



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna | Austria



Diplomarbeit

Numerische und experimentelle Kontaktstellenanalyse

-

Untersuchung des Einflusses von Spurkranzschmierstoffen auf den Reibungskoeffizienten auf verschiedenen Testständen

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs (Dipl.-Ing.)

eingereicht an der TU Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Sebastian FRANK, BSc

Mat.Nr.: 01325086

unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Georg KARTNIG

Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung, E307

und

Dipl.Ing. (FH) Dipl.-Ing. Dipl.-Ing. Dr.mont. Andreas TRAUSMUTH

AC2T research GmbH

Wien, Juli 2022

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung dieser Arbeit nur mit Bewilligung der
Prüfungskommission berechtigt bin.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Stadt und Datum

Unterschrift

Danksagungen

Die Arbeit wurde in Kooperation mit AC2T research GmbH und dem Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung an der Technischen Universität Wien durchgeführt und entstand im Rahmen von Forschungsprojekten zum Thema „Spurkranz-/Schienenflankenschmierung“. Versuche am Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometer wurden im Rahmen des Projekts „SKS/SFS – Beurteilungsverfahren Spurkranz-/Schienenflankenschmierstoffe“ ausgeführt und mit finanzieller Unterstützung des österreichischen COMET-Programms (Projekt „InTribology“, Projektnr. 872176) realisiert. Ergänzende Untersuchungen am Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometer und Full-Scale-Teststand wurden im Rahmen des Joint Undertaking (JU) Shift2Rail (Grant Agreement No. 101012456) durchgeführt. JU erhält Unterstützung aus dem Forschungs- und Innovationsprogramm Horizon 2020 der Europäischen Union und den Shift2Rail-JU-Partnern abseits der Union. Die Arbeit wurde an der TU Wien und im „Excellence Centre of Tribology“ (AC2T research GmbH) durchgeführt.

This project has received funding from the Shift2Rail Joint Undertaking (JU) under grant agreement no. 101012456. The JU receives support from the European Union's Horizon 2020 research and innovation programme and the Shift2Rail JU members other than the Union.

Besonderer Dank gilt auch Herrn Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Georg Kartnig, welcher mich frühzeitig auf diese Diplomarbeit aufmerksam gemacht hat und mich mit seinen Ideen im Zuge der Anfertigung unterstützt hat.

Einen sehr wichtigen Beitrag hat auch mein Betreuer Dipl.Ing. (FH) Dipl.-Ing. Dipl.-Ing. Dr.mont. Andreas Trausmuth (AC2T research GmbH) geleistet, welcher mich zu Fragen des Rad-Schiene-Kontakts bestens betreut hat und eine Vielzahl an Tribometer-Versuchen durchgeführt hat, welche diese Arbeit bereichern.

Weiters bedanke ich mich bei Herrn Univ.Ass. Dipl.-Ing. Marco Ferrari, BSc, welcher mich bei meinen Untersuchungen unterstützt hat und immer eine Anlaufstelle für offene Fragen aller Art geboten hat.

Außerdem möchte ich Frau Dipl.-Ing. Dr.in techn. Irene Reichl für das Korrekturlesen meiner Diplomarbeit und für die zahlreichen, bereichernden Diskussionen danken.

Ebenfalls möchte ich mich bei Frau Priv.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Nicole Dörr (AC2T research GmbH) für die abschließenden Korrekturen und Ideen bedanken.

Zu guter Letzt sei auch meiner Familie, besonders meinen Großeltern, meinem Vater Michael und meiner Freundin Laura gedankt, die mir nicht nur während meiner Studienzeit sondern vor allem beim Abschluss dieser Arbeit zur Seite gestanden sind.

Abschließend möchte ich mich bei meinen Freunden und Kollegen herzlichst bedanken. Auch ihr habt mich geprägt und seid Teil sehr vieler schöner Erinnerungen an das Studium.

„Das einzig Gefährliche am Fliegen ist die Erde.“

– Wilbur Wright –

Kurzfassung

Die Arbeit beinhaltet den Vergleich unterschiedlicher Spurkranzschmierstoffe (SKS) und deren Einfluss auf den Reibungskoeffizienten, auch bei verschiedenen Schmierstoffmengen. Hierzu wurden drei Spurkranzschmierstoffe unterschiedlicher Hersteller zum einen am Rad-Schiene-Teststand der *TU Wien* und zum anderen auf zwei Zwei-Scheiben-Tribometern (ZST) der *AC2T research GmbH* untersucht.

Ziel der Studie war es, anhand einer abschließenden Bewertung eine Reihung der SKS hinsichtlich der Reduktion des Reibungskoeffizienten vorzunehmen. Zudem wurden Einflüsse von Temperatur und Feuchtigkeit auf die Wirkung des SKS untersucht. Da im Bereich des Spurkranzes in der Realität sehr große Schlupfe zu erwarten sind, wurden die Versuche mit erhöhtem Schlupf vollzogen. Des weiteren wurde mithilfe simulativer Berechnungen versucht, die Übertragbarkeit der Erkenntnisse zwischen den Testständen und auf das Feld einzuschätzen.

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass unabhängig von der Schmierstoffmenge der Reibungskoeffizient gegenüber dem Trockenreferenzwert stark reduziert wird, während das Reibungsniveau bei größeren Mengen weiter abgesenkt wird und die Dauer der reibungsmindernden Wirkung verlängert werden konnte. Am Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometer konnte bei Messungen der Einfluss unterschiedlicher Witterungen und des Schlupfes auf den Reibungskoeffizienten festgestellt werden. Bei der Bewertung und Reihung der SKS konnten auf allen Testständen dieselben Tendenzen festgestellt werden. So konnten mit SKS B vor SKS A und SKS C die besten Ergebnisse hinsichtlich des geringsten Reibungskoeffizienten über die längste Wirkungsdauer erzielt werden. Unterschiede in der tatsächlich im Kontakt befindlichen Schmierstoffmenge treten nur aufgrund unterschiedlicher Kontaktbedingungen wie der Oberflächenbeschaffenheit, Verunreinigungen oder der Kontaktspannungen auf, welche bei den simulativen Berechnungen ermittelt wurden. Dennoch war eine relative Beurteilung und daher auch eine Reihung der SKS möglich. Da auch unter Realbedingungen abweichende Kontaktbedingungen zu erwarten sind, werden auch hier Differenzen in der Schmierstoffmenge auftreten.

Es wurde gezeigt, dass auf unterschiedlichen Testständen vergleichbare Erkenntnisse gewonnen werden konnten. So können durch kostengünstige und reproduzierbare Laborversuche, SKS vorab bewertet werden und erst im Anschluss den notwendigen Feldversuchen unterzogen werden, um die optimale Schmierstoffmenge für den Betrieb zu ermitteln.

Abstract

This thesis contains the comparison of different wheel flange lubricants and their impact on the coefficient of friction, also at different quantities. For this purpose, three wheel flange lubricants from different manufacturers were investigated on the one hand at the wheel-rail test rig of *TU Wien* and on the other hand on two two-disk tribometers of *AC2T research GmbH*.

The aim of the study was to rank the lubricants with regard to the reduction of the coefficient of friction on the basis of a final evaluation. In addition, influences of temperature and humidity on the performance of the lubricants were investigated. As large slippages are to be expected in the area of the wheel flange in reality, tests were also carried out with increased slippage. Furthermore, simulative calculations were used to estimate the transferability of the findings between the test rigs and the field.

The investigations showed that, independent of the lubricant quantity, the coefficient of friction is greatly reduced compared with the dry reference value. The friction level is further lowered with larger quantities, and the duration of the friction-reducing effect could be extended. In addition, measurements on the high-load two-disc tribometer demonstrated the influence of different weather conditions and that caused by higher slip values. When evaluating and ranking the wheel flange lubricants, the same tendencies could be observed on all test stands. Thus, the best results in terms of the lowest coefficient of friction over the longest duration of effect were achieved with wheel flange lubricants “B” ahead of “A” and “C”. Differences in the actual amount of lubricant in the contact only occur due to different contact conditions, such as surface condition, impurities or contact stresses, which were determined by the simulative calculations. Nevertheless, a relative assessment and therefore also a ranking of the wheel flange lubricants was possible. Since deviating contact conditions are also to be expected under real conditions, differences in the lubricant quantity available in the contact will also occur here.

It was shown that the comparable findings could be obtained on different test rigs. Thus, by means of cost-effective and reproducible laboratory tests, wheel flange lubricants can be evaluated in advance and only then subjected to the necessary field tests to determine the optimum lubricant quantity for operation.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	iii
1 Einleitung	1
1.1 Motivation der Arbeit	3
1.2 Forschungsfragen	3
1.3 Aufgabenstellung	4
2 Lösungsansatz und allgemeine Vorgehensweise	5
3 Grundlagen	9
3.1 Radsatz	9
3.1.1 Befahren von Gleisbögen	12
3.2 Schiene	13
3.3 Grundlegende Kontaktmechanik	15
3.3.1 Normalkontakt	15
3.3.2 Tangentialkontakt	16
3.3.3 Rollkontakt	18
3.4 Sicherheit gegen Entgleisen	19
3.4.1 Kippen	20
3.4.2 Aufklettern	21
3.5 Schienenflanken- und Spurkranzschmierung	23
3.5.1 Stationäre Schmiersysteme	25
3.5.2 Mobile Schmiersysteme	25
3.6 Untersuchungen zum Spurkranzkontakt	26
3.7 Finite-Elemente-Methode	29
4 Teststände und Messequipment	40
4.1 Zwei-Scheiben-Tribometer <i>AC2T</i>	40
4.1.1 Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometer (NL-ZST)	40

4.1.2	Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometer (HL-ZST)	44
4.2	Full-Scale Rad-Schiene-Teststand <i>TU Wien</i>	48
4.2.1	Aufbau	49
4.2.2	Prüfrad	50
4.2.3	Schienenrad	51
4.2.4	Ermittlung des Durchmesserhältnisses	54
4.2.5	Einfahren des Teststandes	54
4.2.6	Versuchsablauf	55
4.3	Druckmessfolien	58
5	Analytische Kontaktberechnung	61
5.1	Vorgehensweise beim Punktkontakt	62
5.2	Analytisch: Kugel-Platte	66
5.3	Analytisch: Niederlast-Zwei-Scheiben-Teststand	70
5.4	Analytisch: Rad-Schiene-Teststand	73
5.5	Analytisch: Rad-Schiene Realbedingungen (Feld)	77
6	Numerische Kontaktberechnung	80
6.1	Numerisch: Kugel-Platte	80
6.2	Numerisch: Zwei-Scheiben-Tribometer	86
6.3	Numerisch: Rad-Schiene-Teststand	91
6.4	Numerisch: Rad-Schiene Realbedingungen (Feld)	96
6.5	Vergleich zwischen Testständen und Kontakt unter Realbedingungen	100
7	Messtechnische Untersuchungen	102
7.1	Reibungskoeffizientversuch auf den ZSTs	102
7.1.1	Datenaufbereitung	103
7.1.2	Messergebnisse NL-ZST	104
7.1.3	Messergebnisse HL-ZST	108
7.2	Druckmessfolienversuch am Rad-Schiene-Teststand	115
7.2.1	Messpunkte	115
7.2.2	Messdurchführung	117
7.2.3	Ergebnisse und Vergleich	117
7.3	Reibungskoeffizientenversuch am Rad-Schiene-Teststand	120
7.3.1	Messergebnisse Rad-Schiene-Teststand	122
7.3.2	Versuchsmatrix	123
7.4	Diskussion der Versuchsergebnisse	130
8	Zusammenfassung und Ausblick	135

Literatur	137
Abbildungsverzeichnis	141
Tabellenverzeichnis	146
Symbole und Abkürzungen	148

Kapitel 1

Einleitung

Der wesentliche Unterschied zwischen einem Schienenfahrzeug und einem Straßenfahrzeug liegt in der jeweiligen Einhaltung des Fahrkurses. So wird dieser beim Straßenfahrzeug vom Fahrzeugführer vorgegeben, wohingegen das Schienenfahrzeug spurgeführt ist. Dieses Zusammenwirken von Radsatz bzw. Losrädern und Schiene wird auch als System „Eisenbahn“ angesehen [1].

Die Längsführung erfolgt mittels Kraftschluss zwischen Rad und Schiene. Die dabei übertragbare Kraft wird durch die Last am Rad und den Reibungskoeffizienten bestimmt. Die in Längsrichtung zu übertragende Kraft ist maßgeblich für das Verzögerungs- und Beschleunigungsverhalten des Schienenfahrzeuges verantwortlich. Aber auch in Querrichtung ist der Kraftschluss, basierend auf der Reibkraft, verantwortlich für die Spurführung, vorausgesetzt der Spurkranz berührt nicht die Schienenflanke. Dies wird durch entsprechende Fahrwerksauslegung, aber auch entsprechend große Kurvenradien ($R > 1500\text{ m}$) erreicht, wie es bei Hauptbahnen meist der Fall ist. Anders erfolgt die Spurführung bei Meterbahnen, wobei weniger der Kraftschluss, sondern der Formschluss von Schienenflanke und Spurkranz eine übergeordnete Rolle spielen, da die Kurvenradien deutlich geringer sind.

Verantwortlich für die bereits erwähnte, kraftschlüssige Verbindung ist die Reibung, welche wiederum eine tribologische Kenngröße darstellt. Anders als Werkstoffkennwerte sind tribologische Kenngrößen Eigenschaften eines Systems und abhängig von vielen Faktoren wie Geschwindigkeit, Pressung und Zeit. Auch Umwelt- und Witterungsbedingungen, wie Verunreinigungen, Wasser oder Schnee, wie auch die Materialpaarung beeinflussen den Reibungskoeffizienten. So kann es bei geringen Temperaturen, Wasser, Laub und eisigen Bedingungen zu einer starken Reduktion der Reibung ($\mu < 0,2$) kommen. Um dennoch den erforderlichen Kraftschluss aufrecht zu erhalten, werden Maßnahmen getroffen, um solchen Einflüssen entgegenzuwirken. Eine Möglichkeit bietet der Einsatz von

Sand, welcher in Phasen der Längsbeschleunigung und -verzögerung auf die Schiene aufgebracht wird. Doch auch der entgegengesetzte Fall eines sehr hohen Reibungskoeffizienten ($\mu > 0,4$) wird hinsichtlich Verschleiß und erhöhter Geräuschemission negativ gewertet.

Je nach Aufbringstelle wird zwischen der Schienenkopfkonditionierung (SKK) und der Schienflankenschmierung (SFS) unterschieden. Unabhängig davon ist in jenen Bereichen mit erhöhter Abnutzung von Rad und Schiene zu rechnen, an denen die Kontaktspannungen und Kraftschlusskräfte groß sind. Vor allem bei kleinen bis mittleren Kurvenradien sind diese Effekte zu erwarten. Einerseits durch die höhere Radlast auf der kurvenäußeren Schiene, aber auch durch die größere Differenzdrehzahl/Schlupfdrehzahl zwischen den beiden Rädern. Eine mögliche Abhilfe würde die Verwendung von widerstandsfähigeren Stahlsorten bieten, die zugrunde liegenden Schädigungsmechanismen würden jedoch unbeeinflusst bleiben. Deshalb wird versucht die in der Kontaktstelle auftretenden Kräfte und Spannungen unter geeignetem Einsatz von Schmierstoffen zu minimieren [2].

Um die Wartungskosten gering und somit den Betrieb wirtschaftlich zu halten und gleichzeitig den Fahrkomfort für die Passagiere zu erhöhen, wird der Reibungskoeffizient auf einem erforderlichen Niveau gehalten. Diese Maßnahmen können unter anderem zu folgenden positiven Folgen führen:

- Verringerung von Verschleiß
- Senkung von Schallemissionen (Kurvenkreischen)
- Reduktion der Rollkontaktermüdung
- Verhinderung von kurzweiligen Fahrflächenfehlern (Schlupfwellen)

Mithilfe der SFS wird außerdem die Entgleisungssicherheit dahingehend gewährleistet, dass das Schienenfahrzeug am „Aufklettern“ gehindert wird. (vgl. Unterabschnitt 3.4.2)

Neben der Beeinflussung des Reibungskoeffizienten muss jedoch auch die Verträglichkeit des eingesetzten Schmierstoffes mit dem bestehenden System und dessen Eigenschaften behandelt werden. Im speziellen Fall des Rad-Schiene-Systems soll daher auch der Aspekt des Umwelteinflusses, wie auch die elektrische Leitfähigkeit berücksichtigt werden.

Die Arbeiten [3] und [4] befassen sich mit der Untersuchung von Schienenkopfkonditionierungsmitteln (SKKM). Wobei das Konditionierungsmittel direkt auf dem Schienenkopf aufgetragen wird. Aufgrund fehlender Erfahrungen in diesem Bereich, findet diese Art der Reibungskoeffizientenreduktion noch keine breite Anwendung. Bei der Spurkranzschmierung (SKS) wurde hingegen schon früh das Potential zur Senkung des Verschleißes und der Geräuschemissionen erkannt. Der Reibungskoeffizient soll hier bei minimalem Schmierstoffeinsatz (meist Schmierfette) auf Werte im Bereich $\mu = 0,05$ bis $0,20$ reduziert werden.

1.1 Motivation der Arbeit

Der Projektpartner *AC2T research GmbH* (*AC2T*) beschäftigt sich mit unterschiedlichen Aspekten von Spurkranzschmierstoffen, insbesondere die Reibungsreduktion, Umweltverträglichkeit und elektrische Leitfähigkeit betreffend. Tests zum Reibungskoeffizienten werden üblicherweise im Zuge aufwändiger Feldtests durchgeführt. Neben den hohen Kosten sind sie aufgrund der folgenden Einflüsse nur schwer reproduzierbar:

- Wasser
- Schmierstoffreste
- Verunreinigung durch bspw. Laub
- Temperatur
- vorhandener Verschleiß
 - am Rad
 - an der Schiene

Motiviert durch diese Problemstellung und dem Erfordernis geringer Reibungskoeffizienten werden in Zusammenarbeit mit dem Partner *AC2T* und der *TU Wien* Versuche unter Laborbedingungen durchgeführt. Realisiert werden die Untersuchungen am Full-Scale-Teststand der *TU Wien* und auf Zwei-Scheiben-Tribometern (ZST) von *AC2T*. Diese Teststände weisen im Vergleich zu den Realbedingungen am Feld geometrische Abweichungen in der Kontaktstelle wie auch Unterschiede in den aufgebrachten Kräften auf. Demnach wird untersucht, ob der Geltungsbereich der Laborergebnisse erweitert werden kann, sodass getroffene Aussagen auch für die Kontaktsituation im Feld gültig sind. Verglichen werden die Kontaktgrößen Kontaktdruck, Vergleichsspannung sowie Form und Größe der Kontaktfläche. Das Fehlen von Feldversuchen erfordert einen anderen Ansatz für solch einen Vergleich. So werden die Geometrien der Teststände und die Kontaktsituation, welche unter Realbedingungen auftritt, modelliert und mittels FEM verglichen.

1.2 Forschungsfragen

Somit ergeben sich die folgenden Forschungsfragen, welche sowohl für die *TU Wien* wie auch *AC2T* von Interesse sind:

- Welcher der zur Verfügung gestellten Spurkranzschmierstoffe kann den Reibungskoeffizienten am effektivsten absenken?
- Inwieweit beeinflusst die aufgetragene Schmierstoffmenge den Reibungskoeffizienten?
- Wie wird die Wirkung des Spurkranzschmierstoffes durch Witterung, wie Temperatur oder Wasser beeinflusst?

- Haben unterschiedliche Schlupfwerte eine Auswirkung auf den Reibungskoeffizienten?
- Können die Ergebnisse der Versuche zwischen den Testständen und/oder auf das Feld übertragen werden?

