell) aufzulösen. Durch die thermomechanischen Verformungen werden sich auf der Reibfläche deutlich unterschiedliche Flächenpressungen ausbilden. Für jedes Teilelement der Reibfläche kann die zeitliche lokale Belastung aus dem Modell berechnet werden. Da bekannt ist, dass der Reibwert von den lokalen Belastungen stark abhängt, muss nun für jedes dieser Teilelemente ein Reibwert zugeordnet werden. Dieser kann experimentell mit dem validierten Prüfkopf dieser Arbeit anhand von Reibproben (z.B. dünner Vollring, vgl. 5.1.3) ermittelt werden. Die spezifischen Belastungsparameter des Versuchsprogramms ergeben sich aus den lokalen Belastungen der Teilelemente aus dem Simulationsmodell. Man erhält dadurch ein Reibwertkennfeld auf Basis der lokalen Belastungen im Reibkontakt, welches nun in der Simulation hinterlegt werden kann.

9 Literaturverzeichnis

- Albers 1990** ALBERS, A.: Elektronisches Kupplungsmanagement (EKM) Die mitdenkende Kupplung. In: *Torsionsschwingungen im Antriebsstrang*. Baden-Baden, 1990
- Albers & Behrendt 2004** ALBERS, A. ; BEHRENDT, M.: Innovationen in Antriebsstrang und Getriebe fordern neue Kupplungssystemlösungen. In: *VDI-Berichte Nr. 1827, Getriebe in Fahrzeugen 2004*. Düsseldorf : VDI Verlag, 2004 – ISBN 3-18-091827-6
- Albers u. a. 2008** ALBERS, A. ; BEHRENDT, M. ; OTT, S. ; U. A.: VCDM Virtual Clutch Development Model – Virtual Prototyping Approach Clarified on Clutch Related Phenomena (2008)
- Albers, Behrendt, u. a. 2013** ALBERS, A. ; BEHRENDT, M. ; SCHILLE, F.: Methodische Entwicklung, Synthese und Analyse im Bereich innovativer Antriebssysteme, Wissenschaftliche Gesellschaft für Produktentwicklung (2013)
- Albers & Braun 2011 a** ALBERS, A. ; BRAUN, A.: A generalised framework to compass and to support complex product engineering processes. In: *International Journal of Product Development* Bd. 15 (2011), Nr. 1/2/3, S. 6–25
- Albers & Braun 2011 b** ALBERS, A. ; BRAUN, A.: *Der Prozess der Produktentstehung* : Hanser Verlag, 2011 – ISBN 9783446422
- Albers u. a. 2010** ALBERS, A. ; BREZGER, F. ; GEIER, M. ; INTERNATIONALER VDI-GETRIEBEKONGRESS FRIEDRICHSHAFEN 22. 06-23.06.2010: The impact of peripheral components on gear development concerning investigation of comfort relevant manoeuvres, VDI-Verlag (2010)
- Albers & Herbst 1998** ALBERS, A. ; HERBST, D.: Kupplungsrupfen – Ursachen, Modellbildung und Gegenmaßnahmen. In: *VDI-Berichte 1416; ISBN 3-18-091416-5, 1998, 1998*
- Albers u. a. 2006** ALBERS, A. ; KARRAR, C. ; MITARIU, M. ; U. A.: Modellierung und Simulation mit Hilfe der Methode „CoupAction“ für Kupplungen mit organischen und ingenieurkeramischen Frikationswerkstoffen (2006)
- Albers u. a. 2001** ALBERS, A. ; KRÜGER, A. ; LUX, R. ; ALBRECHT, M.: Prüfen von Antriebssträngen am Beispiel des Kupplungsrupfens – Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* Bd. 103 (2001), S. 44–49
- Albers, Merkel, u. a. 2011** ALBERS, A. ; MERKEL, P. ; GEIER, M. ; U. A.: Entwicklung eines Anti-Hopping Systems zur Begrenzung von Schubmomenten in Fahrzeugantriebssträngen. In: *Dresdner Maschinenelemente Kolloquium*, 2011
- Albers u. a. 2012** ALBERS, A. ; MERKEL, P. ; GEIER, M. ; U. A.: Modeling and Validation of a back-torque limiter using the example of a BMW motorcycle power train. In: *Entwicklungstendenzen im Motorradbau*, 2012
- Albers, Merkel, u. a. 2009** ALBERS, A. ; MERKEL, P. ; GEIER, M. ; OTT, S.: Validation of powertrain systems on the example of real and virtual investigations of a dual mass flywheel in the X-in-the-Loop (XiL) environment. In: *8. Internationales CTI Symposium Innovative Fahrzeug-Getriebe*. Berlin, 2009
- Albers, Ott, u. a. 2009** ALBERS, A. ; OTT, S. ; BEHRENDT, M. ; U. A.: Einfluss von Werkstoffparametern und Wärmehaushalt auf das tribologische Verhalten trockenlaufender Kupplungen. In: *VDI – Getriebe in Fahrzeugen 2009*, 2009
- Albers u. a. 2007** ALBERS, A. ; OTT, S. ; KARRAR, C.: Übertragbarkeit des Systemverhaltens zwischen Prüfkategorie und Probekörpergeometrien (2007)