1.3 Aufgabenstellung

Wie beschrieben liegt das Ziel dieser Arbeit in der Ermittlung des Spurkransmierstoffs mit den besten reibungsreduzierenden Eigenschaften aus einer Reihe von drei ausgewählten Schmierstoffen. Die Gesichtspunkte zur Umweltverträglichkeit und der elektrischen Leitfähigkeit werden im Zuge einer Vorselektion der in Frage kommenden Schmierstoffe vom Partner *AC2T* durchgeführt. Die ersten Versuche werden aufgrund schneller und einfacher Realisierbarkeit auf weit verbreiteten Zwei-Scheiben-Tribometer durchgeführt. Die Probekörper sind durch sehr einfache Geometrien gekennzeichnet. Demnach kommen weitere Versuche am Full-Scale-Teststand der *TU Wien* zustande um eine ähnliche Kontaktsituation zu jener am Feld ebenfalls unter Laborbedingungen zu untersuchen. Es wird versucht diese Unterschiede in den Kontaktverhältnissen weitestgehend numerisch aufzuzeigen und abzubilden. Daraus ergeben sich die folgenden Aufgaben:

- Numerische Berechnung eines einfachen Punktkontaktes und analytische Validierung
- Numerische Ermittlung von Kontaktspannungen der folgenden FEM-Modelle und deren analytische Validierung:
 - Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometer (NL-ZST) - *punktberührend*
 - Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometer (HL-ZST) - *linienberührend*
 - Rad-Schiene-Kontakt am Full-Scale-Teststand
 - Rad-Schiene-Kontakt im Feld
- Experimentelle Validierung der Kontaktsituation hinsichtlich Kontaktflächenform und -größe am Full-Scale-Teststand mittels Druckmessfolien.
- Experimentelle Untersuchung des Einflusses verschiedener SKS auf das Reibungsverhalten am Full-Scale-Teststand. Aufbereitung und Auswertung der aufgezeichneten Messergebnisse
- Aufbereitung und Ausarbeitung der zur Verfügung gestellten Messergebnisse, welche aus den Zwei-Scheiben-Tribometer-Versuchen hervorgehen
- Diskussion möglicher Abweichungen in den Ergebnissen der unterschiedlichen Teststände

Kapitel 2

Lösungsansatz und allgemeine Vorgehensweise

Dieses Kapitel gibt die Arbeitsschritte zur Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Schmierstoffe auf den Reibungskoeffizienten wieder. Diese decken einen Teil des von der Firma *AC2T* entwickelten „Stage-Gate Prozesses“ des Forschungsprojektes „Safe-Rail - Beurteilungsverfahren Schienenkopfkonditionierungsmittel“ (FFG-Projektnr. 879338) ab. Dieser Prozess deckt zunächst eine Umweltverträglichkeitsprüfung gefolgt von einer Prüfung zur Leitfähigkeit am Isolierstoß ab. Anschließend werden Reibungskoeffizientenversuche im Labor, hier zunächst am NL- und HL-ZST und dann am Rad-Schiene-Teststand, durchgeführt. Abschließend folgen Feldtests zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten, welche jedoch nicht Teil der vorliegenden Arbeit sind.

Als Ziel wird primär definiert, drei von *AC2T* zur Verfügung gestellten Schmierstoffe am Teststand der *TU Wien* hinsichtlich des zu erzielenden Reibungskoeffizienten zu vergleichen. Simultan dazu werden Versuche mit den Schmierstoffen auf zwei im Aufbau unterschiedlichen ZSTs der Firma *AC2T* durchgeführt. Des weiteren wird die Übertragbarkeit der Versuche aller Teststände auf das Feld untersucht. Als Vergleichsparamater zwischen Teststand und Feld sollen Kontaktgrößen wie die Kontaktfläche, die Vergleichsspannung, sowie die Oberflächenspannung und deren Verläufe herangezogen werden.

Der Teststand der *TU Wien* bildet zwar den Querschnitt von Rad und Schiene sehr gut ab, dennoch kann es zu Abweichungen in den Ergebnissen kommen, welche durch den am Teststand vorhandenen Schienenring (gekrümmte Schiene im Vergleich zu der ebenen Schiene im Feld) hervorgerufen werden. Hingegen lassen die Zwei-Scheiben-Tribometer größere Unterschiede vermuten, da sie geometrisch sehr viel einfachere Probekörper nutzen. Der Aufbau und die detaillierte Kontaktsituation aller Teststände werden in folgenden Kapiteln genauer erläutert.

Die Ermittlung der erwähnten Kontaktgrößen wird mittels Finite-Elemente-Analyse (FEA) realisiert. Zum Einsatz kommt hier ANSYS in der Version 2022R1, wobei die Simulationen auf dem Rechencluster des Vienna Scientific Centers (VSC), genauer dem VSC-4, welcher LINUX als Betriebssystem nutzt, durchgeführt werden. Die Software bietet hinsichtlich der Modellbildung (Netzdefinition, Randbedingungen und Kontaktdefinition) viele Einstellmöglichkeiten. Um plausible und präzise Ergebnisse im Zuge der numerischen Berechnung erwarten zu können, müssen die verwendeten Modelle validiert werden. Hierzu wird einerseits der analytische Ansatz basierend auf Hertz gewählt, zusätzlich wurden Messungen mit Druckmessfolien am Teststand der *TU Wien* durchgeführt.

Der Workflow in Abbildung 2.1 bietet einen vereinfachten Überblick. Die blau hervorgehobenen Felder befassen sich mit der numerischen, sowie analytischen Berechnung und den dafür notwendigen Validierungsschritten. Hingegen zeigen die in grüner Farbe dargestellten Felder die am Teststand durchgeführten Untersuchungen.

Übertragbarkeit der Ergebnisse:

Zu Beginn werden anhand einer einfachen Kontaktsituation (Kugel wird auf Platte gedrückt) Finite-Element-Modelle gebildet. Diese Modelle werden mit analytischen Berechnungen abgeglichen und die Geometrie, Randbedingungen und Netzeinstellungen dementsprechend angepasst, sodass eine möglichst genaue Annäherung beider Ansätze erfolgt. Die vorerst gewählten Einstellungen werden in weiterer Folge einer Konvergenzstudie unterzogen, wobei das Netz schrittweise verfeinert wird, bis es zur analytischen Lösung konvergiert. Auf Basis der Konfiguration des einfachen Modells, werden die komplexeren Geometrien des Rad-Schiene-Teststandes, des Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometers (NL-ZST) und jene des Feldes ebenfalls für eine numerische Berechnung aufbereitet und mit dem jeweiligen analytischen Ansatz überprüft.

Nachdem die Einstellungen auf das FE-Modell des Full-Scale-Teststandes übertragen wurden, folgt ein Vergleich der Kontaktflächen dieser Kontaktsituation mit den Ergebnissen eines Experiments am Rad-Schiene-Teststand der *TU Wien*. Hierzu kommen Druckmessfolien zum Einsatz, welche im vorliegenden Fall aufgrund der auftretenden, hohen Kontaktpressung ausschließlich die Größe der Kontaktfläche, wie auch die Kontaktflächenform abbilden sollen.

Schmierstoffvergleich

Der Einfluss ausgewählter Schmierstoffe und der aufgetragenen Menge auf den Reibungskoeffizienten wird anhand experimenteller Versuche unter Laborbedingungen ermittelt. Diese werden auf drei unabhängigen, und im Aufbau abweichenden, Testständen durchgeführt, welche wie folgt ausgeführt sind:

- Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometer (NL-ZST) der Firma *AC2T*
 - Rad mit zylindrischer Oberfläche/Rad mit bombierter Oberfläche – *punktberührend*
- Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometer (HL-ZST) der Firma *AC2T*
 - Zwei Laufräder mit zylindrischer Oberfläche – *linienberührend*
- *TU Wien* Full-Scale-Teststand
 - Realitätsnahes Laufrad in skaliertem Form/Schienenrad

Die Aufbringung der SKS auf die Laufräder der Teststände erfolgt mittels Kunststoffspachtel oder Dosierspritze gleichmäßig über dem Umfang. Dabei werden die Versuchsparameter, wie Drehzahl, Schlupf und Anpresskraft dem jeweiligen Teststand angepasst gewählt. Basierend auf [3] und [4], welche die Untersuchung von SKKM am Teststand der *TU Wien* behandeln, wird eine vorläufige Versuchsmatrix in Abhängigkeit von der Schmierstoffmenge erstellt. Durch mögliche Abweichungen in den im Kontakt auftretenden Größen wird die Versuchsmatrix gegebenenfalls angepasst. Der Referenzwert wird durch einen Trockenlaufversuch ermittelt. Am HL-ZST werden zusätzlich zu den Versuchen bei Standard-Laborbedingungen auch Einflüsse durch Witterung (Temperatur und Feuchtigkeit) und Schlupf erfasst.

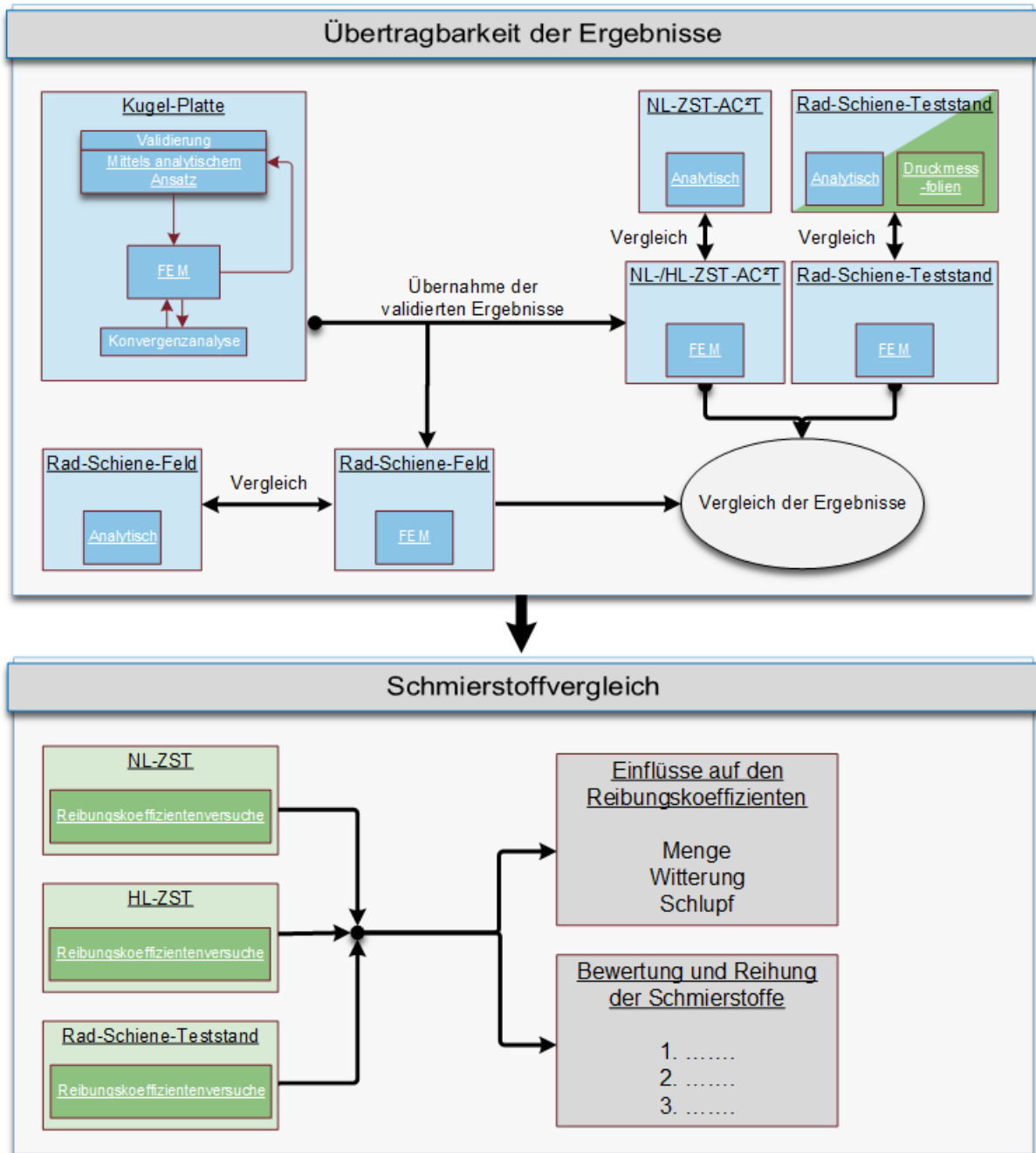


Abbildung 2.1: Ablaufdiagramm der vorliegenden Arbeit (grün hinterlegte Felder: Experimente am Teststand. blau hinterlegt: analytische oder numerische Berechnungen)

Kapitel 3

Grundlagen

Dieses Kapitel deckt die für den weiteren Verlauf notwendigen Grundlagen ab. Um für internationale Kompatibilität in der Eisenbahninfrastruktur zu sorgen, wurden innerhalb der europäischen Union (EU) Richtlinien vereinbart. Diese sind in Normen wie [5], [6] und [7] manifestiert. Abschnitt 3.1 und Abschnitt 3.2 geben einen Überblick über die geforderten Rahmenbedingungen des Rad-Schiene-Systems. In Abschnitt 3.3 wird der theoretische Hintergrund der Kontaktmechanik zwischen Rad und Schiene genauer beleuchtet. Abschnitt 3.4 behandelt die beiden Entgleisungsmechanismen Kippen und Aufklettern. Nachdem die Notwendigkeit der Schmierung geklärt wurde, wird auf die SKS in Abschnitt 3.5 eingegangen. Um im Verlauf auch das numerische Verfahren der Finiten Elemente und die getroffenen Einstellungen nachvollziehen zu können, wird zum Ende des Kapitels in Abschnitt 3.7 in diese Thematik eingeführt.

3.1 Radsatz

Das Rad eines Eisenbahnfahrzeuges ist zumeist Teil einer Radsatzwelle oder eines Losradsatzes. Die Radsatzwelle besteht dabei aus zwei durch eine starre Welle verbundenen Rädern, wodurch ein Drehzahlausgleich zwischen dem kurveninneren und dem kurvenäußeren Rad unterbunden wird. Hingegen sind beim Losradsatz beide Räder, unabhängig von einander, frei drehbar gelagert. Dies ermöglicht bei Kurvenfahrten, dass die Räder unterschiedliche Drehzahlen haben können. In der Vergangenheit wurden Räder oftmals zweiteilig, bestehend aus einem Radkörper und einem Radreifen, ausgeführt. Die kraftschlüssige Verbindung zwischen den beiden Bauteilen wurde mittels Aufschrupfen realisiert. Dabei wurde der Reifen erwärmt und auf die Radscheibe aufgesetzt. Durch das Abkühlen schrumpfte der Innendurchmesser des Reifens wieder auf den Ursprungszustand.

Heutzutage werden sogenannte Vollräder verwendet, welche wiederum auf eine Radsatzwelle gepresst werden. Durch Randschichthärten des Radkranzes nach dem Umformprozess wird die Verschleißbeständigkeit gesteigert.

Ungeachtet dessen, wie das Rad ausgeführt ist, muss es folgende Aufgaben erfüllen:

- vertikale Abtastung der Schiene
- Spurführung entlang der Schiene
- Übertragung von Antriebsmomenten bei angetriebenen Fahrzeugen
- Übertragung des Bremsmomentes bei allen Fahrzeugen

Sowohl die Übertragung der Momente in Fahrtrichtung wie auch die Spurführung quer zur Fahrtrichtung erfolgen durch Kraftschluss zwischen der kegelig ausgeführten Laufläche und dem Schienenkopf. Die konische Form sorgt für den sogenannten Sinus-, Wellen- oder Schlingerlauf, wobei der Radsatz in den Grenzen des Spurspiels alternierend aus der Gleismitte ausgelenkt wird (siehe Abbildung 3.1).

Das Verhalten kann auf Basis der variablen Rollradien (durch den Kegel) der beiden fest verbundenen Räder erklärt werden. Wird der Radsatz bspw. nach in Fahrtrichtung links ausgelenkt, nimmt der Rollradius des linken Rades zu, während er am rechten Rad abnimmt. Bei gleicher Winkelgeschwindigkeit beider Räder beschleunigt das linke Rad. So lenkt der Radsatz ohne äußeren Einfluss zurück in Richtung Gleismitte.

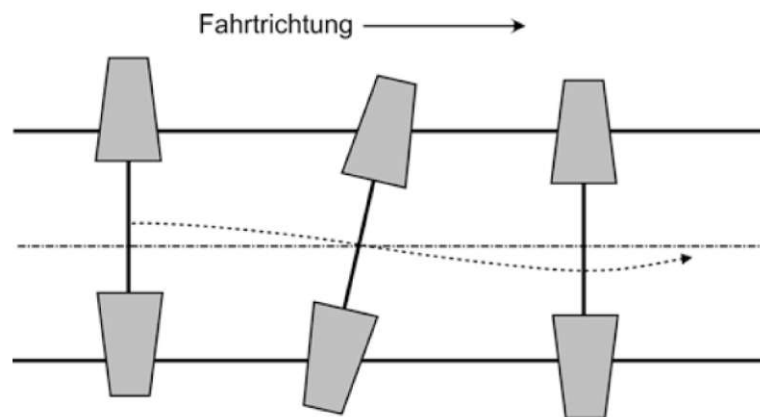


Abbildung 3.1: Grundprinzip des Sinuslaufs aus [8]

Wie Gleichung 3.1 [1] zu entnehmen ist, verhält sich die Frequenz f_{Sinus} des Sinuslaufs proportional zur Geschwindigkeit v_T . Somit steigt die Frequenz mit zunehmender Fahr- geschwindigkeit. Demzufolge steigt der Einfluss dynamischer Massenkräfte und der theo- retische Sinuslauf ähnelt eher einem Zick-Zack-Lauf. Dieser führt zu erhöhten Verschleiß an den Lauflächen, weiters kommt es zum Anschlagen des Spurkranzes. Zum Teil kann

dieses Verhalten durch geeignete Auslegung der Dämpfungsmaßnahmen am Drehgestell unterbunden werden.

$$f_{\text{Sinus}} = \frac{v_T}{2\pi} \sqrt{\frac{2\gamma_e}{r_0 s_R}} \quad (3.1)$$

mit:

- v_T – Fahrgeschwindigkeit/Translationsgeschwindigkeit in $\frac{m}{s}$
- γ_e – effektive Konizität aus der Differenz
der Rollradien bei Querverschiebung
- r_0 – Rollradius bei mittiger Lage des Radsatzes im Gleis in m
- s_R – Abstand der Radaufstandspunkte in m

Doch auch bei der Bogendurchfahrt kommt es zur Spurkranzberührung mit der Schienenkopfflanke. So lenkt der Radsatz zunächst kräftefrei (durch die konische Ausführung der Laufflächen) in den Gleisbogen ein. Die auftretenden Fliehkräfte führen zu einem Versatz des Radsatzes im Gleis, bis schlussendlich der Kontakt mit dem Spurkranz stattfindet.

Um das beschriebene Verhalten des Radsatzes verstehen zu können, muss das Rad selbst genauer betrachtet werden. Hierzu wird die Norm *EN 13715: Bahnanwendungen-Radsätze und Drehgestelle-Räder-Radprofile* [5] unterstützend herangezogen. Wobei im Detail nur das Radprofil *S1002* behandelt werden soll.

Basierend auf dieser Norm werden einerseits neue Räder gefertigt, wie auch Räder im Zuge der Instandhaltung reprofiliert. Sie legt die Geometrie des Spurkranzes wie auch die Neigung der Lauffläche fest. Zur Veranschaulichung soll Abbildung 3.2 dienen, wobei die wichtigsten Abmaße und Koordinatenpunkte am Profil im folgenden aufgelistet werden.