- Albers, Ott, u. a. 2013** ALBERS, A. ; OTT, S. ; MERKEL, P.: *Abschlussbericht: FVA Forschungsvorhaben 607 Kupplungsmodell zur Beschreibung der Übertragbarkeit tribologischer Prüfergebnisse von Teilbelag- auf Bauteiluntersuchungen*, 2013
- Albers & Späth 2011** ALBERS, A. ; SPÄTH, C.: *Sachstandsbericht: FVA 607 Kupplungsmodell – Kupplungsmodell zur Beschreibung der Übertragbarkeit tribologischer Prüfergebnisse von Teilbelag auf Bauteiluntersuchungen*, 2011
- Albers & Stier 2011** ALBERS, A. ; STIER, C.: Analysis of Geometrical Deviations in Clutch Systems and their Interdependencies in Relation to the Excitation of Judder Vibrations. In: *VDI-Tagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben*. Wiesloch : VDI, 2011
- Albers & Wintergerst 2014** ALBERS, A. ; WINTERGERST, E.: The Contact and Channel Approach (C&C²-A): relating a system's physical structure to its functionality. In: *An Anthology of Theories and Models of Design: Philosophy, Approaches and Empirical Explorations*. London : Springer, 2014
- Albers, Geier, u. a. 2011** ALBERS ; GEIER, M. ; MERKEL, P. ; U. A.: Validation activities in the X-in-the-loop framework. In: : Vincentz, 2011
- Albers, Ott, u. a. 2011** ALBERS ; OTT ; SPÄTH: Kupplungsmodell zur Beschreibung des Kupplungssystemverhaltens. In: *VDI Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben*, 2011
- Anderson u. a. 2007** ANDERSON, S. ; SÖDERBERG, A. ; BJÖRKLUND, S.: Friction models for sliding dry, boundary and mixed lubrication contacts. In: , 2007
- Archard & Hirst 1956** ARCHARD, J. F. ; HIRST, W.: The Wear of Metals under Unlubricated Conditions. In: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences* Bd. 236 (1956), Nr. 1206, S. 397–410
- Bartel 2001** BARTEL, D.: *Berechnung von Festkörper- und Mischreibung bei Metallpaarungen, Fortschritte in der Maschinenkonstruktion*. Aachen : Shaker Verlag, 2001 – ISBN 3-8265-8627-1
- Beitler 2008** BEITLER, H.: Untersuchung zum temperatur- und Wärmeabgabeverhalten einer Einscheiben-Trockenkupplung. Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Institut für Produktentwicklung, 2008
- Bergheim 1997** BERGHEIM, M.: Organisch gebundene Kupplungsbeläge Möglichkeiten und Grenzen (1997), S. 527–548
- Bergheim 2002** BERGHEIM, M.: Entwicklung von Reibbelägen für Kraftfahrzeugkupplungen am Beispiel der Entwicklung bleifreier Kupplungsbeläge. In: , 2002, S. 153–167
- Botonakis 2009** BOTONAKIS, I.: Reibkontaktverhalten trockenlaufender Kupplungen in Doppelkupplungsgetrieben. TU Clausthal, 2009
- Botonakis u. a. 2008** BOTONAKIS, I. ; SCHWARZE, L. ; DETERS, L. ; ADAMIS, P.: Modellierung von Reibung und Verschleiß bei trocken laufenden Kupplungsreibbelägen. In: *Tribologie Fachtagung*, 2008, S. 1–11
- Bowden u. a. 1959** BOWDEN, F. P. ; TABOR, D. ; FREITAG, E. H. [BEARB: *Reibung und Schmierung fester Körper / von F. P. Bowden und D. Tabor. Dt. durchgearb. Übers. der 2. Aufl. von E. H. Freitag*, 1959
- Czichos & Habig 2010** CZICHOS, H. ; HABIG, K.-H.: *Tribologie-Handbuch*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2010 – ISBN 978-3-8348-0017-6
- Deladi u. a. 2005** DELADI, E. L. ; DE ROOJI, M. B. ; SCHIPPER, D. J.: Deterministic model for rubber-metal contact including the interaction between asperities. In: *Proceedings of World Tribology Congress III Conference, Washington, D.C., USA, September 12-16, 2005* (2005)

- Derjaguin u. a. 1975** DERJAGUIN, B. V. ; MULLER, V. M. ; TOPOROV, Y. P.: Effect of Contact Deformations on the Adhesion of Particles. In: *J. Colloid and Interface Science* (1975), Nr. 53, S. 314–326
- Deters 2008** DETERS, L.: Tribologie - Kap.14. In: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 – Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*,. 6. Aufl. Berlin : Springer, 2008
- Dörsch & Verein Deutscher Ingenieure 2004** DÖRSCH, S. ; VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: Periodische Veränderung lokaler Kontaktgrößen in Reibpaarungen trockenlaufender Bremsen. Düsseldorf, VDI-Verlag, 2004
- Engel 2002** ENGEL, S.: Reibungs-und Ermüdungsverhalten des Rad-Schiene-Systems mit und ohne Schmierung (Fortschritte in der Maschinenkonstruktion;Bd.2002,2). Aachen, Shaker, 2002
- Europäischen Union 2011** EUROPÄISCHEN UNION: *ECE-R 90*, 2011
- Europäische Wirtschaftsgemeinschaft 1967** EUROPÄISCHE WIRTSCHAFTSGEMEINSCHAFT: *Richtlinie zur Angleichung der Rechts- und Verwaltungsvorschriften für die Einstufung, Verpackung und Kennzeichnung gefährlicher Stoffe*, 1967
- Felger 2007** FELGER, R.: Potential bei Kupplungsbelägen. In: *VDI-Berichte*. Bd. 1987, 2007
- Firma Gattermann 2013** FIRMA GATTERMANN: Materialdaten GRAUGUSS (2013)
- Fleischer u. a. 1980** FLEISCHER, G. ; GRUDZINSKI, H. ; THUM, H.: *Verschleiß und Zuverlässigkeit*. Berlin : VEB Verlag Technik, 1980
- FRT 2014** FRT: FRT Operating Manual MicroProf (2014)
- Geier u. a. 2009** GEIER, M. ; STIER, C. ; DÜSER, T. ; U. A.: Simulationsgestützte Methoden – IDE und XiL zur Entwicklung von Antriebsstrangkomponenten. In: *ATZ Automotive Engineering Partners, ATZ Automotive Engineering Partners*. (2009), S. 48–53
- Giacometti u. a. 2009** GIACOMETTI, A. ; GIANLUCA, M. ; NESTI, P. ; GHELARDONI, M.: A new back torque limiter or high power motorcycles: functionality, design and development methodology. In: *Getriebe in Fahrzeugen 2009*, 2009
- Görke 2010** GÖRKE, D.: Untersuchung des Normal- und Tangentialkontaktverhaltens rauher metallischer Oberflächen. Universität Erlangen-Nürnberg, 2010
- Gramberger & Löcker 1989** GRAMBERGER, J. ; LÖCKER, K.-D.: Trockenlaufende Sinterreibbeläge. In: *Antriebstechnik* Bd. 28 (1989), Nr. 11, S. 68–75
- SINGER, I. L. ; POLLOCK, H. M. (Hrsg.) **Greenwood 1992** GREENWOOD, J. A.: Contact of Rough Surfaces. In: SINGER, I. L. ; POLLOCK, H. M. (Hrsg.) *Fundamentals of Friction: Macroscopic and Microscopic Processes, NATO ASI Series* : Springer Netherlands, 1992 – ISBN 978-94-010-5249-8, S. 37–56
- Greenwood & Williamson 1966** GREENWOOD, J. ; WILLIAMSON, J.: Contact of nominally flat surfaces. In: *Proceedings of the Royal Society of London / A* Bd. A295 (1966), Nr. 1442, S. 300–319
- Guang 2010** GUANG, R.: Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen. Dresden, Dissertation, 2010
- Hämmerl 1994** HÄMMERL, B.: Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung. TU München, 1994
- Hasselgruber 1959** HASSELGRUBER, H.: *Temperaturberechnungen für mechanische Reibkupplungen / Herbert Hasselgruber*, 1959
- Hertz 1882** HERTZ, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Härte (1882),