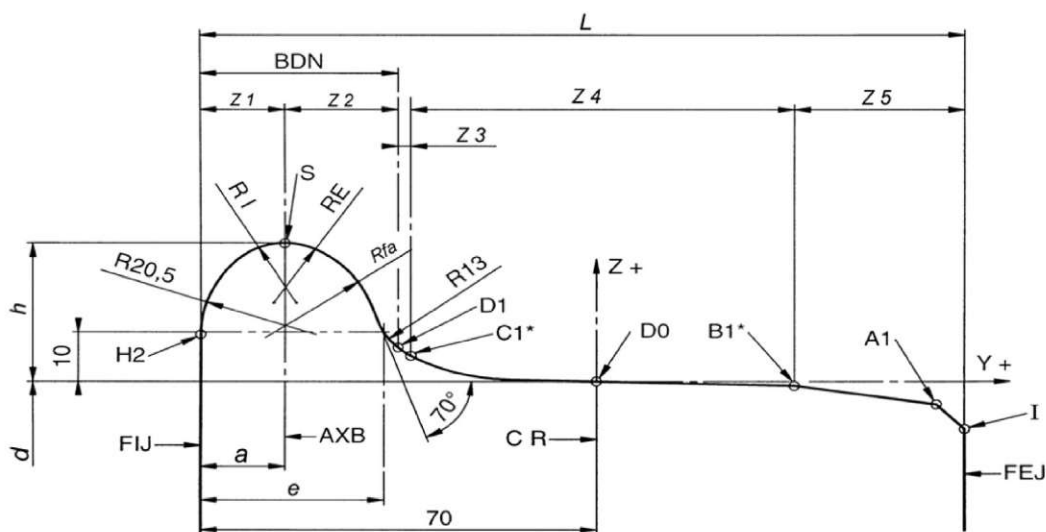


Abbildung 3.2: Radprofil nach [5]

BDN ..	Spurkranz
h	Spurkranzhöhe
e	Spurkranzbreite
d	Raddurchmesser
L	Radkranzbreite
FEJ ...	Außenseite des Rades
FIJ ...	Innenseite des Rades
Z4	Lauffläche
Z5	äußerer Bereich der Lauffläche

Alle Radprofile von Rädern, welche einen Raddurchmesser d von mindestens 330 mm aufweisen, werden nach dieser Norm gefertigt. Die Spurkranzbreite e kann im Bereich von $28,5\text{ mm}$ bis $32,5\text{ mm}$ variiert werden. Die Neigung im äußeren Bereich $Z5$ darf $6,7^\circ$ oder 15° betragen. Der konische Bereich $Z4$ ist für die Selbstzentrierung im geraden Gleis und das kräftefreie Einlenken in den Gleisbogen verantwortlich. Dieser ist durch in Tabellen zusammengefasste Koordinatenpunkte definiert.

3.1.1 Befahren von Gleisbögen

Wie schon beschrieben kann es im geraden Gleis zum Spurkranzkontakt mit der Schienenfahrkante bei Radius 13 mm kommen, meist verursacht durch unzureichende Dämpfungsmaßnahmen. Doch vor allem beim Befahren von Gleisbögen ist mit einer Berührung an der Schienenflanke je nach Bogenradius zu rechnen. Um die möglichen Kontaktstellen ausfindig zu machen, werden in Abbildung 3.3 verschiedene Stellungen eines Schienenfahrzeuges im Gleisbogen dargestellt. Die Abbildung wurde dahingehend vereinfacht, dass der Schienenabstand auf das Spurspiel – die Differenz zwischen Spurweite und Spurmaß (siehe Abbildung 3.5) – geschrumpft wurde und das Fahrzeug nur durch seine Mittellinie dargestellt wird [1].

- Stellung **a**: Außenseitenstellung
Die auftretenden Fliehkräfte bei schnell durchfahrenden Gleisbögen führen zur Berührung der Spurkränze beider Achsen an der bogenäußeren Schiene.
- Stellung **b**: Freilauf
Die Führung erfolgt durch das vordere, bogenäußere Rad. An der hinteren Achse tritt weder innen noch außen Kontakt mit der Schiene auf.
- Stellung **c**: Spießgang
Fährt ein Fahrzeug langsam durch einen engen Gleisbogen, berührt der vordere äußere Spurkranz die Außenschiene und der hintere innere Spurkranz die Innenschiene. Diese Stellung kann außerdem durch kleine Bogenradien und große Achsstände – Abstand zwischen den beiden Radsatzwellen – provoziert werden.

- Stellung **d**: Innensehnenstellung

Wird ein nicht angetriebenes Fahrzeug innerhalb eines Zugverbundes durch einen engen Gleisbogen gezogen, berühren die inneren Räder beider Radsätze die Innenschiene.

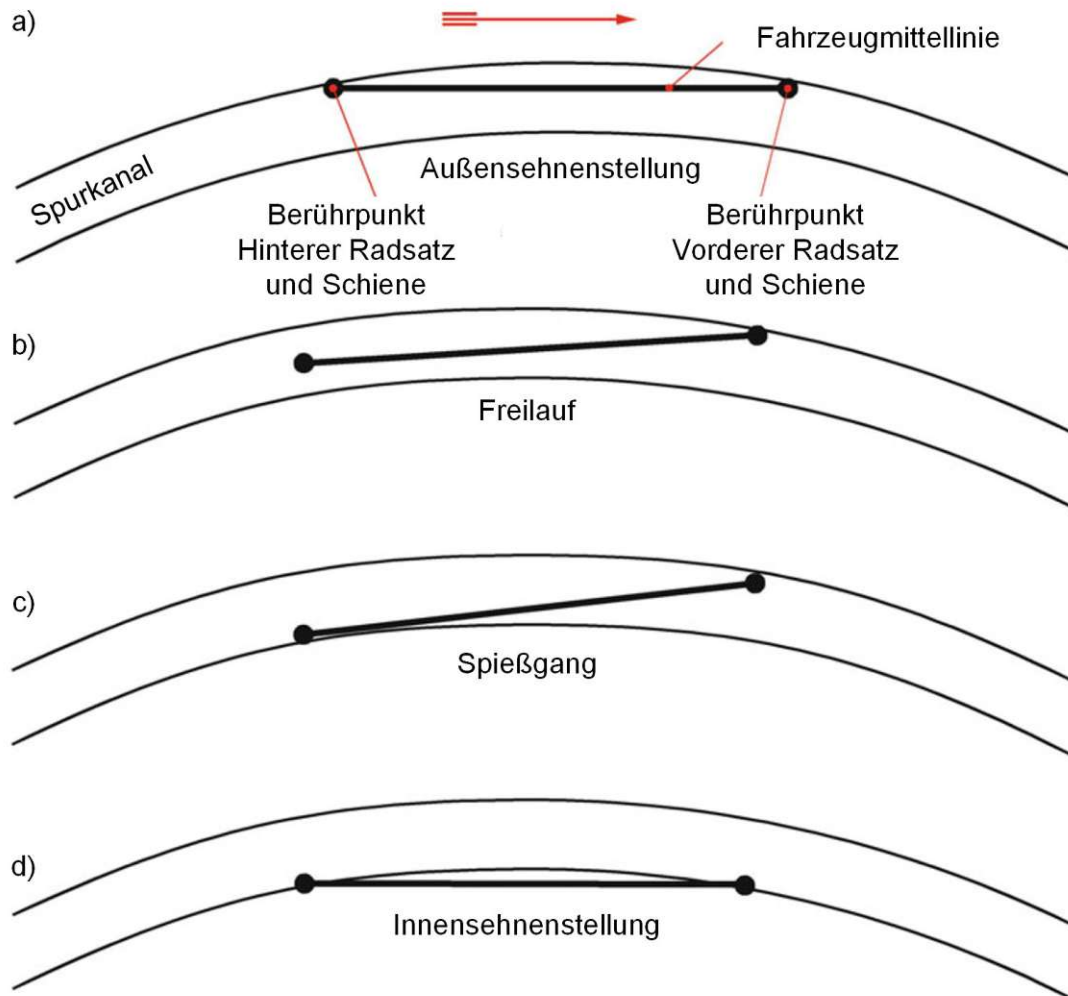


Abbildung 3.3: Stellung eines Schienenfahrzeugs im Gleisbogen aus [1]: a) Außensehnenstellung, b) Freilauf, c) Spießgang und d) Innensehnenstellung

3.2 Schiene

Wie schon erwähnt, dient die Schiene als Führungselement und Fahrbahn. Gefertigt wird sie aus hochreinem Stahl unter Einhaltung der Norm *EN 13674: Bahnanwendungen - Oberbau - Schienen - Teil 1: Vignolschienen ab 46 kg/m* [7]. Neben den zu verwendenden Stahlsorten sind unter anderem auch der Schienenquerschnitt und einzuhaltende Toleranzen bezüglich Geradheit festgelegt. Das Profil *49E1* ist in Abbildung 3.4 dargestellt. Die Schiene wird üblicherweise unter einem Winkel, zumeist 1:40 (in etwa $1,43^\circ$), nach innen geneigt auf den Schwellern montiert. (siehe Abbildung 3.5)

Zu den Aufgaben der Schienen zählen die Übertragung der Radlast und die sichere Führung der Räder. Darüber hinaus wird eine möglichst glatte Fahrbahn gefordert um einerseits den Verschleiß des Rades möglichst gering zu halten und andererseits den geforderten Fahrkomfort gewährleisten zu können [9].

Die Schiene unterliegt Biege- und Torsionsbeanspruchungen hervorgerufen durch Längs- und Querkkräfte. Außerdem erfährt die Schiene, wie das Rad auch, Verschleißerscheinungen durch den vorhandenen Schlupf (siehe Unterabschnitt 3.3.3).

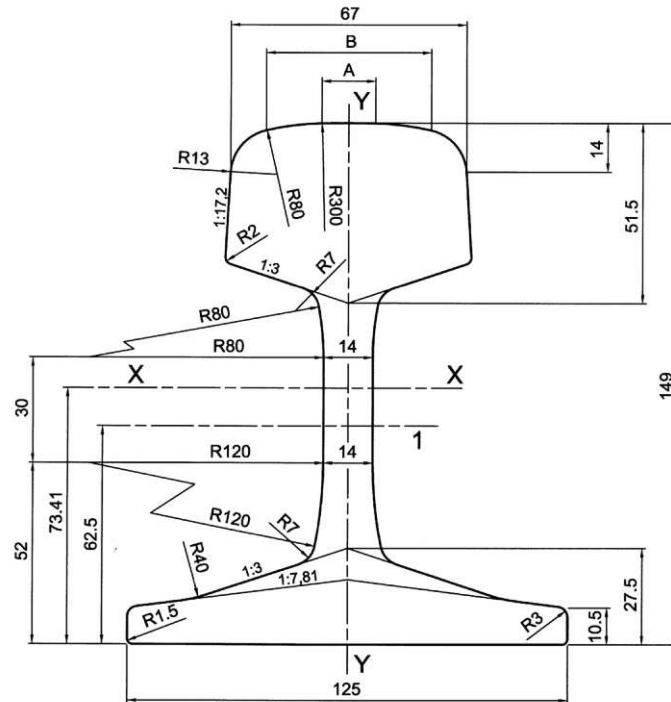


Abbildung 3.4: Schienenprofil 49E1 nach [7]

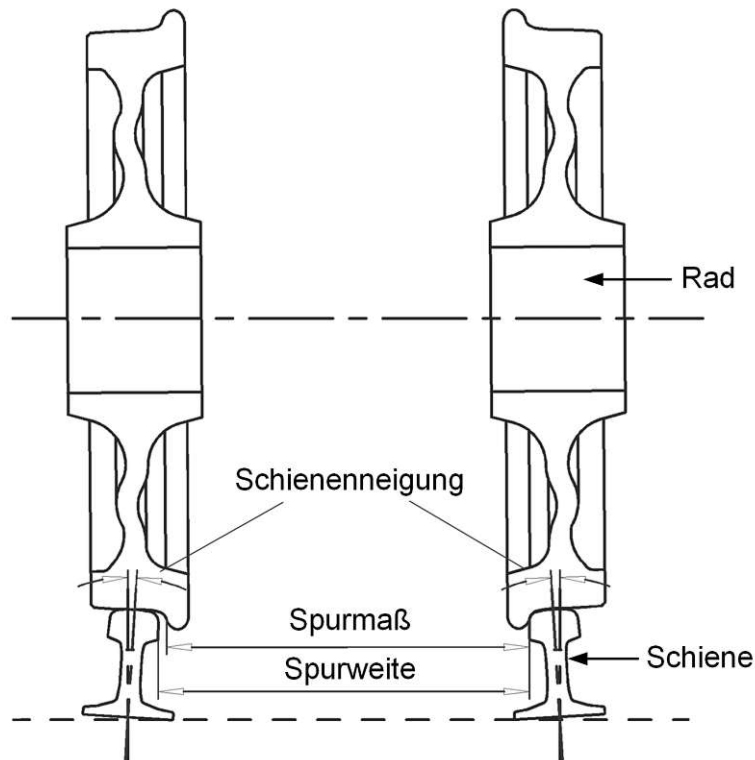


Abbildung 3.5: Definition von Spurweite, Spurmaß und Schienenneigung

3.3 Grundlegende Kontaktmechanik

Die Kontaktmechanik beschäftigt sich mit den während des Kontakts zweier Körper auftretenden Größen. Dabei treten Phänomene wie Reibung und Verschleiß auf Basis des Kontaktes auf. Zur Veranschaulichung soll Abbildung 3.6 dienen. Die y-Achse, die mit der x-Achse die Kontaktfläche aufspannt, zeigt aus der Zeichenebene heraus. Die z-Achse steht normal zur Kontaktebene, zeigt also in Richtung der Schwerkraft. Werden die beiden Körper angenähert und in Kontakt gebracht, bildet sich durch elastische Verformung eine Kontaktfläche aus. Wird eine Last F_N in z-Richtung aufgebracht, spricht man von einem reinen Normalkontaktproblem. Vorausgesetzt die Querkontraktionszahlen der beiden Körper sind ident oder der Kontakt wird als reibungsfrei angesehen. Ist dies nicht der Fall oder führen die Kontaktkörper eine Relativbewegung zueinander aus, treten außerdem Kräfte in der Berührebene (x,y-Ebene) auf. Die Behandlung dieser Größen erfolgt bei Betrachtung des Tangentialkontaktproblems [10].

Ein sehr komplexes und in vielen Arbeiten untersuchtes Kontaktproblem bildet der Rad-Schiene-Kontakt ab.

3.3.1 Normalkontakt

Die in z-Richtung beaufschlagte Anpresskraft, führt zu einer elastischen Verformung im Kontaktbereich. Infolgedessen nähern sich die Körper in Richtung der z-Achse an. Au-

ßerdem kommt es zur Ausbildung einer elliptischen Druckverteilung $p(x, y)$, wobei das Maximum im initialen Berührungspunkt liegt. Ebenfalls elliptisch ist die Kontaktflächenform zu erwarten, welche mit den Halbachsen a und b aufgespannt wird. Die Betrachtung des Normalkontaktproblems liefert Informationen zu den im Kontakt auftretenden Oberflächenspannungen und auch Tiefenspannungen. Außerdem kann über den Zusammenhang zwischen der aufgebrachten Anpresskraft und der Annäherung der beiden Körper eine Aussage über die Steifigkeit des Kontaktes getroffen werden, welcher wiederum die dynamischen Eigenschaften eines dynamischen Systems mitbestimmt [10].

Die Grundlage für die Beurteilung des Kontaktproblems bilden die von *Hertz* veröffentlichten Arbeiten [11] und [12]. Neben dem Vernachlässigen der im Kontakt auftretenden Reibung, wobei man von einem Boussinesq-Problem spricht, werden die folgenden Annahmen getroffen [13]:

- das Materialverhalten beider Körper ist homogen und isotrop
- die Verformung findet im Hooke'schen Bereich statt und ist somit rein elastisch
- im unbelasteten Zustand tritt eine Punktberührung auf
- die resultierende Kontaktfläche ist sehr klein gegenüber den Abmessungen der Körper
- die Oberflächen der unverformten Körper können in unmittelbarer Umgebung der Kontaktstelle durch quadratische Polynome beschrieben werden

Die Arbeit von *Johnson* [14] beschäftigt sich mit dem Problem des Hertz'schen Normalkontaktes. Die detaillierte analytische Vorgehensweise ist in Kapitel 5 beschrieben.

3.3.2 Tangentialkontakt

Wird zusätzlich zur Normalkraft F_N eine Tangentialkraft F_x aufgebracht, verformen sich die Körper auch in tangentialer Richtung (x,y-Richtung). Das Kräftegleichgewicht stellt sich durch die Schubspannungen τ_x und τ_y ein. Wird F_x ausreichend erhöht, kann eine Gleitbewegung auftreten. Vorerst treten erste Verschiebungen in Bereichen lokaler geringer Kontaktdrücke auf. Durch weitere Zunahme von F_x vergrößert sich das Gleitgebiet bis die gesamte Kontaktfläche keine Haftgebiete mehr aufweist. Dabei wird die folgende Haftbedingung über das gesamte Gebiet verletzt.

$$\tau \leq \mu p \quad (3.2)$$

mit:

- τ – Schubspannung im Kontakt in $\frac{N}{m^2}$
- p – Normalspannung im Kontakt in $\frac{N}{m^2}$
- μ – Reibwert in 1

D.h. die auftretende Schubspannung τ im Kontakt übersteigt die Normalspannung p multipliziert mit dem Reibungskoeffizienten μ . Beim vollständigen Gleiten bewegen sich die Körper relativ zueinander. Die nun vorherrschende Schubspannung ist durch die Haftbedingung definiert und entspricht der Grenzspannung τ_{max} . Aus der Gleitbewegung resultiert eine Kraft im Kontakt, welche der Relativbewegung entgegengesetzt wirkt [8].

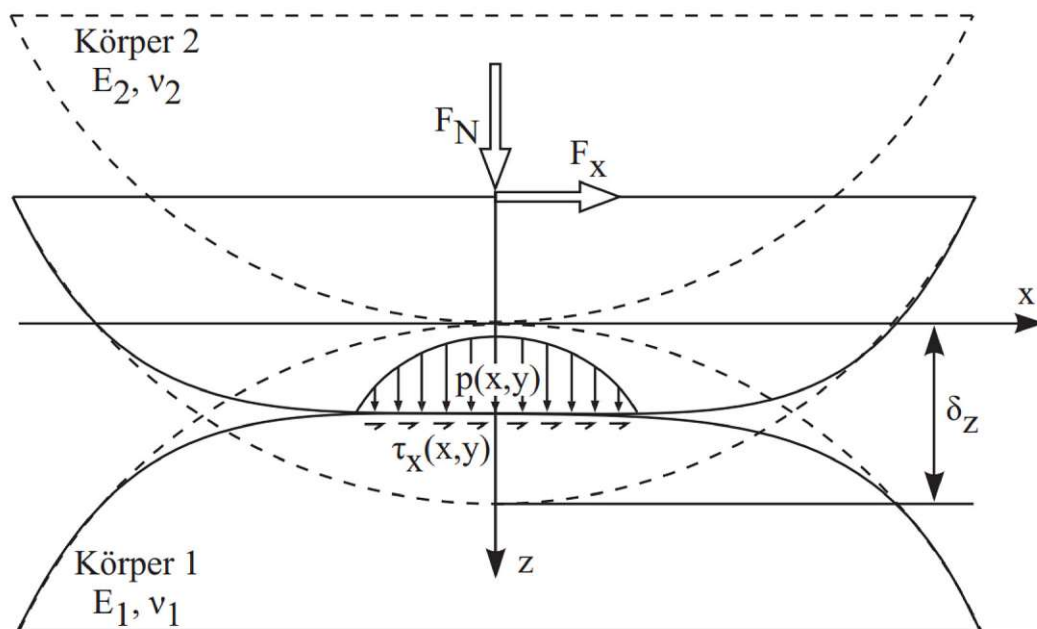


Abbildung 3.6: Kontakt zweier elastischer Körpern [15]

Die ersten Untersuchungen zur Kraftübertragung von Rad und Schiene führte *Carter* [16] durch. Er reduzierte das dreidimensionale, recht komplexe Problem auf ein zweidimensionales Problem und ließ zwei Zylinder, unter Berücksichtigung von Längsschlupf (siehe Gleichung 3.5), aufeinander abrollen. Auch *Buffler* [17] und *Föppl* [18] haben sich mit diesem Problem auseinandergesetzt. *Föppl* betrachtete eine Walze zwischen zwei Ebenen und ließ den Radius gegen unendlich steigen (Ebene), wobei die Abplattung ebenfalls gegen unendlich strebte. Daher führten ausschließlich konvexe Körper zu plausiblen Ergebnissen. *Johnson* [19] widmete sich dem um die dritte Dimension erweiterten rollenden Kontakt einer Kugel auf einer Ebene. Schlussendlich hat *Kalker* in [20] den Rollkontakt verallgemeinert, zunächst auf eine elliptische Kontaktfläche beschränkt und später in [21] um die nichtelliptische Kontaktfläche erweitert.