S. 449–463

- Höhn u. a. 2011** HÖHN, B.-R. ; STAHL, K. ; PFLAUM, H. ; WOHLLEBER, F.: Das thermische Verhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. In: *VDI Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2011* (2011)
- Johnson 1992** JOHNSON, K. L.: Introduction to Contact Mechanics: a summary of the principal formulae. In: *Fundamentals of Friction: Macroscopic and Microscopic Processes, NATO ASI Series* : Springer Netherlands, 1992 – ISBN 978-94-010-5249-8, S. 589–603
- Johnson 2003** JOHNSON, K. L.: *Contact mechanics / K. L. Johnson*, 2003 – ISBN 0-521-34796-3
- Johnson & Johnson 1987** JOHNSON, K. L. ; JOHNSON, K. K. L.: *Contact Mechanics* : Cambridge University Press, 1987 – ISBN 0-521-34796-3
- Johnson u. a. 1971** JOHNSON, K. L. ; KENDALL, K. ; ROBERTS, A. D.: Surface Energy and the contact of elastic solids. In: *Proceedings of the Royal Society of London A* (1971), Nr. 324, S. 301–313
- Karrar 2009** KARRAR, C.: Ein Beitrag zur Entwicklung, Dimensionierung und Prüfung trockenlaufender Kupplungen und Bremsen in Antriebsstrangsystemen im Hinblick auf die Vermeidung von Reibschwingungen, 2009
- Kogut & Jackson 2005** KOGUT, L. ; JACKSON, R. L.: A COMPARISON OF ELASTIC CONTACT MODELING UTILIZING STATISTICAL AND FRACTAL APPROACHES. In: *Proceedings of World Tribology Congress III Conference, Washington, D.C., USA, September 12-16, 2005* (2005)
- Krüger 2003** KRÜGER, A.: Kupplungsrupfen – Ursachen, Einflüsse und Gegenmaßnahmen-. Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, 2003
- Lestyan u. a. 2007** LESTYAN, Z. ; VARADI, K. ; ALBERS, A.: Contact and thermal analysis of an alumina – steel dry sliding friction pair considering the surface roughness. In: *Tribology International*, 2007, Vol. 40, pp.982-994 (2007)
- Lohmeyer 2013** LOHMEYER, Q.: Menschzentrierte Modellierung von Produktentstehungssystemen unter besonderer Berücksichtigung der Synthese und Analyse dynamischer Zielsysteme, 2013
- Lorentz & Albers 2013** LORENTZ, B. ; ALBERS, A.: A numerical model for mixed lubrication taking into account surface topography, tangential adhesion effects and plastic deformations. In: *Tribology International* (2013)
- Marquardt 1992** MARQUARDT, A.: Das Reibverhalten mechanischer Bremsen mit reif- oder eisbedeckten Reibflächen. Technische Universität Berlin, 1992
- Matitschka u. a. 2011** MATITSCHKA, J. ; MERKEL, P. ; O. PROF. DR.-ING. DR. H.C. A. ALBERS: Konstruktion eines Anti-Hopping-Systems für Fahrzeuganwendungen, 2011
- Matthiesen 2002** MATTHIESEN, S.: Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells „Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen“ zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme. Karlsruhe, 2002
- Maucher & LuK-Kolloquium 1990 LuK-Kolloquium 1990 1990** MAUCHER, P. ; LUK-KOLLOQUIUM 1990 LUK-KOLLOQUIUM 1990: Kupplungsrupfen Möglichkeiten zur Vermeidung. In: . Bühl, 1990
- McCool 1985** MCCOOL, J.: Comparison of models for the contact of rough surfaces. In: *Wear* (1985), Nr. 107, S. 37–60
- McCool 2000** MCCOOL, J.: Extending the Capability of the Greenwood Williamson Microcontact Model. In: *ASME* Bd. 122 (2000), S. 496–502

- McWaid & Marschall 1992** MCWAID, T. H. ; MARSCHALL, E.: Application of the modified Greenwood and Williamson contact model for the prediction of thermal contact resistance. In: *Wear* (1992), Nr. 15, S. 263–277
- Mitariu-Faller 2009** MITARIU-FALLER, M.: Methoden und Prozesse zur Entwicklung von Friktionssystemen mit Ingenieurkeramik am Beispiel einer trockenlaufenden Fahrzeugkupplung, 2009
- Mitschke & Braun 1970** MITSCHKE, M. ; BRAUN, H.: *Das Verhalten von Scheibenbremsen bei Nässe*, 1970
- Musiol 1994** MUSIOL, F.: Erklärung der Vorgänge in der Kontaktzone von trockenlaufenden Reibpaarungen über gesetzmäßig auftretende Phänomene im Reibprozeß. Berlin, 1994
- Nagel 1990** NAGEL, W.: Stand der Entwicklung von asbestfreien Reibwerkstoffen. In: *Tagungsband Institut für Förder- und Getriebetechnik*, 1990
- Naunheimer 2007** NAUNHEIMER, H.: *Fahrzeuggetriebe, Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. 2. Aufl. : Springer, 2007 – ISBN 978-3-540-30625-2
- Newcombe u. a. 1972** NEWCOMBE, T. P. ; SPURR, R. T. ; 14TH INTERNATIONAL CONGRESS LONDON 14TH INTERNATIONAL AUTOMOBILE TECHNICAL CONGRESS OF FISTA: Clutch Judder. In: . London : The Institution of Mechanical Engineers, 1972
- Oedekoven 1989** OEDEKOVEN, A.: Temperaturverhalten von trockenlaufenden Reibungskupplungen, VDI Verlag (1989)
- Pahl & Oedekoven 1987** PAHL, G. ; OEDEKOVEN, A.: Kennzahlen zum Temperaturverhalten von trockenlaufenden Reibungskupplungen bei Einzelschaltung (1987), S. 289–305
- Popp u. a. 2002** POPP, K. ; RUDOLPH, M. ; KRÖGER, M. ; LINDNER, M.: Mechanism to Generate and to Avoid Friction Induced Vibration. In: , *VDI Berichte*. Düsseldorf : VDI Verlag, 2002 – ISBN 3-18-091736-9, S. 1–15
- Reuter u. a. 2013** REUTER, J. ; MERKEL, P. ; O. PROF. DR.-ING. DR. H.C. A. ALBERS: Implementierung eines Kontaktmodells in ein FE-Modell für Kupplungen. Karlsruhe, IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2013
- Rill 1994** RILL, G.: *Simulation von Kraftfahrzeugen* : Vieweg, 1994 – ISBN 3-528-08931-8
- Saak 2007** SAAK, M.: Entwicklung eines Konzeptes und eines Prototypen für ein rechnergestütztes Werkzeug zum effizienten Einsatz der Problemlösungsmethodik SPALTEN. Karlsruhe, Universität Karlsruhe Institut für Produktentwicklung, 2007
- Schyr 2006** SCHYR, C.: *Modellbasierte Methoden für die Validierungsphase im Produktentwicklungsprozess mechatronischer Systeme am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung, Forschungsberichte / IPEK*. Karlsruhe : Universität Karlsruhe, Institut für Produktentwicklung, 2006
- Severin & Technische Universität Berlin 1994** SEVERIN, D. ; TECHNISCHE UNIVERSITÄT BERLIN: *Der Reibmechanismus in Originalbremssystemen mit nassen, bereiften und vereisten Reibflächen*, 1994