3.3.3 Rollkontakt

Beim Rad-Schiene-Kontakt spricht man von einem Rollkontaktproblem. Dabei resultieren die vorher beschriebenen Tangentialspannungen im Gleitkontakt aus dem Antriebs- oder Bremsmoment. Wie auch beim Tangentialkontakt wird das Gleitgebiet mit zunehmendem Moment größer, bis schlussendlich die gesamte Kontaktfläche gleitet. Ab diesem Zeitpunkt wird die Annahme des reinen Rollens verletzt. Diese besagt, dass die Umfangsgeschwindigkeit v_U des Rades mit der Translationsgeschwindigkeit v_T des Radmittelpunktes gleichzusetzen ist (siehe Gleichung 3.3). Dabei rollt das Rad, mit dem Radius R und der Winkelgeschwindigkeit ω auf einer Ebene ab [8].

$$v_T = v_U = \omega R \quad (3.3)$$

mit:

- v_T – Fahrgeschwindigkeit/Translationsgeschwindigkeit in $\frac{m}{s}$
- v_U – Umfangsgeschwindigkeit des Rades in $\frac{m}{s}$
- ω – Winkelgeschwindigkeit des Rades $\frac{1}{s}$
- R – Rollradius des Rades in m

Doch Schlupf wird nicht nur durch das globale Gleiten des gesamten Kontaktbereiches verursacht. Auch bei kleinen auftretenden Momenten ist eine Differenz zwischen Rotations- und Fahrgeschwindigkeit festzustellen. Auch hier spricht man von Schlüpfen, welche jedoch auf die elastische Verformung des Rades zurückzuführen sind und ebenfalls für Verschleiß sorgen können. Diese Art des Schlupfes soll im weiteren Verlauf der Arbeit jedoch unberücksichtigt bleiben. Der im weiteren Verlauf bezeichnete Schlupf wird sich somit ausschließlich auf den Starrkörperschlupf beziehen.

Somit ist immer dann von Schlupf die Rede, wenn eine Differenz zwischen der Translations- und der Rotationsgeschwindigkeit auftritt, wie in Gleichung 3.4 gezeigt.

$$v_{Schlupf} = v_T - \omega R \quad (3.4)$$

Wird die Schlupfgeschwindigkeit $v_{Schlupf}$ weiters auf die Translationsgeschwindigkeit v_T bezogen, folgt im allgemeinen der dimensionslose Schlupf s nach Gleichung 3.5.

$$s = \frac{v_{Schlupf}}{v_T} = \frac{v_T - \omega R}{v_T} = 1 - \frac{\omega R}{v_T} \quad (3.5)$$

Beim angetriebenen Rad wird dieser Schlupf negativ, wohingegen ein gebremstes Rad einen positiven Schlupf zur Folge hat. In [1] wird eine in der Schienenfahrzeugtechnik übliche Definition verwendet. Dabei wird, wie in Gleichung 3.6 und 3.7 angeschrieben,

zwischen dem Bremsschlupf s_B und dem Antriebs-/Treibschlupf s_T unterschieden, wodurch immer ein positiver Wert zu erwarten ist.

$$s_B = 1 - \frac{\omega R}{v_T} \quad (3.6)$$

$$s_T = 1 - \frac{v_T}{\omega R} \quad (3.7)$$

mit:

s_B	–	Bremsschlupf in 1
s_T	–	Treibschlupf in 1
v_{Schlupf}		Schlupfgeschwindigkeit in $\frac{m}{s}$
v_T	–	Fahrgeschwindigkeit/Translationsgeschwindigkeit in $\frac{m}{s}$
ω	–	Winkelgeschwindigkeit des Rades $\frac{1}{s}$
R	–	Rollradius des Rades in m

Insgesamt wird in drei Starrkörperschlupfe unterschieden, wobei das verwendete Koordinatensystem in Abbildung 3.7 dargestellt ist:

- Längsschlupf - in Fahrtrichtung entlang der x-Achse
- Querschlupf - lateral zur Fahrtrichtung entlang der y-Achse
- Bohrschlupf - um die z-Achse normal zur Kontaktfläche

Wichtig ist hier noch zu erwähnen, dass eine Abhängigkeit zwischen den Schlupfrichtungen besteht. So führt beispielsweise ein hoher Querschlupf zu geringeren übertragbaren Kräften in Längsrichtung und umgekehrt. Der Einfluss von Quer- und Bohrschlupf wird jedoch im weiteren Verlauf als nicht relevant eingestuft und bleibt demnach unberücksichtigt.

3.4 Sicherheit gegen Entgleisen

Wie in Abschnitt 3.1 und Abschnitt 3.2 beschrieben, besteht die Hauptaufgabe von Rad und Schiene darin, das Fahrzeug sicher in der Spur zu führen. Kann diese Forderung nicht mehr gewährleistet werden, spricht man vom Entgleisen eines Zuges. Die Ursachen können unterschiedlichster Natur sein. Unter Vernachlässigung des mechanischen Versagens einer Komponente wie Rad oder Schiene, kann ein Entgleisen des Zuges durch Kippen oder Aufklettern verursacht werden.

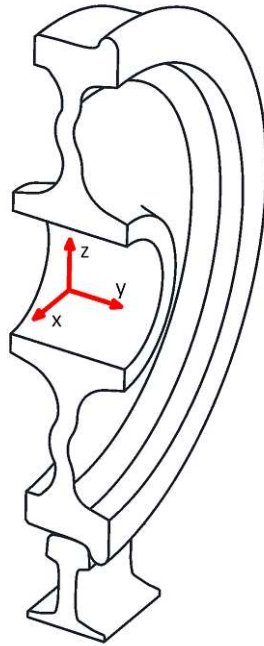


Abbildung 3.7: Koordinatensystem des Rad-Schiene-Kontaktes

3.4.1 Kippen

Das Fahrzeug kippt, wenn das Kippmoment M_K größer wird als das Standmoment M_S . Grafisch kann dieser Umstand durch Betrachtung der Resultierenden F_{Res} aus der Fliehkraft F_h und der Gewichtskraft G beurteilt werden. Solange der Zeiger der Resultierenden innerhalb der Spur liegt, ist das Standmoment größer als das Kippmoment und der Zug kippt nicht (wie in Abbildung 3.8b). Sobald der Zeiger über den rot dargestellten Kippunkt aus der Spur hinaus wandert, kippt der Zug.

Kippen kann auch anhand der folgenden Gleichungen beschrieben werden. Zuerst soll die in Abbildung 3.8a gezeigte Situation eines nicht überhöhten Gleisbogens hergeleitet werden.

$$M_{K1} = F_h \cdot h_s = \frac{m v^2}{r} \cdot h_s \quad (3.8)$$

$$M_{S1} = G \cdot l_s = m g l_s \quad (3.9)$$

Aufstellen des Momentengleichgewichts und Auflösen nach der Beschleunigung führt demnach für den nicht überhöhten Gleisbogen zu:

$$\frac{v_T^2}{r} = a_{kip,1} = \frac{g l_s}{h_s} \quad (3.10)$$

Im überhöhten Gleis, nach Abbildung 3.8b, werden die beiden Momente wie folgt aufge-

stellt:

$$M_{K2} = (F_h \cos \alpha - G \sin \alpha) \cdot h_s = \left(\frac{m v^2}{r} \cos \alpha - G \sin \alpha \right) \cdot h_s \quad (3.11)$$

$$M_{S2} = (G \cos \alpha) \cdot l_s \quad (3.12)$$

Demnach folgt die Seitenbeschleunigung für den überhöhten Gleisbogen zu:

$$a_{kip,2} = \frac{g l_s}{h_s} + g \tan \alpha \quad (3.13)$$

mit:

- a_{kip} – Seitenbeschleunigung bei der Kippen auftritt in $\frac{m}{s^2}$
- M_K – Kippmoment in Nm
- M_S – Standmoment in Nm
- F_h – Fliehkraft in N
- G – Gewichtskraft in N
- h_s – vertikaler Abstand des Schwerpunktes zum Kippunkt in m
- l_s – lateraler Abstand des Schwerpunktes zum Kippunkt in m
- m – Masse in kg
- v_T – Fahrgeschwindigkeit in $\frac{m}{s}$
- r – Radius des Gleisbogens in m
- α – Überhöhungswinkel in $^\circ$
- g – Erdbeschleunigung in $\frac{m}{s^2}$

Der Vergleich von Gleichung 3.10 und Gleichung 3.13 zeigt schnell, dass die konstruktive Maßnahme der überhöhten Gleisbögen durchaus ihre Berechtigung hat. In einem nicht überhöhten Gleisbogen mit 1435 mm Spurweite kippt der Zug demnach bei $3,7 \frac{m}{s^2}$ Seitenbeschleunigung, vorausgesetzt sie wirkt über einen längeren Zeitraum. Im Mischbetrieb von Reise- und Güterzügen ist nach [1] ein maximaler Überhöhungswinkel von 7° , je nach Spurweite, zulässig. Damit lässt sich die zulässige Seitenbeschleunigung um bis zu 33 % steigern. Dies wiederum erlaubt höhere Kurvengeschwindigkeiten nach Gleichung 3.10.

3.4.2 Aufklettern

Doch nicht nur das in Unterabschnitt 3.4.1 betrachtete Kippen in Gleisbögen stellt eine Gefahr des Entgleisens dar. Wird der rot gekennzeichnete Kippunkt aus Abbildung 3.8 genauer betrachtet und die Radkräfte F_{Rv} bzw. F_{Rh} unter Berücksichtigung des Spurkranzwinkels $\beta = 70^\circ$ (siehe auch Abbildung 3.2) aufgespalten, kann das Aufkletterkriterium nach *Nadal* [9] hergeleitet werden. In Abbildung 3.9 wird der Kräfteplan,

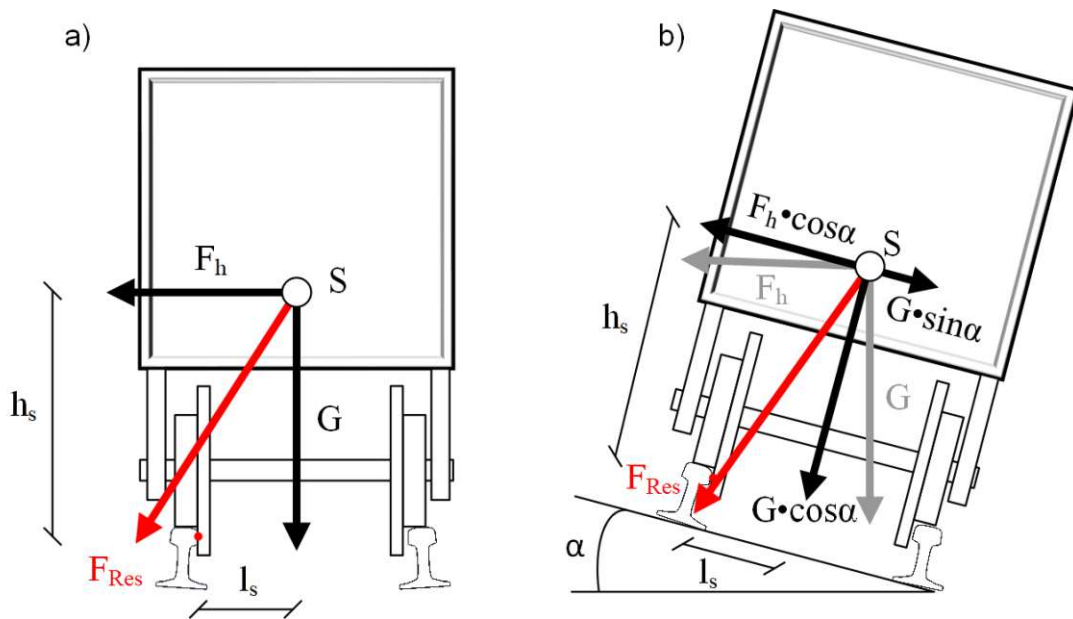


Abbildung 3.8: Kräftegleichgewicht im a) nicht überhöhten Gleisbogen und b) im überhöhten Gleisbogen

separat für beide Radkräfte, dargestellt.

Anhand des Kräftegleichgewichts (siehe Gleichung 3.14) im Kippunkt, kann das zulässige Kräfteverhältnis in Gleichung 3.15 ermittelt werden.

$$F_{Rv} (\mu_{Sp} \cos \beta - \sin \beta) + F_{Rh} (\mu_{Sp} \sin \beta + \cos \beta) = 0 \quad (3.14)$$

$$\frac{F_{Rh}}{F_{Rv}} = \frac{\sin \beta - \mu_{Sp} \cos \beta}{\mu_{Sp} \sin \beta + \cos \beta} = \frac{\tan \beta - \mu_{Sp}}{1 + \mu_{Sp} \tan \beta} \quad (3.15)$$

mit:

- F_{Rv} – vertikale Radlast in N
- F_{Rh} – horizontale Radlast in N
- μ_{Sp} – Spurkranzreibungskoeffizient in 1
- β – Spurkranzwinkel in $^\circ$

Unter der Annahme des Reibungskoeffizienten $\mu_{Sp} = 0,35$ resultiert das zulässige Verhältnis der beiden Radkräfte zu 1,2. Dieser Wert darf auch bei auftretenden dynamischen Kräften unter keinen Umständen überschritten werden, um das Sicherheitskriterium des sehr vereinfachten Modells nach *Nadal* gegen Aufklettern nicht zu verletzen.

Dieser Ansatz berücksichtigt jedoch weder die Dauer einer Überschreitung des kritischen Wertes noch einen ungünstig großen Anlaufwinkel (bspw. beim Spießgang nach Abbildung 3.3). Außerdem führt ein erhöhter Reibungskoeffizient zu einer Reduktion des „real“ zulässigen Verhältnisses. So würde ein Reibungskoeffizient $\mu_{Sp} = 0,5$ ein Kräfteverhältnis

nis $\frac{F_{Rh}}{F_{Rv}} = 0,95$ zur Folge haben und die eintgleisungssichere Fliehkraft bei konstanter Vertikallast entsprechend reduzieren.

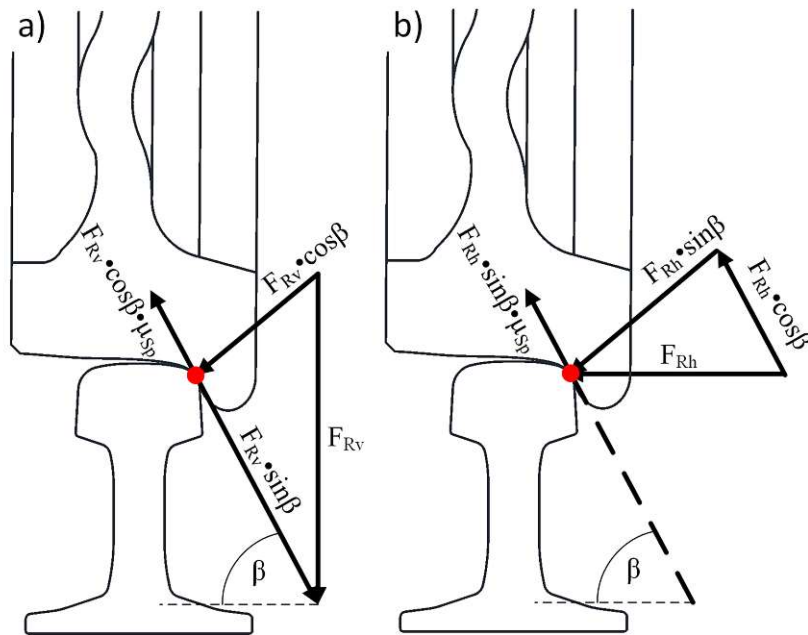


Abbildung 3.9: Kräfte am Spurkranz infolge a) der Gewichtskraft und b) der Fliehkraft

Um die Sicherheit gegen Entgleisen im Betrieb gewährleisten zu können, werden im Zuge des Zulassungsverfahrens eines Eisenbahnfahrzeuges streng geregelte Versuche und/oder Simulationen nach Norm *EN 14363: Bahnanwendungen - Versuche und Simulationen für die Zulassung der fahrtechnischen Eigenschaften von Eisenbahnfahrzeugen - Fahrverhalten und stationäre Versuche* [22] durchgeführt.

3.5 Schienenflanken- und Spurkranzschmierung

Hohe Reibungskoeffizienten kombiniert mit Schlupf sind ein Garant für hohen Verschleiß an Rad und Schiene. Vor allem im Bereich des Spurkranzes bzw. der Schienenflanke findet regelmäßiger Kontakt statt, welcher neben dem erhöhten Verschleiß auch zu einer ungewollten Geräuschabstrahlung führt. Auch die Gefahr des Aufkletterns des Rades (siehe Unterabschnitt 3.4.2), welche bis zum Entgleisen des Zuges führen kann, soll durch Reduktion des Reibungskoeffizienten minimiert werden. Betreiberforderungen hinsichtlich hoher Laufleistungen der Räder oder lange Standzeiten des Gleises sind ohne geeignete Schmieranlagen nicht realisierbar. Aufgrund der genannten Vorteile sind diese Systeme in nahezu jeder Ausschreibung neuer Fahrzeuge zu finden und zählen somit schon zur Grundausstattung [23].

Nach Norm *EN 15427: Bahnanwendungen-Behandlung der Reibung zwischen Rad und Schiene-Spurkranzschmierung* [24] müssen unter allen Umständen folgende Punkte be-

achtet werden:

- kein Verlust von Traktion und Bremswirkung
- Signalsysteme und Gleisstromkreise bleiben unbeeinflusst
- keine Erhöhung der Brandgefahr
- keine umweltschädlichen Auswirkungen
- die Verträglichkeit zwischen dem Schmierstoff und anderen flüssigen, wie auch festen Stoffen muss gewährleistet sein

Für die Aufbringung des Schmierstoffes können unterschiedliche Ansätze verfolgt werden. So werden die Schienen von Straßenbahnen stellenweise mit sogenannten Schmierkanälen (siehe Abbildung 3.10) versehen, wodurch eine Förderung des Schmierstoffes durch die Schiene selbst möglich ist.

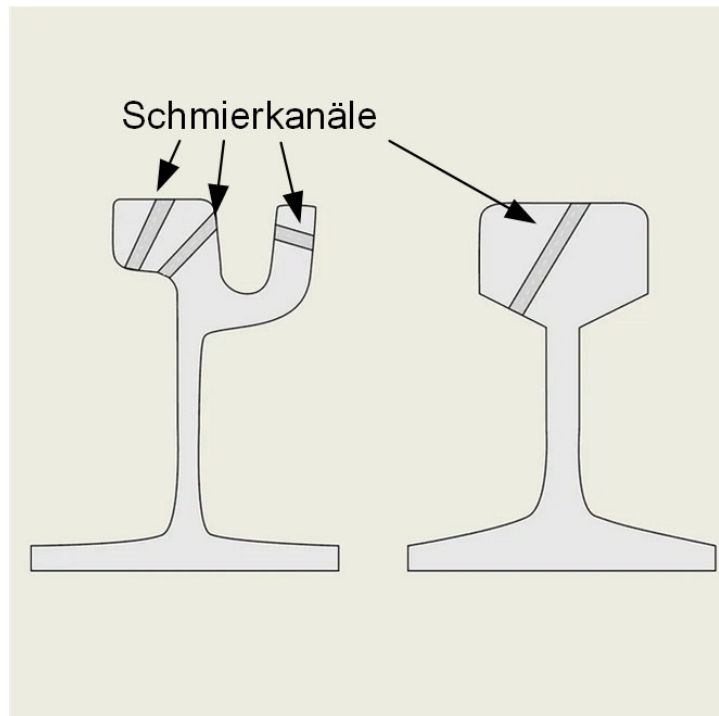


Abbildung 3.10: Schmierkanäle für stationäres Schienenschmiersystem bei Straßenbahnen aus [25].

Die deutlich höher belasteten Gleise bei Vollbahnen lassen solch eine Schwächung der Schiene nicht zu. So kommen hier mobile und/oder stationäre Schmiersysteme zum Einsatz, welche den Schmierstoff auf die Schiene oder das Rad aufbringen.