- Severin 1989** SEVERIN, S.: *Übertragbarkeit von Ergebnissen der Teilbelagprüfung von asbestfreien Reibbelägen auf die Praxis*, 1989
- Smith 1993** SMITH, G. D.: *Numerical solution of partial differential equations : finite difference methods / G. D. Smith*, 1993 – ISBN 0-19-859650-2
- Soloviev 2004** SOLOVIEV, S. . R.: Temperaturberechnung trockener konzentrierter Kontakte. In: *Gesellschaft für Tribologie e.V., Reibung, Schmierung und Verschleiss*. (2004)

- Soom & Serpe 2005** SOOM, A. ; SERPE, C. I.: Contact stiffness of new and worn surfaces. In: *Proceedings of World Tribology Congress III Conference, Washington, D.C.; USA, September 12-16, 2005* (2005)
- Staedele & Dreher 2008** STAEDELE, H. ; DREHER, I.: Drehmomenten-/Drehzahldifferenzabhängige Kupplungsbetätigungseinheit für motorangetriebene Fahrzeuge / WO 2008/128599 A1.
- Strohm 1987** STROHM, F.: Asbestfreie Reibwerkstoffe für die Industrie. In: *Wellenkupplungen in Antriebssystemen* (1987), S. 307–331
- Thau 2013** THAU, S.: Heuristiken zur Analyse und Synthese technischer Systeme mit dem C&C2-Ansatz auf Basis von Entwicklungsprojekten im industriellen Umfeld. Karlsruhe, 2013
- Tissot & Powertrain Research & Advanced, Ford Werke GmbH, Köln 2013** TISSOT, A. ; POWERTRAIN RESEARCH & ADVANCED, FORD WERKE GMBH, KÖLN: Analysis and selection of dry clutch linings with focus on system requirements. In: *VDI Getriebe in Fahrzeugen*, 2013
- Uetz & Wiedemeyer 1985** UETZ, H. ; WIEDEMEYER, J.: *Tribologie der Polymere: Grundlagen und Anwendungen in der Technik; Reibung, Verschleiß, Schmierung*. München : Hanser, 1985 – ISBN 3-446-14050-6
- Watzl u. a. 2012** WATZL, S. ; MERKEL, P. ; O. PROF. DR.-ING. DR. H.C. A. ALBERS: FE-Analyse der thermomechanischen Verformungen und Temperaturverteilungen einer Kupplungsscheibe. Karlsruhe, IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2012
- Wiersch 2005** WIERSCH, P.: Berechnung thermoelastohydrodynamischer Kontakte bei Mischreibung. Aachen, Shaker, 2005
- Winkelmann u. a. 1985** WINKELMANN, S. ; HARMUTH, H. ; PAHL, G.: *Schaltbare Reibkupplungen: Grundlagen, Eigenschaften, Konstruktionen*. Heidelberg : Springer, 1985 – ISBN 3-540-13755-6
- Wohlleber 2012** WOHLLEBER, A.: Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München, 2012
- Wolfgang Grellmann & Sabine Seidler 2011** WOLFGANG GRELLMANN ; SABINE SEIDLER: Kunststoffprüfung. In: *Kunststoffprüfung*. Bd. , 0 : Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2011 – ISBN 978-3-446-42722-8, S. I–XXXI
- Zhao & Chang 2001** ZHAO, Y. ; CHANG, L.: A model of asperity interactions in elastic-plastic contact of rough surfaces. In: *Journal of Tribology* Bd. 123 (2001), S. 857–864