3.5.1 Stationäre Schmiersysteme

Diese Schmierstationen werden im geraden Gleisstück vor dem Gleisbogeneingang installiert. So wird der aufgebrauchte Schmierstoff über den Bogen hinweg mitgetragen und verteilt. Durch Verschleppungsweiten von einigen Kilometern können mit einer Station oftmals mehrere aufeinander folgende Kurven versorgt werden. Der Aufbau dieser Systeme setzt sich meist wie folgt zusammen [26] Abbildung 3.11:

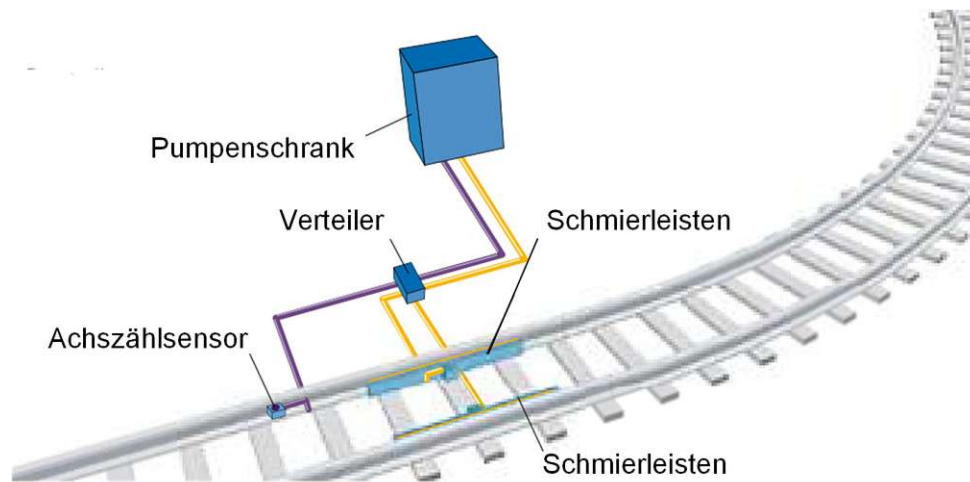


Abbildung 3.11: Prinzipskizze eines stationären Schienenflankenschmiersystems aus [26]

Der Achszählsensor detektiert die vorbeilaufenden Achsen und signalisiert der Steuerung, welche meist im Pumpenschrank untergebracht ist, wann ein Schmierzyklus gestartet werden soll. Der erforderliche Förderdruck für den hochviskosen Schmierstoff – oftmals Schmierfett – wird von einer Pumpe gewährleistet. Über Leitungen wird der Schmierstoff zu den Schmierleisten gefördert. Ein zwischengeschalteter Hauptverteiler sorgt für die kontrollierte und präzise Verteilung auf die Schmierleisten, welche mit Bürsten versehen sind und den Schmierstoff auf passierende Radflanken verteilen. Wie in Unterabschnitt 3.1.1 beschrieben, kann bspw. in schnellbefahrenen Gleisbögen auf die Schmierleiste an der Innenseite verzichtet werden, da der Kontakt durch die Außenseitenstellung ausschließlich an der bogenäußeren Schiene stattfindet [24]+[26].

Je nach Verkehrsaufkommen bildet sich so ein gleichmäßiger Schmierfilm über den Gleisbogen hinweg aus.

3.5.2 Mobile Schmiersysteme

Doch auch fahrzeuggebundene Systeme werden für die SKS und auch SKK eingesetzt. Das System wird hier an der ersten Achse des Zugfahrzeuges angebracht. Bei Vollbahnen, welche bereits mit einem Druckluftsystem ausgestattet sind, wird mittels Druckluft das Schmierfett zu den Sprühdüsen gefördert. Diese sind im Falle der SKS auf den Spurrkranz des Rades ausgerichtet und tragen einen dünnen Schmierfilm auf. Direkter Kontakt

mit der Schienenflanke ermöglicht die Übertragung auf die Schiene, wodurch auch die nachfolgenden Räder geschmiert werden.

Die Systeme können nach Abbildung 3.12 hinsichtlich Position der Schmierstoffdosierung unterschieden werden. Eine sehr kompakte Bauweise wird durch Beimengung von Druckluft direkt nach dem Schmierfettbehälter erreicht, da lediglich eine Leitung benötigt wird. Wird hohe Dosiergenauigkeit gefordert, kann mittels getrennter Schmierstoff- und Druckluftführung unter Hinzunahme einer weiteren Leitung die Zusammenführung an der Düse erfolgen.

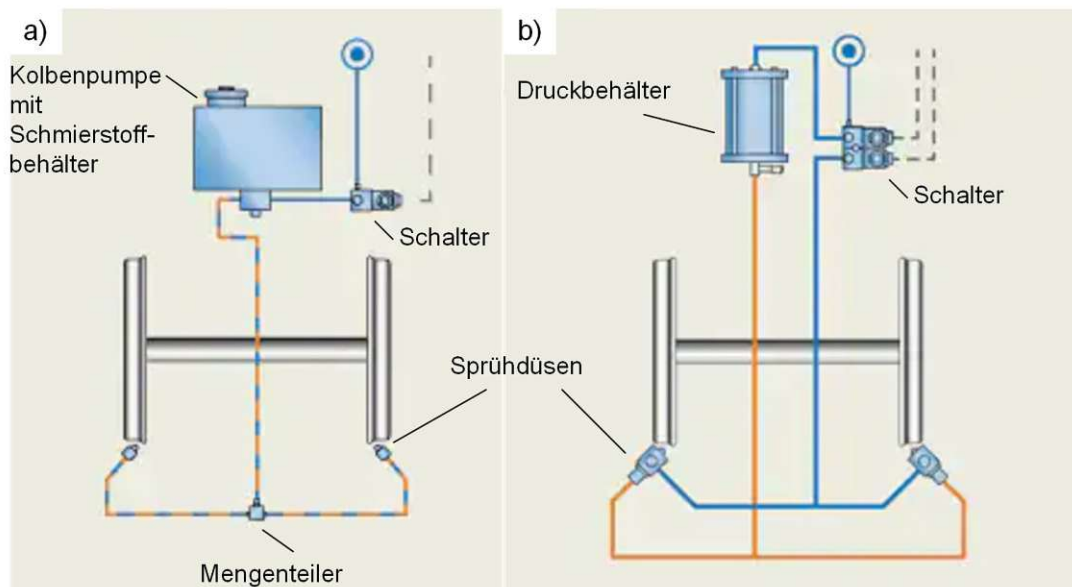


Abbildung 3.12: SKF EasyRail Compact a) und SKF EasyRail Low Pressure b)

3.6 Untersuchungen zum Spurkranzkontakt

Der Rad-Schiene-Kontakt zeichnet sich im allgemeinen durch eine Kombination aus Roll- und Gleitbewegungen aus. Im geraden Gleis steht die Radlaufläche mit dem Schienenkopf in Kontakt, wohingegen in Gleisbögen der Spurkranz des Rades mit der Fahrkante bis hin zur Schienenflanke in Kontakt tritt. Es kommt zu hohen Relativgeschwindigkeiten zwischen dem drehenden Spurkranz und der ruhenden Schiene. Eine Kontaktfläche kann grundsätzlich unterteilt werden in Gleit- und Haftzonen. Wobei mit zunehmender Kraft in der Kontaktebene – der Tangentialkraft – auch der Gleitbereich größer wird, während die Fläche der Haftzone abnimmt. Die Tangentialbelastung kann solange gesteigert werden, bis die Haftbereiche zur Gänze verschwunden sind und reines Gleiten auftritt, wie es im Bereich des Spurkranzes der Fall ist. Diese Gleiterscheinungen kombiniert mit unzureichenden reibungsmindernden Maßnahmen führt zu erhöhtem Verschleiß.

Im Folgenden werden Arbeiten angeführt, welche sich mit dem erhöhten Verschleiß an

Gleisbögen, der numerischen Ermittlung von Kontaktgrößen und dem Einfluss von SKS auf den Verschleiß auseinandersetzen.

Verschleiß an Spurkranz und der Schienenfahrkante

Olofsson & Telliskivi [27] führten Untersuchungen zum Zusammenhang von Verschleiß, Gleitgeschwindigkeit und Kontaktdruck durch. Dabei unterschieden sie zwischen mildem und schwerem Verschleiß. Milder Verschleiß ist dadurch gekennzeichnet, dass durch leichten Oxidabrieb eine glattere Oberfläche resultiert, verglichen mit dem Ausgangszustand. Schwerer Verschleiß hingegen verursacht eine rauhere Oberfläche, hohe plastische Verformung und sichtbaren metallischen Abrieb. Mittels Feldversuchen und Labortests hat sich gezeigt, dass vor allem hohe Gleitgeschwindigkeiten kombiniert mit hohen Drücken zu schwerem Verschleiß führen. Die Verschleißrate, gemessen am Volumenverlust, soll im Bereich der Fahrkante demnach um das 10-fache größer sein im Vergleich zum milden Verschleiß am Schienenkopf.

Reduktion des Verschleißes durch Schmierung

Schon seit Mitte der 1970er Jahre werden Schmierstoffe an der bogenäußeren Schiene angebracht um den Verschleiß zu reduzieren. Strenger werdende Umweltregularien fordern eine Umstellung von mineralölbasierten Schmierstoffen auf umweltfreundliche Alternativen, jedoch ohne Einbußen hinsichtlich Verschleißreduktion an der Schienenfahrkante. Um die reibungsmindernden Eigenschaften zu verbessern, mengte man dem Schmierstoffen zusätzlich Graphit bei. Dieser bringt jedoch den Nachteil des Klumpens mit sich, wird er unter Druck gelagert.

Waara [28] führte demnach Untersuchungen zu den beschriebenen Punkten durch und beschäftigte sich zudem mit dem allgemeinen Einfluss der SKS auf den Verschleiß. Zudem wurde die Effektivität des Schmierstoffs in Abhängigkeit von der Entfernung zur Einbringstelle beobachtet. Um dies zu überprüfen wurden in ersten Feldtests an sechs Gleisbögen *Clicomatic*-Einheiten appliziert. Diese bestehen aus einem Behälter, welcher über einer Förderleitung mit einer Düse verbunden ist. Das Sprühsignal wird durch einen in der Einheit enthaltenen Beschleunigungssensor – dieser detektiert das herannahende Fahrzeug über Vibrationen – ausgelöst. Die Sprüheinheit bringt dann auf einer Länge von 0,75 m eine Schmierschicht auf die Schienenflanke auf. Verglichen wurden rapsölbasierte Schmierstoffe mit mineralölbasierten Schmierstoffen (inkl. Graphitzusatz).

Es konnten die folgenden Erkenntnisse gewonnen werden:

- Anhand des Feldtests konnte gezeigt werden, dass der Verschleiß durch Schmierungsmaßnahmen um das 16 bis 21-fache reduziert werden kann.

- Die Verwendung des umweltverträglichen, rapsölbasierten Schmierstoffes führte zur selben Verschleißreduktionen wie die mineralölbasierten.
- Der Vergleich von Feldergebnissen der Wintermonate mit Laborergebnissen unter Einsatz von Wasser führten zu ähnlichem Verschleiß. Dies stärkt die Annahmen, dass während der Wintermonate eine Schmierung durch einen Wasserfilm stattfindet.
- Der Verschleiß in einer Entfernung 50 m von der Aufbringstelle ist in etwa doppelt so groß wie jener in 5 m Entfernung.

Für die Vorhersage über die Entwicklung des Schienen- und Radprofils infolge Verschleiß, gibt es Tools, welche Mehrkörpersimulationen und tribologische Modelle des Materialabtrags berücksichtigen. Eine Herangehensweise, die tribologischen Eigenschaften abzubilden, bietet das Gegenüberstellen des Verschleißes (in Form des Materialabtrags) und der Energie im Kontakt. Wobei die Energie in Form des Parameters $T\gamma$ aus der Tangentialkraft T und dem Schlupf γ gebildet wird. Der Materialabtrag wurde in der Vergangenheit mittels Experimenten für trockene Bedingungen ermittelt, wodurch Abweichungen in den Simulationen zu erwarten sind, sobald Fremdstoffe (Wasser oder Schmierstoff) im Kontakt vorkommen.

Motiviert durch diesen auftretenden Fehler, führte *Hardwick* [29] Untersuchungen auf einem Zwei-Scheiben-Tribometer durch. Neben dem Trockenversuch führte er zudem Versuche nach Einbringung von Wasser und Schmierstoff durch. Die Verschleißraten wurden dabei für Schlupfe zwischen $0,1\%$ und 20% ermittelt. Auch durch diese Arbeit konnte eine starke Reduktion des Verschleißes durch Einsatz von Schmierstoffen gezeigt werden. Außerdem konnte ein verschleißmindernder Einfluss durch Wasser in der Kontaktstelle vor allem bei geringen Schlupfen festgestellt werden.

Vergleich zwischen FEM, Hertz-Methode und CONTACT

Telliskivi & Olofsson [30] beschäftigten sich außerdem mit unterschiedlichen Methoden, das Rad-Schiene-Kontaktproblem zu lösen. Basierend auf den Halbraum-Annahmen und einem linear-elastischen Materialmodell untersuchten sie den Kontakt mittels analytischen Hertz-Ansatzes und des numerischen Codes von Kalker, genannt CONTACT. Die Halbraum-Annahmen setzen dabei eine kleine Kontaktfläche im Vergleich zu den im Kontakt stehenden Radien der beteiligten Körper voraus. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen wurden mit jenen aus FEM-Berechnungen verglichen. Der Vergleich wurde zum einen im Bereich der Schienenfahrkante (Fall 1) und zum anderen am Schienenkopf (Fall 2) durchgeführt. Für beide Fälle hat sich gezeigt, dass die beiden Halbraum-Ansätze nach Hertz und Kalker sehr gut korrelieren. Verglichen mit dem FEM-Ansatz, welcher eine feine Diskretisierung und ein plastisches Materialverhalten zulässt, treten jedoch vor allem im Bereich der Fahrkante große Unterschiede hinsichtlich Kontaktfläche, Kontaktdruck

und Vergleichspannung auf. Wie auch *Cassidy* [31] und *Knothe* [32] wird bspw. der Kontaktdruck im Bereich der Fahrkante stark überschätzt.

3.7 Finite-Elemente-Methode

Eine Vielzahl von analytischen Ansätzen ermöglicht es, Probleme der Strukturmechanik, Thermodynamik, Strömungsmechanik uvm. exakt zu lösen. Beispielsweise die Durchbiegung eines Balkens oder die Wärmeleitung durch eine homogen geschichtete Wand. Solche Ansätze sind jedoch meist durch vereinfachende Annahmen nur begrenzt einsetzbar, wodurch komplexe Problemstellungen damit nicht lösbar sind. Auch die Kontaktrechnung des Rad-Schiene-Kontaktes ist analytisch nur begrenzt möglich.

Die FEM ist ein numerisches Näherungsverfahren, welches eine approximierete Lösung solch komplexer Aufgaben ermöglicht. Basierend auf einer kontinuumsmechanisch konsistenten Theorie besitzt sie keinerlei Einschränkungen hinsichtlich geometrischer oder materieller Nicht-Linearitäten. Um die im weiteren Verlauf der Arbeit vorkommenden Berechnungen nachvollziehbar zu machen, soll auf die Grundlagen des kontinuumsmechanischen Ansatzes eingegangen werden. Außerdem werden die wichtigsten Einstellungen, welche im kommerziellen Softwarepaket ANSYS gesetzt wurden, behandelt.

Die grundsätzliche Vorgehensweise gliedert sich in die folgenden Punkte:

- Idealisierung des Bauteils/der Baugruppe
- Diskretisierung/Vernetzung
- Lösung des Gleichungssystems
- Auswertung, auch Postprocessing genannt

Elastostatik

Anhand eines linear-elastischen Körpers unter Einwirkung von Kräften sollen die grundlegenden Gleichungen der Elastostatik beschrieben werden. Um sein Verhalten vollständig beschreiben zu können sind 15 Gleichungen für die folgenden 15 Unbekannten erforderlich:

- Drei Verschiebungen $\mathbf{u}^T = [u \ v \ w]$
- Sechs Spannungen $\boldsymbol{\sigma}^T = [\sigma_{xx} \ \sigma_{yy} \ \sigma_{zz} \ \tau_{xy} \ \tau_{yz} \ \tau_{zx}]$
- Sechs Verzerrungen $\boldsymbol{\varepsilon}^T = [\varepsilon_{xx} \ \varepsilon_{yy} \ \varepsilon_{zz} \ \gamma_{xy} \ \gamma_{yz} \ \gamma_{zx}]$

Die Komponenten des Spannungstensors werden zudem am Beispiel eines Würfels in Abbildung 3.13 dargestellt.

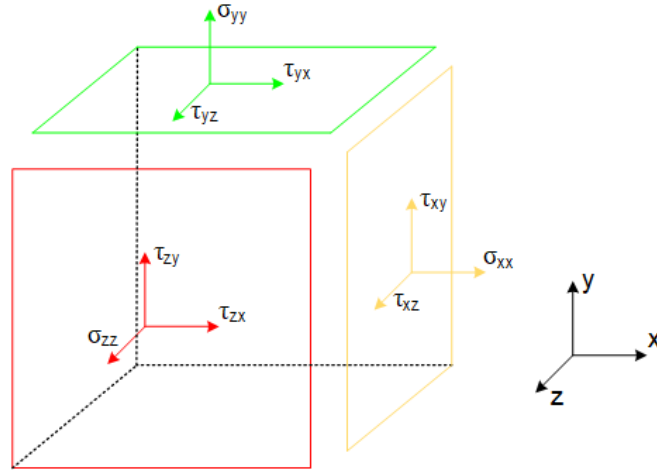


Abbildung 3.13: Spannungstensor

Die Schreibweise des Spannungs- und Verzerrungstensors erfolgt unter Ausnutzung der Symmetrie in Voigt-Notation. Andernfalls würden die Tensoren im dreidimensionalen Raum eine 3x3-Matrix darstellen. Die Verschiebungsvektor u beinhaltet die drei richtungsabhängigen Verschiebung im kartesischen Koordinatensystem. Diese sind für die Verzerrungen, definiert durch den Verzerrungstensor ϵ , verantwortlich. Über das linear-elastische Verhalten – das Hookesche Gesetz – resultieren die Spannungen nach dem Spannungstensor σ [33].

Zwischen den Verschiebungen und Verzerrungen herrscht ein Zusammenhang welcher in Matrixschreibweise nach Gleichung 3.16 [33] geschrieben werden kann.

$$\epsilon = \begin{bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \epsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} = \mathbf{D} \cdot \mathbf{u} \quad (3.16)$$

Unter der Voraussetzung des linear-elastischen Werkstoffverhaltens besteht eine eindeutige Beziehung zwischen den Verzerrungen und den Spannungen nach Gleichung 3.17 [33].

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

Wobei die Materialeigenschaften in Form des E-Moduls und der Querkontraktionszahl ν berücksichtigt werden. Die verkürzte Schreibweise lautet:

$$\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{E} \cdot \boldsymbol{\varepsilon} \quad (3.18)$$

mit:

- $\boldsymbol{\varepsilon}$ – Verzerrungstensor
- $\boldsymbol{D}$ – Differentialoperatormatrix
- $\boldsymbol{u}$ – Verschiebungsvektor
- $\boldsymbol{\sigma}$ – Spannungstensor
- $\boldsymbol{E}$ – Elastizitätstensor
- ν – Querkontraktionszahl
- σ_{ii} – Hauptspannung
- τ_{ij} – Schubspannung
- ε_{ij} – Dehnung
- γ_{ij} – Scherung

Nachdem bis hierhin ausschließlich die inneren Spannungen betrachtet wurden, muss noch ein Zusammenhang zu den äußeren Kräften hergestellt werden. Erreicht wird dies durch die Forderung nach Gleichgewicht im Inneren des Körpers wie auch auf seiner Oberfläche nach Gleichung 3.19 [33].

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial z} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} p_x \\ p_y \\ p_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

So wird bspw. für die x-Richtung gefordert

$$\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} - p_x = 0 \quad (3.20)$$

Somit sollen die äußeren Belastungen p_x mit den inneren Kräften, hervorgerufen durch die Hauptspannungen σ_{xx} und Schubspannungen τ_{xy} τ_{zx} , im Gleichgewicht stehen.

So erhält man nach Berücksichtigung der konstitutiven Beziehung zwischen den Verzerungen und den Verschiebungen, der linearen Abhängigkeit der Spannungen von den Verzerrungen sowie dem Aufstellen des Kräftegleichgewichts folgende Differentialgleichung [33].

$$\mathbf{D}^t \cdot \boldsymbol{\sigma} - \mathbf{p} = \mathbf{0} \quad (3.21)$$

mit:

$\mathbf{p}$ – Kraftvektor der äußeren Belastungen

Finite Grundgleichung

Zur näherungsweisen Verarbeitung von Gleichung 3.21 können zwei Ansätze verfolgt werden. Zum einen kann durch das Variationsprinzip (Prinzip der virtuellen Arbeit) ein Ersatzgleichgewicht formuliert werden und zum anderen kann mittels des Ansatzes von Galerkin jene Differentialgleichung in eine Funktion umgewandelt werden. Die Herleitung der finiten Grundgleichung soll hier anhand des Variationsprinzips gezeigt werden [33].

Im allgemeinen muss für das Ersatzgleichgewicht gelten, dass die äußere virtuelle Arbeit gleich der inneren virtuellen Arbeit ist.

$$\delta W_a = \delta W_i \quad (3.22)$$

Wobei sich die virtuelle Arbeit der äußeren Lasten wie folgt zusammensetzt [33]:

$$\delta W_a = \delta \mathbf{u}^t \cdot \mathbf{F} + \int_V \delta \mathbf{u}^t \cdot \mathbf{p}_V dV + \int_O \delta \mathbf{u}^t \cdot \mathbf{q} dO \quad (3.23)$$

mit:

- $\mathbf{u}$ – Verschiebungsvektor
- $\mathbf{F}$ – Vektor konzentrierter Einzellasten
- $\mathbf{p}_V$ – Vektor der Volumenkräfte (z.B. Eigengewicht, Fliehkräfte)
- $\mathbf{q}$ – Vektor der Oberflächenkräfte

Analog dazu wird die innere virtuelle Arbeit infolge der Verzerrungen gebildet [33]:

$$\delta W_i = \int_V \delta \boldsymbol{\varepsilon}^t \cdot \boldsymbol{\sigma} dV \quad (3.24)$$

Folglich kann das Prinzip der virtuellen Arbeit auf Basis der Kontinuumsmechanik geschrieben werden zu [33]:

$$\int_V \delta \boldsymbol{\varepsilon}^t \cdot \boldsymbol{\sigma} dV = \delta \mathbf{u}^t \cdot \mathbf{F} + \int_V \delta \mathbf{u}^t \cdot \mathbf{p}_V dV + \int_O \delta \mathbf{u}^t \cdot \mathbf{q} dO \quad (3.25)$$

Und unter Rücksichtnahme von Gleichung 3.16 und Gleichung 3.17 lautet die Variationsgleichung [33]:

$$\int_V \delta \mathbf{u}^t \cdot \mathbf{D}^t \cdot \mathbf{E} \cdot \mathbf{D} dV \cdot \mathbf{u} = \delta \mathbf{u}^t \cdot \mathbf{F} + \int_V \delta \mathbf{u}^t \cdot \mathbf{p}_V dV + \int_O \delta \mathbf{u}^t \cdot \mathbf{q} dO \quad (3.26)$$

Noch wurde keine Näherung gemacht, womit Gleichung 3.26 eine exakte Beziehung ist, solange $\mathbf{u}$ die tatsächlichen Verschiebungen beinhaltet. Um ein allg. Problem zumindest näherungsweise zu lösen, führt die FEA einen Verschiebungsansatz (Gleichung 3.27) $\mathbf{u}$ ein. Die in $\mathbf{u}$ enthaltenen Verschiebungen werden auf Basis der Knotenverschiebungen $\mathbf{d}$ und der Ansatzfunktionen $\mathbf{G}$ im jeweiligen Element interpoliert [33].

$$\mathbf{u} = \mathbf{G} \cdot \mathbf{d} \quad (3.27)$$

$$\delta \mathbf{u}^t = \delta \mathbf{d}^t \cdot \mathbf{G}^t \quad (3.28)$$

mit:

$\mathbf{d}$ – Verschiebungsvektor der Knotenpunkte

$\mathbf{G}$ – Vektor der Ansatzfunktionen

Durch Einsetzen dieser Näherung der Verschiebung folgt für alle Variationen (wegfallen der virtuellen Verschiebung) [33]:

$$\underbrace{\int_V (\mathbf{D} \cdot \mathbf{G})^t \cdot \mathbf{E} \cdot (\mathbf{D} \cdot \mathbf{G}) dV \cdot \mathbf{d}}_{k - \text{Elementsteifigkeit}} = \underbrace{\mathbf{G}^t \cdot \mathbf{F} + \int_V \mathbf{G}^t \cdot \mathbf{p} dV + \int_O \mathbf{G}^t \cdot \mathbf{q} dO}_{\hat{p} - \text{äußere Kräfte}} \quad (3.29)$$

Schlussendlich gilt für die finite Grundgleichung eines Elements die folgende Relation zwischen den gesamten äußeren Kräften $\hat{p}$ und den Knotenpunktverschiebungen $\mathbf{d}$ des Elements:

$$\mathbf{k} \cdot \mathbf{d} = \hat{p} \quad (3.30)$$

Diese Grundgleichung wird in weiterer Folge zum algebraischen Gleichungssystem für das Gesamtsystem assembliert (siehe Gleichung 3.31). Darin enthalten sind die Systemsteifigkeitsmatrix $\mathbf{K}$, der Gesamtverschiebungsvektor $\mathbf{U}$ wie auch der Gesamtlastvektor $\mathbf{P}$.

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{U} = \mathbf{P} \quad (3.31)$$

Der Vektor $\mathbf{U}$ enthält dabei alle Freiheitsgrade des Systems. In dieser Arbeit werden für die Diskretisierung der Bauteile Kontinuumsselemente verwendet, wobei jeder Knoten translatorische Freiheitsgrade in alle drei Raumrichtungen aufweist (siehe Abbildung 3.15). Die Systemsteifigkeitsmatrix $\mathbf{K}$ setzt sich aus den Elementsteifigkeitsmatrizen $\mathbf{k}$ zusammen, welche wiederum vom verwendeten Elementtypen abhängen.

Bevor das algebraische Gleichungssystem aus Gleichung 3.31 nach den Verschiebungen $\mathbf{U}$ gelöst werden kann, müssen Randbedingungen eingeführt werden, welche eine mögliche Starrkörperbewegung unterbinden.

Steifigkeitsmatrix

Beispielhaft sollen die Elementsteifigkeitsmatrizen der beiden, in Abbildung 3.14 gezeigten, Elementtypen angegeben werden. Wobei das Stab-Element nur Kräfte in Längsrichtung aufnehmen kann und das Balken-Element zusätzlich Biegemomente übertragen kann [33].

$$\mathbf{k}_{Stab} = \frac{E A}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

$$\mathbf{k}_{Balken} = \frac{E I}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & -6L & -12 & -6L \\ & 4L^2 & 6L & 2L^2 \\ & & -12 & 6L \\ sym. & & & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

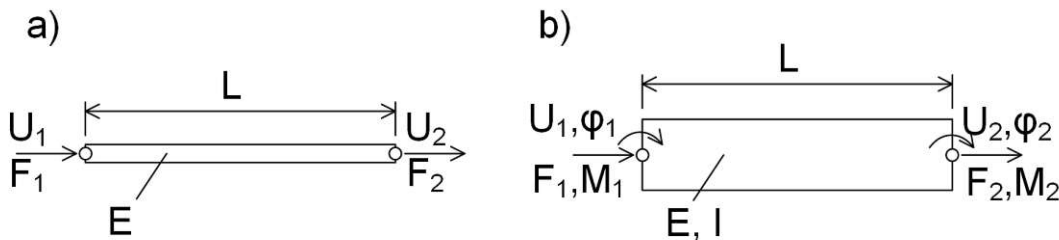


Abbildung 3.14: a) Stab-Element und b) Balken-Element

Diese beiden Elemente stellen Strukturelemente dar, weshalb die Steifigkeit auf Größen

wie das Trägheitsmoment I , die Querschnittsfläche A oder die Länge L zurückgeführt werden kann. Wogegen die Steifigkeitsmatrix eines Kontinuumslements, bspw. das in Abbildung 3.15 dargestellte 8-knotige Hexaeder-Element, durch den E-Modul und die Querkontraktionszahl ν beschrieben wird. Diese soll jedoch hier nicht näher erläutert werden und kann unter anderem in [33] nachgelesen werden.

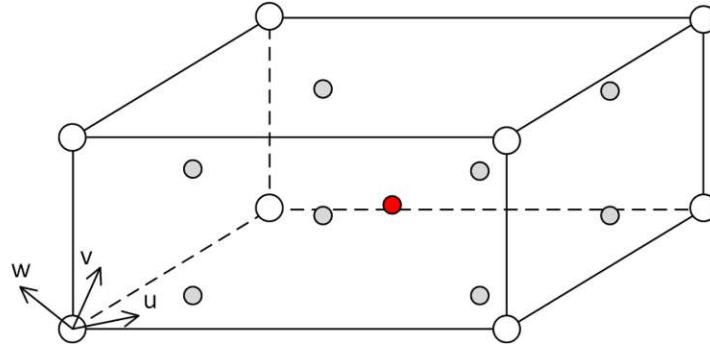


Abbildung 3.15: lineares Hexaeder-Element; graue Integrationspunkte (voll integriert) roter Integrationspunkt (reduziert integriert)

Die Lösung des Gleichungssystems 3.31 erfolgt aufgrund der Größe der Matrizen ausschließlich numerisch. Dabei gibt es eine Vielzahl von direkten und indirekten Lösungsverfahren, wie das *Gaußsche* und das *Cholesky-Eliminationsverfahren* oder das von *ANSYS* genutzte *Frontlösungsverfahren*, um nur einige zu nennen. Nähere Informationen zu den numerischen Verfahren können [34] entnommen werden.

Auch die Auswertung der Integrale über das jeweilige Element wie in Gleichung 3.31, erfolgt numerisch mittels Anwendung der *Gauss-Quadratur*. Ein voll integriertes, lineares Hexaeder-Element besitzt, nach Abbildung 3.15, 8 Eckknoten und $2 \times 2 \times 2$ Integrationspunkte (grau schattiert). Diese Punkte, auch Gausspunkte genannt, stellen die Stützstellen (Auswertepunkte) eines speziell gewählten Polynoms dar. Wird die Anzahl der Stützstellen erhöht, wird auch die Genauigkeit der Approximation gesteigert.

Neben dem erhöhten Rechenaufwand, durch Hinzunahme von Integrationspunkten, kann es nach [35] und [36] auch zu einer zusätzlichen Versteifung – den Locking-Effekten – des Problems kommen. Dies wird hervorgerufen durch die Zwangsbedingung, welche in den Gausspunkten einzuhalten sind. Der Locking-Effekt führt dazu, dass die numerisch ermittelten Verschiebungen unterschätzt und die daraus abgeleiteten Spannungen überschätzt werden.

Abhilfe schafft hier die reduzierte Integration, wobei die Anzahl der Stützstellen und somit die Zwangsbedingungen reduziert werden. So enthält ein 8-knotiges Hexaeder-Element statt 8 Integrationspunkten nunmehr einen zentralen Integrationspunkt (siehe Abbildung 3.15 roter Punkt).

Kontakt

Bislang wurde ausschließlich die Formulierung eines einzelnen Körpers betrachtet. Jedoch befasst sich diese Arbeit nicht nur mit der Verformung unabhängiger Körper sondern auch mit der Interaktion in Form eines Kontaktes. Um Phänomene wie Reibung, Stoßeﬀekte oder die Deformation an den Grenzﬂächen abbilden zu können, ist ein weiteres Verfahren notwendig. Würde man auf die Einführung finiter Kontaktelemente verzichten, würden die Körper widerstandslos ineinander eindringen. So müssen die Kontakte mithilfe eines weiteren Algorithmus, an vorher definierten Kontaktﬂächen, detektiert werden. Die Herausforderung besteht darin, dass dem Algorithmus die Randbedingungen zu Beginn nicht bekannt sind sondern die Kontaktsuche von den Lösungsvariablen selbst abhängt.

Die grobe Einteilung erfolgt in Anlehnung an die möglichen Einstellungsmöglichkeiten in der ANSYS-Umgebung in lineare und nichtlineare Kontakte und gliedert sich wie folgt:

- lineare Kontakte:
 - Verbund - die Körper sind fest miteinander verbunden (verklebt, verschweißt)
 - keine Trennung - die Körper gleiten reibungsfrei, können jedoch nicht voneinander abheben
 - reibungsfreier Kontakt - die Körper gleiten reibungsfrei und können abheben
- nichtlineare Kontakte:
 - rauher Kontakt - die Körper können abheben und der Reibfaktor in tangentialer Richtung ist „unendlich“ groß
 - reibungsbehafteter Kontakt - die Körper können abheben und der Reibfaktor in tangentialer Richtung ist einstellbar

Vorerst muss eine Verbindung, über eine Art Federn, zwischen den Berührﬂächen hergestellt werden. An welchen Punkten die Oberflächen miteinander verbunden werden, hängt von der Kontaktformulierung ab. Werden die Körper nun angenähert, überprüft der Algorithmus je nach Kontaktverhalten, ob die Kontaktpunkte des *Kontaktkörpers* in den *Zielkörper* eindringen. Dieses Verhalten wird als *asymmetrisches* Kontaktverhalten bezeichnet und unterliegt den folgenden Regeln bei der Definition von Kontakt- und Zielkörper (siehe Tabelle 3.1 und Abbildung 3.16) [37]:

	a	b	c	d
Oberfläche 1	konkav	konvex $R100$	scharfkantig	scharfkantig
Oberfläche 2	konvex	konvex $R20$	n. scharfkantig	scharfkantig
Körper 1	Ziel	Ziel	Kontakt	beliebig
Körper 2	Kontakt	Kontakt	Ziel	beliebig

Tabelle 3.1: Regeln bei Zuordnung von Kontakt- und Zielkörper

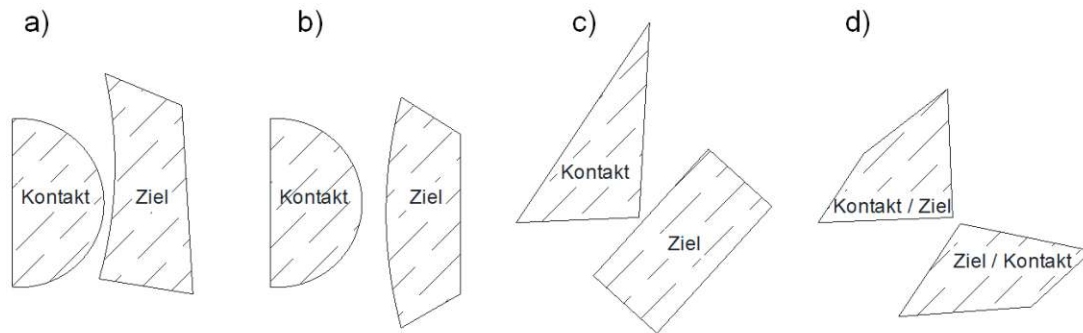


Abbildung 3.16: Kontaktvarianten: a) konvex/konvex, b) konvex groß/konkav klein, c) scharfkantig/n. scharfkantig und d) beide scharfkantig

Ist eine klare Unterscheidung nach Tabelle 3.1 nicht möglich, wird *Symmetrisches* Kontaktverhalten empfohlen. Dabei wird auch das Eindringen des Zielkörpers in den Kontaktkörper geprüft, führt dabei jedoch zu erhöhtem numerischem Aufwand [37].

Nun gilt es das Durchdringen (engl. *penetration*) der Oberfläche zu unterbinden. Durch Anpassen / Erhöhen der *Kontaktsteifigkeit* – vergleichbar mit der Rückstellkraft einer Feder – wird das gegenseitige Eindringen reduziert und das Gesamtsystem ins Gleichgewicht gesetzt. Dieser Vorgang wird in mehreren Iteration wiederholt, wobei die Kontaktsteifigkeit soweit angepasst wird, bis die Durchdringung vernachlässigbar klein wird [37].

Neben dem Kontaktverhalten muss auch eine *Kontaktformulierung* festgelegt werden. ANSYS bietet hierfür die folgenden Möglichkeiten [37]:

- Pure Penalty
- Augmented Lagrange
- MPC
- Normal Lagrange

Die Pure Penalty und die Augmented Lagrange Formulierungen (siehe Gleichung 3.34 nach [37]) funktionieren nach dem beschriebenen Durchdringungsprinzip und eignen sich für nichtlineare Kontakte. Die Augmented Lagrange Methode wird im Vergleich zu Pure Penalty um einen Lagrange Multiplikator erweitert, wodurch dieser Ansatz eine geringere Anfälligkeit für falsch gesetzte Kontaktsteifigkeiten aufweist. Außerdem nutzt das erweiterte Durchdringungsverfahren eine weitere Prüfung der Durchdringung und resultiert daher in höherer Genauigkeit, aber auch längerer Rechenzeit [37].

$$F_{norm} = k_{norm} x_P + \lambda \quad (3.34)$$

mit:

F_{norm}	Kontaktnormalkraft in N
k_{norm}	Kontaktsteifigkeit in $\frac{N}{m}$
x_P	Durchdringung in m
λ	Lagrange-Multiplikator in N

Die finale Kontaktnormalkraft wird als Randbedingung auf den jeweiligen Körper aufgebracht. Das System wird dann nach den oben beschriebenen mechanisch / mathematischen Grundgleichungen der FEM gelöst.

Elementtypen

Da in der vorliegenden Arbeit aufgrund der Komplexität der Geometrie und der Dreidimensionalität ausschließlich Kontinuums-elemente verwendet werden, sollen auch nur diese hier kurz beschrieben werden. Neben den schon weiter oben erläuterten Hexaederelementen, werden auch oftmals Tetraederelemente, Prismenelemente oder Pyramiden eingesetzt. Diese können ebenfalls einen Mittelknoten aufweisen, d.h. eine quadratische Ansatzfunktion verwenden, oder eben ohne Mittelknoten ausgeführt werden, d.h. nur linear interpolieren zwischen den Eckknoten. Die in dieser Arbeit vorkommenden Elemente werden in Abbildung 3.17 zusammengefasst dargestellt. Im Hintergrund des Programms weisen die unterschiedlichen Typen verschiedene Elementbezeichnungen auf. So wird bswp. ein Hexaeder mit linearer Ansatzfunktion als SOLID185 bezeichnet. Für die folgenden Modelle wurden ausschließlich lineare Hexaederelemente (SOLID185), sowie quadratische Tetraederelemente (SOLID187) verwendet. Der Vollständigkeit halber ist das lineare Tetraederelement ebenfalls angeführt. Dieses kommt nur in Form einer Abwandlung des linearen Hexaederelements vor. Zum Einsatz kommt dieses Element jedoch selten, da es durch die fehlenden Mittelknoten sehr schnell zu einer Versteifung aufgrund der Tetraederform kommen kann [38].

Auch Tetraederelemente können voll oder reduziert integriert werden, d.h. auch bei diesen Elementen besteht die Möglichkeit, die Anzahl der Integrationspunkte zu verändern. Im Zuge der vorliegenden Arbeit ist dies jedoch nicht notwendig, da in den Bereichen, in denen die Tetraederelemente Anwendung finden, die Elementgröße ausreichend ist, weshalb Locking-Effekte ausgeschlossen werden können.

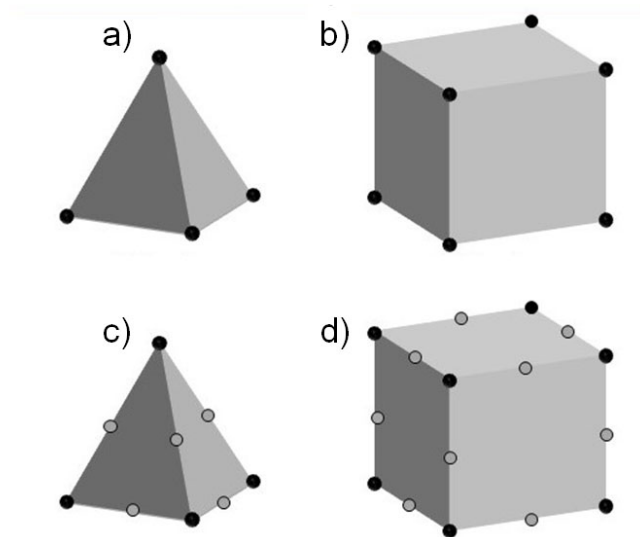


Abbildung 3.17: Elementtypen: a) lin. Tetraeder (Option von SOLID185), b) lin. Hexaeder (SOLID185), c) quadr. Tetraeder (SOLID187) und d) quadr. Hexaeder (SOLID186) aus [33]

Kapitel 4

Teststände und Messequipment

Dieses Kapitel befasst sich eingangs mit der Beschreibung des Niederlast- und des Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometer von *AC2T*. Außerdem wird der für die weiteren Laborversuche verwendete Full-Scale-Teststand der *TU Wien* betrachtet. Abschließend wird auf die Testmethode der Druckmessfolien eingegangen und der Versuchsablauf erläutert.