„8. LuK Kolloquium Gesamtband“ 2006 . In: *8. LuK Kolloquium* Bd. 8 (2006)

Matlab / R2011a : Mathworks

Abaqus / 6.6-2 : Simulia

AMESim : LMS Imagine.Lab

Studien-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeiten

Reuter 2013

Reuter, Julius: Implementierung eines Kontaktmodells in ein FE-Modell für Kupplungen, Bachelorarbeit 2013 – eingeflossen in Kapitel 6

Matitschka 2011

Matitschka, Jens: Konstruktion eines Anti-Hopping-Systems für Fahrzeuganwendungen, Studienarbeit 2011 – eingeflossen in Kapitel 7

Watzl 2012

Watzl, Sebastian: FE-Analyse der thermomechanischen Verformungen und Temperaturverteilungen einer Kupplungsscheibe, Studienarbeit 2012 – eingeflossen in Kapitel 6

Kniel 2012

Kniel, Jonas: Modellbasierte Versuchsplanung am Beispiel von Rupfuntersuchungen. Diplomarbeit, 2012 - eingeflossen in Kapitel 4

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Philipp Merkel
Geburtsdatum: 13. November 1982
Geburtsort: Rastatt
Staatsangehörigkeit: deutsch
Familienstand: ledig

Bildungsgang

1993 – 2002 Tulla-Gymnasium Rastatt (Abschluss: Allgemeine Hochschulreife)
2002 – 2003 Zivildienst in der AOK Klinik Korbmattfelsenhof in Baden-Baden
2003 – 2005 Grundstudium Maschinenbau an der Universität Stuttgart
Abschluss: Vordiplom
2005 – 2008 Studium des Maschinenbaus mit Vertiefungsrichtung Fahrzeugtechnik und Werkstoffkunde am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) – ehemals Universität Karlsruhe (TH)
Abschluss: Diplom

Berufstätigkeit

2006 - 2007 Fachpraktikum bei der LuK GmbH & Co. OHG in Bühl im Fachbereich Vorentwicklung Kupplungsdruckplatten
2007 – 2008 Werkstudent bei LuK GmbH & Co. OHG in Bühl und und Diplomand bei LuK LLC in Wooster, USA
2008 - 2013 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am IPEK - Institut für Produktentwicklung, Karlsruher Institut für Technologie - ehemals Universität Karlsruhe (TH)
07/2011 – 04/2013: Leiter der Forschungsgruppe Friktionssysteme
seit 2014 ANDREAS STIHL AG & Co. KG in Waiblingen