4.1 Zwei-Scheiben-Tribometer *AC2T*

Neben den Untersuchungen am Full-Scale-Teststand der *TU Wien*, wurden bei *AC2T* zusätzliche Messungen an deren hauseigenen, vergleichsweise kleinen, Zwei-Scheiben-Tribometern durchgeführt. Der Basisaufbau ähnelt dem des Full-Scale-Teststandes insofern, dass zwei sich gegenüberliegende Räder in Form eines Punkt- oder Linienkontaktes berühren. Die Differenzierung wird ermöglicht durch zwei unabhängig aufgebaute Tribometer mit unterschiedlicher Radpaarung. Unterschieden werden ein Niederlast-ZST und ein Hochlast-ZST, auf deren groben Aufbau und Probekörper in den folgenden Abschnitten eingegangen wird.

4.1.1 Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometer (NL-ZST)

Mithilfe von Abbildung 4.1 wird die grobe Funktion und der Aufbau des NL-ZST beschrieben. Aufgrund von Geheimhaltungsrichtlinien kann auf Detailinformationen diverser Komponenten nicht eingegangen werden.

Der Teststand besteht aus zwei Antriebseinheiten, wobei Antriebseinheit 2 fix mit dem Rahmen verbunden und somit starr ist, hingegen kann Antriebseinheit 1 in Richtung der y-Achse verschoben werden (beweglich). Dies wird durch einen luftgelagerten Schlitten gewährleistet, wobei der im Luftlager auftretende Reibungswiderstand vernachlässigbar klein anzusehen ist. Dadurch wird eine sehr präzise Einstellung der Radlast möglich, wel-

che über den Pneumatikzylinder, der auf den beweglichen Schlitten wirkt, umgesetzt wird. Die beiden Probekörper sind mittels Passfeder formschlüssig auf die Wellen aufgesetzt und mit jeweils einem Motor verbunden. So wird ein unabhängiger Antrieb des jeweiligen Probekörpers möglich und daher auch ein schlupfbehafteter Betrieb. Beide Antriebseinheiten verfügen außerdem über eine Drehmomentenmesswelle – zwischengeschaltet über zwei Metallbalgkupplungen –, wodurch die an beiden Seiten entstehenden Reibmomente gemessen werden können. Des Weiteren wird auf beiden Seiten die Drehzahl mittels Inkrementalgeber am Motor aufgezeichnet.

Im Folgenden werden die Betriebsparameter und die mit 10 Hz aufgezeichneten Messdaten aufgelistet:

- Betriebsparameter
 - Radiallast: 0 bis 800 N
 - Drehzahlbereich: -3000 bis $3000\frac{\text{U}}{\text{min}}$
 - max. Scheibenbreite: 28 mm
 - Bereich Scheibendurchmesser: 40 bis 150 mm
- Messdaten:
 - Drehzahl beider Probekörper
 - Drehmoment an beiden Wellen
 - Radlast

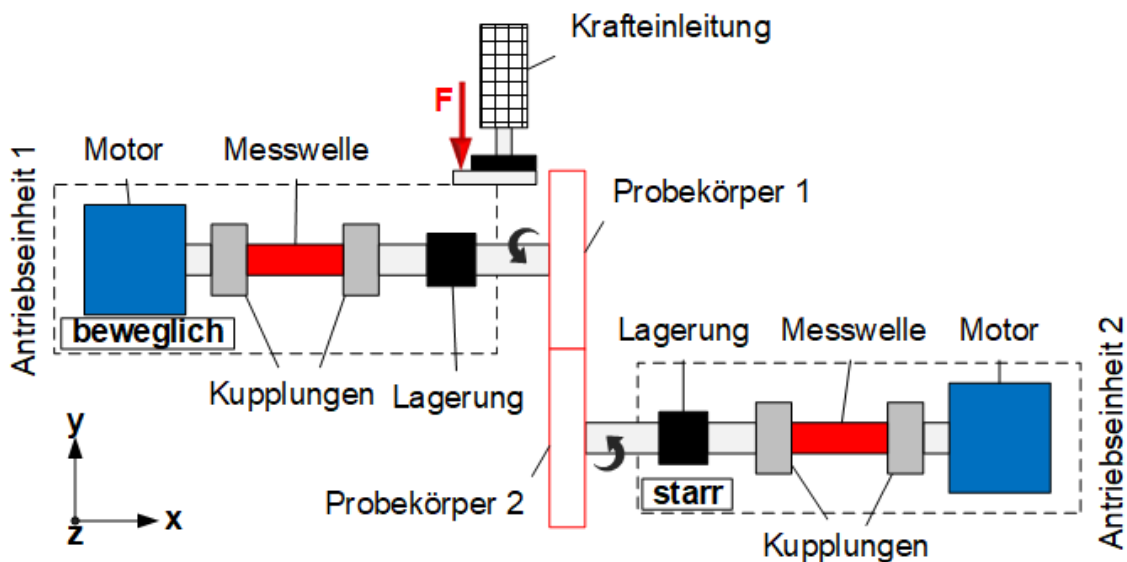


Abbildung 4.1: Aufbau des Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometers

Probekörper NL-ZST

Auf diesem Teststand wurde die Radpaarung (Probekörper) so gewählt, dass ein Punktkontakt bei Berührung der beiden Räder entsteht. Demnach wurde Probekörper 2 der fixen Antriebseinheit zylindrisch mit Durchmesser 50 mm und Probekörper 1 der beweglichen Antriebseinheit ebenfalls mit Durchmesser 50 mm jedoch mit einer Bombierung mit $R = 150\text{ mm}$ ausgeführt. Die Radpaarung wird in Abbildung 4.2 dargestellt. Der Werkstoff wurde dabei so gewählt, dass er dem im Feld verwendeten am nächsten kommt. So bestehen beide Probekörper aus perlitischem Stahl, wobei Probekörper 1 aus ER9 und Probekörper 2 aus R260, dem realen Schienenwerkstoff, gefertigt ist. Eine Auflistung der wichtigsten chemischen und technischen Eigenschaften beider Stähle kann Abbildung 4.1 entnommen werden.

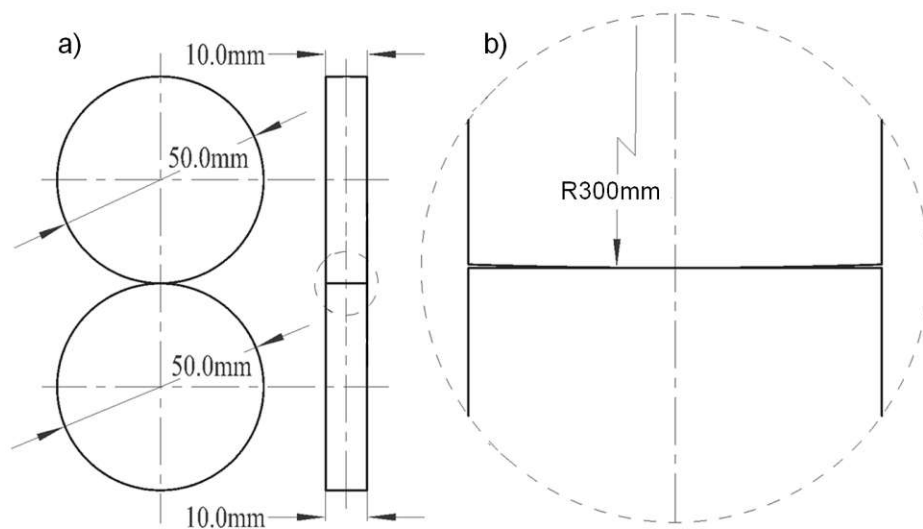


Abbildung 4.2: Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometer: a) Probekörper und b) Detail des Punktkontakts

Chemische und technische Daten zu ER9 und R260							
Bezeichnung	Massenanteil in %				min. Zugfestigkeit MPa	Härtebereich HBW	
	C	Si	Mn	Cr			
R260	0,60 - 0,82	0,13 - 0,60	0,65 - 1,25	$\leq 0,15$	880	260 - 300	
	C	Si	Mn	Cr	Cu	Ni	
ER9	0,60	0,40	0,80	0,30	0,30	0,30	900/1050 Min. 255

Tabelle 4.1: Chemische und technische Eigenschaften R260 [7] und ER9 [39]

Zur Erreichung der angeführten Werkstoffkennwerte wurden zunächst Teile aus einem

Rad- und einem Schienenstück entnommen, aus welchen im Anschluss die beiden Probekörper für den NL-ZST gefertigt wurden. Nach dem Längsdrehen der beiden Scheiben (Probekörper 1 und 2) betrug der Oberflächenmittenrauwert $Ra = 1,6 \mu m$. In Abbildung 4.3 werden die Entnahmestellen der Probekörper aus dem Rad-, sowie Schienenstück und auch die finalen Scheiben gezeigt.

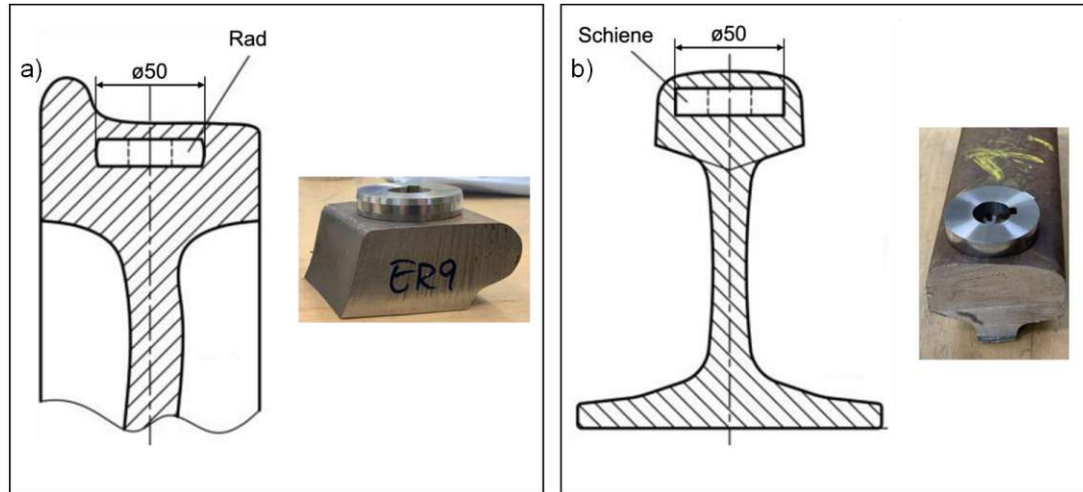


Abbildung 4.3: Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometer: a) Probekörper 1 aus Rad und b) Probekörper 2 aus Schiene aus [4]

Versuchsablauf NL-ZST

Bevor mit der eigentlichen Tribometermessung begonnen werden konnte, wurden die Probekörper mit Ethanol gereinigt. Außerdem erfolgte nach dem Montieren der Räder eine Prüfung auf deren Rundheit, um die gewünschte Lage gewährleisten zu können. Das Erneuern eines Radpaares erforderte im Anschluss einen Einfahrvorgang, um plastische Deformationen schon vor der eigentlichen Messung stattfinden zu lassen. Dabei wurde die Drehzahl von Probekörper 1 mit $100 \frac{U}{min}$ gewählt, während die Drehzahl von Probekörper 2 so eingestellt wurde, dass sich ein Schlupf von 2 % ergab. Wobei dieser Schlupf erst nach 100 U des reinen Rollens eingestellt wurde. Der Einlaufvorgang dauerte in etwa 500 U , sodass die Oberfläche beider Körper aufgeraut wurde und sich ein Reibungskoeffizient zwischen 0,5 und 0,6 ergab.

Nach der Einlaufphase wurden die Räder gründlich mit einem Ethanol getränkten Tuch gereinigt. Anschließend wurde anhand eines Referenzlaufes gewährleistet, dass auch Reste des Reinigers aus der Kontaktspur entfernt wurden. Dieser wurde ebenfalls bei 2 % Schlupf durchgeführt.

Nun wurde mittels Kunststoffspachtel die gewünschte Menge SKS (1 mg) auf der aufgerauten Spur appliziert. Der Versuch selbst wurde durch das Aufeinandertreffen der beiden Probekörper eingeleitet, wobei eine Radiallast von 800 N aufgebracht wurde. Nachdem

die Krafteinleitung abgeschlossen war, wurde mit der Messdatenaufzeichnung begonnen. Zunächst wurde Probekörper 2 von Probekörper 1 angetrieben, wobei über die HMI eine Drehzahl von $100 \frac{U}{min}$ eingestellt wurde. Nachdem der Tropfen des SKS verteilt war, wurde das Schienenrad ebenfalls angetrieben, jedoch mit jener Drehzahl, welche einen 2 %-igen Schlupf hervorruft, d.h. die Umfangsgeschwindigkeit von Probekörper 2 ist um 2 % geringer als jene von Probekörper 1. Der Versuch galt als beendet, wenn der Reibungskoeffizient den Wert 0,4 überschritten hat. Darüber hinaus ist der Einfluss von SKS auf den Reibungskoeffizienten nicht mehr von Relevanz. Die komplette Aufzeichnung der Daten erfolgte über die hauseigene Software Tribosoft 2.0 von AC2T.

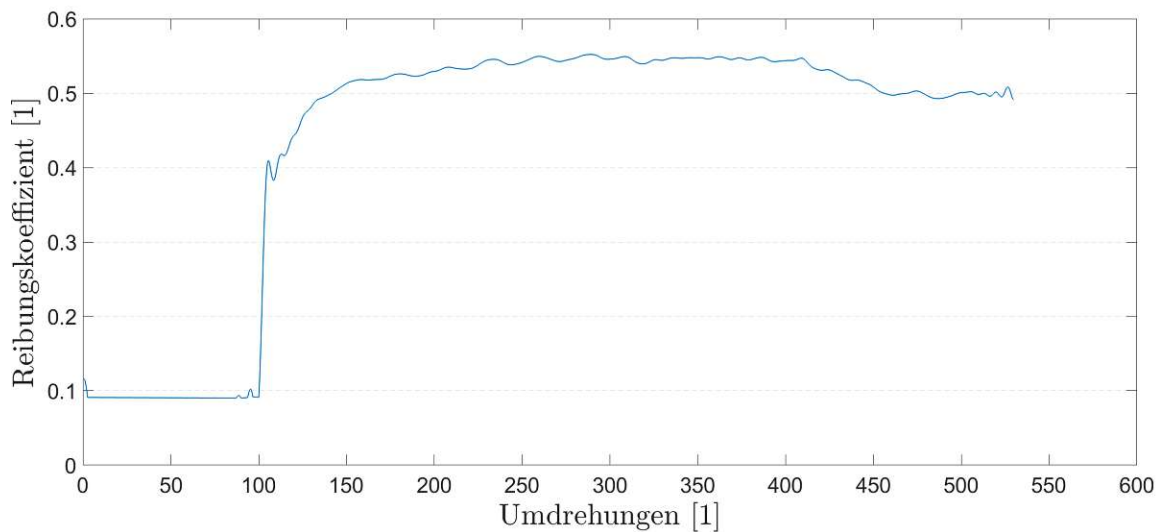


Abbildung 4.4: Verlauf des Reibungskoeffizienten während eines Einlaufvorganges am NL-ZST

4.1.2 Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometer (HL-ZST)

In Abbildung 4.5 wird der Aufbau des HL-ZST gezeigt, welches weitaus höhere Lasten einleiten kann als das NL-ZST. Zudem besteht hier die Möglichkeit Scheiben mit Durchmessern bis zu 200 mm anzubringen. Aufgrund von Geheimhaltungsrichtlinien kann auch hier nicht auf detaillierte Informationen diverser Komponenten eingegangen werden.

Dieser Teststand verfügt ebenfalls über zwei separate Antriebseinheiten, wobei hier Antriebseinheit 2 über luftgelagerte Vertikalführungen (z-Richtung) geführt wird. Hingegen ist Antriebseinheit 1 am Rahmen des Teststandes fixiert. Die Krafteinleitung erfolgt über einen doppelwirkenden Pneumatikzylinder, welcher mit dem Rahmen der geführten Antriebseinheit 2 verbunden ist. Sowie beim NL-ZST werden die gewünschten Probekörper mittels Formschluss (Passfeder) auf die Wellen aufgesetzt. Der Antrieb beider Wellen

erfolgt über zwei unabhängige Motoren, welche über Metallbalkkupplungen und Drehmomentenmesswellen mit den Probekörpern gekoppelt sind. So kann auch eine unabhängige Messung des Reibmoments auf beiden Seiten des Tribometers erfolgen. Um die Durchbiegung der Welle auf der Kontaktseite minimal zu halten, werden beide Wellen mittels Luftlager nahe an der Kontaktstelle gelagert.

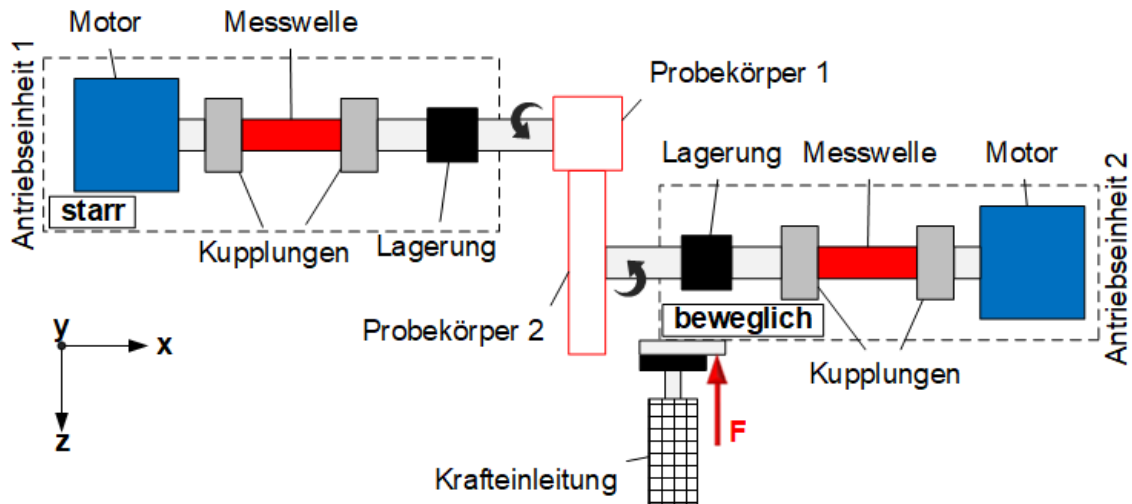


Abbildung 4.5: Aufbau des Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometers

Die Betriebsparameter und auch die mit 10 Hz aufgezeichneten Messdaten werden im folgenden aufgelistet:

- Betriebsparameter
 - Radiallast: 0 bis 20 kN
 - Drehzahlbereich: -7500 bis $7500\frac{\text{U}}{\text{min}}$
 - max. Scheibenbreite: 30 mm
 - Bereich Scheibendurchmesser: 50 bis 200 mm
- Messdaten:
 - Drehzahl beider Probekörper
 - Drehmoment an beiden Wellen
 - Radlast

Probekörper HL-ZST

Beim HL-ZST wurde das Prüfradpaar so gewählt, dass ein 4 mm breiter Linienkontakt, dargestellt in Abbildung 4.6, entsteht. Das kleinere Prüfrad weist in etwa einen Durchmesser von 64 mm und eine Breite von 30 mm auf, wobei der Durchmesser im Verlauf der Versuche, durch wiederholtes Nachdrehen der Oberfläche, kleiner wird.

Probekörper 2 besitzt einen Durchmesser von 130 mm , welcher ebenfalls im Verlauf abnimmt. Die Werkstoffe sind mit jenen vom NL-ZST (siehe Abbildung 4.1) gleichzusetzen.

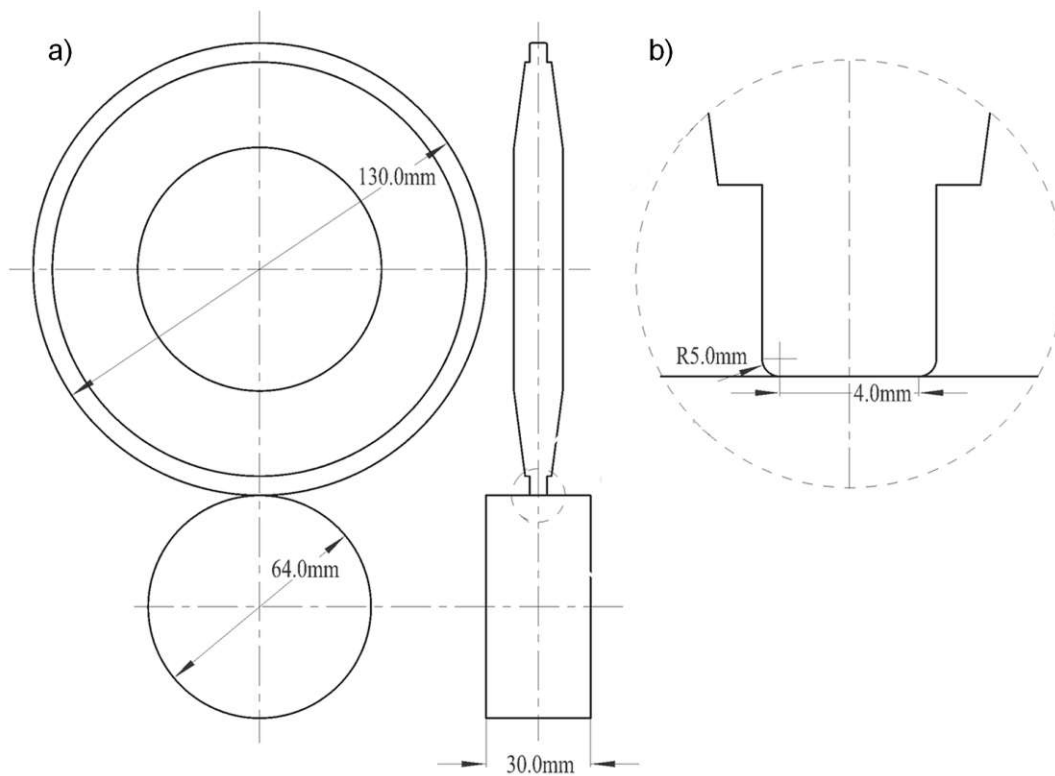


Abbildung 4.6: Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometer: a) Probekörper und b) Detail des Linienkontakts

Die Herstellung der beiden Probekörper erfolgt auch hier auf Basis zweier aus einem Rad- bzw. Schienenstück entnommener Teile. In Abbildung 4.7 sind die Entnahmestellen und die beiden fertigen Probekörper dargestellt.

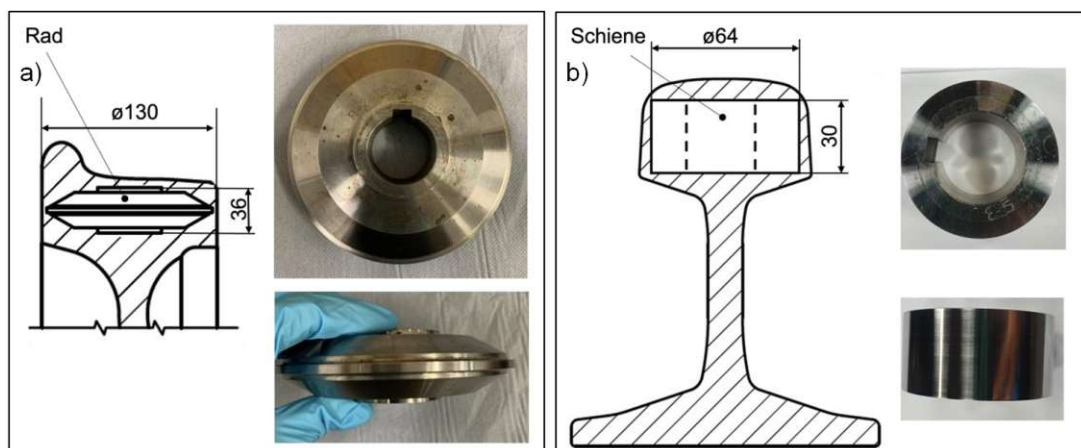


Abbildung 4.7: Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometer: a) Probekörper 2 aus Rad und b) Probekörper 1 aus Schiene aus [4]

Versuchsablauf HL-ZST

Die Versuchsvorbereitungen, d.h. Messung der Rundheit nach der Montage und Reinigen der Probekörper, ist jenen Vorbereitungen am NL-ZST gleichzusetzen. Durch die große Breite von Probekörper 1 können mehrere Spuren nebeneinander gefahren werden, ohne die Oberfläche nachdrehen zu müssen. Auch hier wird nach dem Anbringen eines neuen Radpaares, ein Einfahrvorgang vollzogen, damit die Spur aufgeraut wird. Hierfür wird Probekörper 1 auf eine Drehzahl von $100 \frac{U}{min}$ gebracht. Die Drehzahl von Probekörper 2 wird so eingestellt, dass ein Schlupf von 2 % resultiert.

Sind die Räder eingefahren und gereinigt, wird zunächst die gewünschte Schmierstoffmenge, wie auch am NL-ZST, mittels Kunststoffspachtel aufgebracht. Hier erfolgt das Kontaktieren der Probekörper mit einer Last von $1890 N$ ebenfalls bei stillstehenden Rädern. Anschließend wird Probekörper 2 von Probekörper 1 mit einer Drehzahl von $100 \frac{U}{min}$ für etwa $100 U$ angetrieben, um eine gleichmäßige Verteilung des SKS am Umfang sicherzustellen. Erst dann wird über das HMI ein Schlupf von 2 % eingestellt, wobei Probekörper 1 nun über den Motor verzögert wird.

Kälteversuche

Im Zuge dieser Arbeit wurde auch der Temperatureinfluss auf SKS untersucht. Dies ist deshalb von Interesse, da die Schienenoberfläche an Wintertagen eine Temperatur von bis zu $-20^{\circ}C$ aufweisen kann. Daher war ein unterkühlter Versuch bei diesen Temperaturen am HL-ZST geplant. Diese Versuche wurden nicht im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt, sondern ausschließlich mit zur Verfügung gestellten Ergebnissen ausgewertet. Die folgenden zwei Punkte mussten bei der Durchführung beachtet werden:

- Die Luftfeuchtigkeit durfte nicht über 9 % betragen, um ein Vereisen der Probekörper zu vermeiden.
- Um inerte Bedingungen zu schaffen, sodass keine chemischen Reaktionen mit dem SKS stattfinden, soll flüssiger Stickstoff und Trockeneis als Kühlmittel verwendet werden.

Um das Niedertemperaturniveau auch während des Versuch halten zu können, wurde der HL-ZST mit einem Gehäuse versehen, welches mithilfe von Styrodurplatten modifiziert wurde. Daher war einerseits eine sehr gute Wärmeisolation (geringe Wärmeleitfähigkeit des Styrodurs) und andererseits eine geringe Wasseraufnahme der Platten im Vergleich zu Styropor gegeben.

Zunächst wurde die Gehäusebox auf dem Teststand montiert. Über zwei Öffnungen wurde mit synthetischer Luft gespült, sodass die geringe Luftfeuchtigkeit ($< 9\%$) erreicht werden konnte. Begonnen wurde mit der Abkühlung von Probekörper 1 und dessen Welle.

Hierzu wurde die Kältekammer der Gehäusebox von oben mit Trockeneis befüllt. Diese wurde so konstruiert, dass es zu keinem direkten Kontakt zwischen Trockeneis und der Welle oder dem Probekörper kommen kann. Nun wurde die Temperatur der Welle und jene von Probekörper 1 überwacht. Erreichte diese -20°C , wurde die Kältekammer ähnlich einer Schublade bis zu einem Anschlag aus der Gehäusebox gezogen und sorgte damit auch während des Versuchs für ein konstantes Temperaturniveau. Außerdem wurde während des Versuchs Stickstoff in die Gehäusebox geblasen, welcher aufgrund des Joule-Thomson-Effekts infolge der Expansion aus der Druckflasche für zusätzliche Kühlung sorgte.

Wurden sowohl die gewünschte Temperatur als auch die erforderlich geringe Luftfeuchtigkeit ohne jegliche Eisbildung erreicht, folgte die Versuchsdurchführung.

Heizversuche

Wie schon erwähnt kann die Oberflächentemperatur der Schiene an Wintertagen sehr gering ausfallen. Doch auch sehr hohe Temperaturen bis zu 60°C können an Sommertagen auftreten. Inwiefern solch hohe Temperaturen einen Einfluss auf den Reibungskoeffizienten haben, sollen Heizversuche am HL-ZST zeigen.

Um die notwendigen Rahmenbedingungen zu schaffen wurde Probekörper 1 und dessen Welle mit einem Heißluftföhn auf 60°C erwärmt. Gleichzeitig wurde Probekörper 2 mit einem Föhn auf etwa 35°C gehalten. Wurden diese Bedingungen erreicht, wurde der Versuch gestartet.

Versuche mit Wasser

Um den Einfluss von Wasser auf den Reibungskoeffizienten zu untersuchen, wurde Probekörper 1 über die gesamte Versuchsdauer mit einem Sprühnebel bedeckt. Der Wasserzufluss wurde während des Versuchs konstant gehalten.

4.2 Full-Scale Rad-Schiene-Teststand *TU Wien*

Grundsätzlich für Versuche an Kranlaufrädern gedacht, wurde der Rad-Schiene-Teststand des Instituts für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung in Zusammenarbeit mit *Künz GmbH* entworfen. Zu Beginn wird eine grober Überblick über den Aufbau des Teststandes gegeben, gefolgt von der Beschreibung der Prüfrad- und Schienengeometrie. Der Teststand, sowie einige Komponenten sind in Abbildung 4.8 dargestellt.

4.2.1 Aufbau

Abbildung 4.8b zeigt den gesamten Teststand von der Aggregatseite und bietet so einen groben Überblick. Ein Prüf- und ein Schienenrad, welche unabhängig voneinander über schrägverzahnte Getriebemotoren (siehe Abbildung 4.8a) angetrieben werden, bilden den Kern des Teststandes. Über eine Gelenkwelle an den Antrieb angebunden, kann das Prüfrad über ein Kreuzgelenk mittels Einstellschrauben gegenüber dem Schienenrad gekippt werden, womit auch ein Schräglauf eingestellt werden kann. Abgestützt werden die beiden Antriebseinheiten über Drehmomentenstützen, welche wiederum an Kraftaufnehmer gekoppelt sind. Dies ermöglicht nach Berücksichtigung des Wirkabstandes (Hebelarm) den Schluss auf das auftretende Drehmoment. Beide Räder verfügen außerdem über Inkrementalgeber, welche eine präzise Winkelmessung und somit einen Rückschluss auf den zurückgelegten Weg zulassen.

Um die gewünschte Radlast aufzubringen, wird das Prüfrad durch zwei Hydraulikzylinder über Stahlseile an das Schienenrad gepresst. Mittels Drucksensoren wird der Hydraulikdruck in den Zylindern gemessen. Über die Querschnittsfläche des Kolbens kann in weiterer Folge die Kraft bestimmt werden. Die axiale Führung des Prüfrades kann über einen weiteren Hydraulikzylinder erfolgen und ermöglicht somit das Aufbringen einer Axiallast. Im Zuge dieser Arbeit wurde der Zylinder jedoch durch einen weiteren Kraftaufnehmer ersetzt und ermöglicht somit eine genaue Aufzeichnung der auftretenden Querkraft (Axialkraft). Versorgt werden die erwähnten Hydraulikzylinder mit Öl über ein Hydraulikaggregat (siehe Abbildung 4.8d).

Die SPS (Speicherprogrammierbare Steuerung) des Teststandes inklusive Frequenzumrichter ist in einem eigens dafür vorgesehenen Schaltschrank untergebracht. Ein Arbeitsplatz mit der Benutzerschnittstelle (HMI) und dem Softwarepaket LabVIEW bietet dem Bediener die Möglichkeit den Teststand in Echtzeit zu überwachen und auch Stellgrößen wie Radialkraft, Drehmoment oder Drehzahl unabhängig voneinander zu manipulieren. Beide Seiten des Teststandes, sowie der Arbeitsplatz sind mit Not-Aus-Schaltern versehen, welche durch Betätigung bei Notfällen zu einem sofortigen Stillstand führen.

Der Teststand bietet die Möglichkeit, das Prüfrad, wie auch das Schienenrad im eingebauten Zustand mithilfe dafür vorgesehener Abdrehvorrichtungen (siehe Abbildung 4.8c) zu überdrehen, d.h. das Profil der beiden Räder herzustellen. Dies kann auf Seiten des Schienenrades CNC (Computerized Numerical Control) unterstützt erfolgen, hingegen kann das Prüfrad nur manuell überdreht werden.

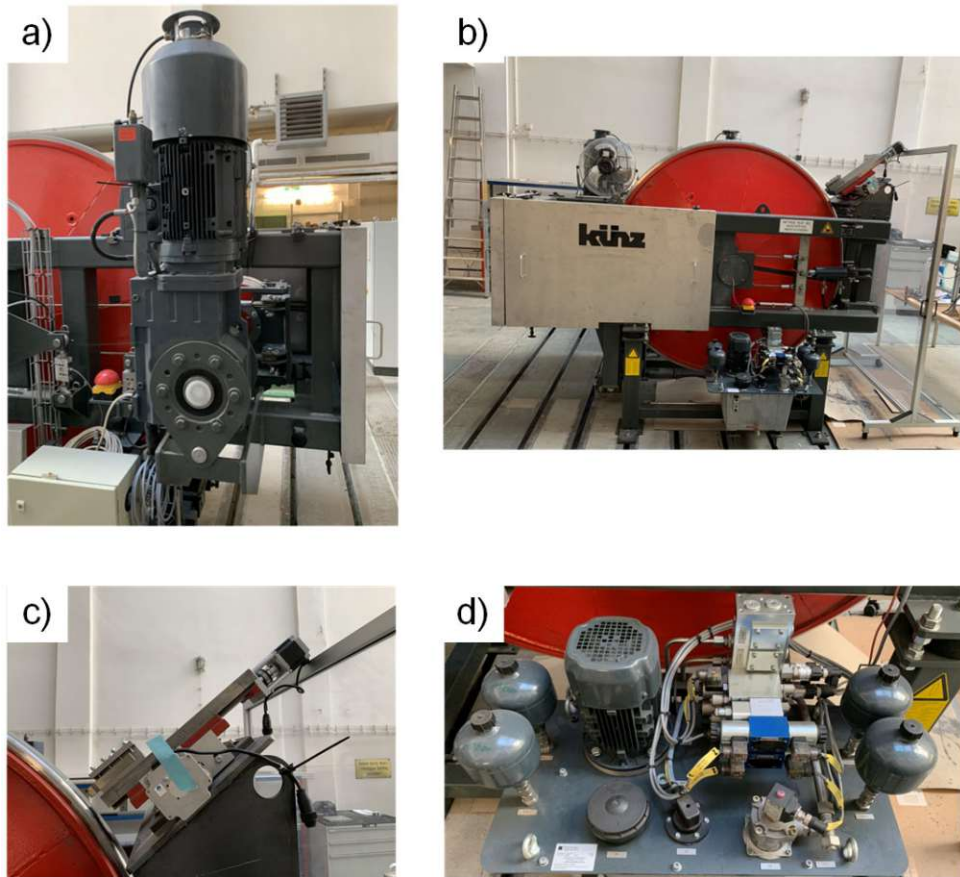


Abbildung 4.8: Rad-Schiene-Teststand: a) Getriebemotor, b) Teststand (Aggregatseite), c) automatische Abdrehvorrichtung des Schienenrades und d) Hydraulikaggregat

4.2.2 Prüfrad

Das Prüfrad hat an der Messkreisebene einen Durchmesser von rund 380 mm . Aufgrund der Tatsache, dass der Teststand ursprünglich für das Testen von Kranlaufrädern konzipiert wurde, müssen entsprechende Adaptionen am Prüfrad gegenüber dem Rad im Feld vorgenommen werden. Abgesehen vom kleineren Raddurchmesser wird auch im Bereich des Spurkranzes nur jene Hälfte abgebildet, welche der Schienenseite zugewandt ist. Nach der europäischen Norm *EN 13715: Bahnanwendungen-Radsätze und Drehgestelle-Räder-Radprofile* [5] wird das Profil S1002 im Spurkranzbereich durch tabellarisch festgelegte Punkte definiert und diese mittels Splinenäherung interpoliert (siehe Abbildung 4.9). Da vor allem dieser Bereich in dieser Arbeit von Bedeutung ist, erfordert es eine möglichst genaue Herstellung dieses Bereiches. Wie oben beschrieben bietet die Prüfradseite ausschließlich eine manuelle Abdrehvorrichtung. Daher wird das Prüfrad ausgebaut und die komplexe Formgebung mittels externer CNC-Drehmaschine hergestellt. Das Prüfrad besteht aus dem Vergütungsstahl 34CrNiMo6 und weist laut Prüfprotokoll eine Härte von 240 bis 265 *HB* auf. Die nach Norm *EN 13262: Bahnanwendungen-Radsätze und Drehgestelle-Räder-Produktanforderungen* [39] geforderte Stahlgüte ER9 muss den Wert

255 HB erreichen. (Demnach liegen diese beiden Werte in einem vergleichbaren Fenster.)

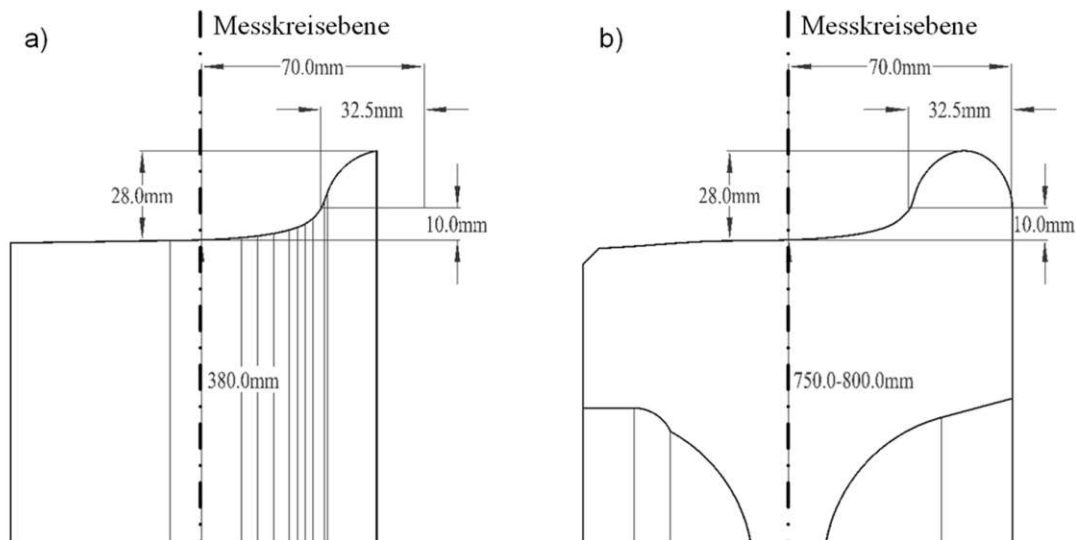


Abbildung 4.9: Gegenüberstellung des a) Prüfrades und des b) Rades im Feld; Spurkranz laut Basisprofil (Höhe 28 mm und Breite 32,5 mm) nach [5]

4.2.3 Schienenrad

Wie schon erwähnt ist die Schiene in Form eines Rades ausgeführt. Hierzu wird auf eine Radscheibe mit dem Durchmesser $d_i = 1915 \text{ mm}$ ein Stahlring aufgepresst. So wie beim Prüfrad, wird auch hier nur jener Bereich abgebildet, welcher für diese Arbeit von Interesse ist, die Schienenfahrkante. Diese kann aufgrund der einfachen Kontur direkt am Prüfstand mittels der automatischen Abdrehvorrichtung hergestellt werden. Der untersuchte Kontaktbereich weist den Radius $R = 13 \text{ mm}$ auf und ist somit identisch mit der Form der Schiene im Feld. Da der Werkstoff des Stahlringes aus dem Schienenstahl R260 besteht und dieser auch im Feld zum Einsatz kommt, ist von den selben Materialeigenschaften auszugehen. In Abbildung 4.10 wird das im Feld eingesetzte Profil mit dem aufgedrehten Profil am Teststand verglichen.

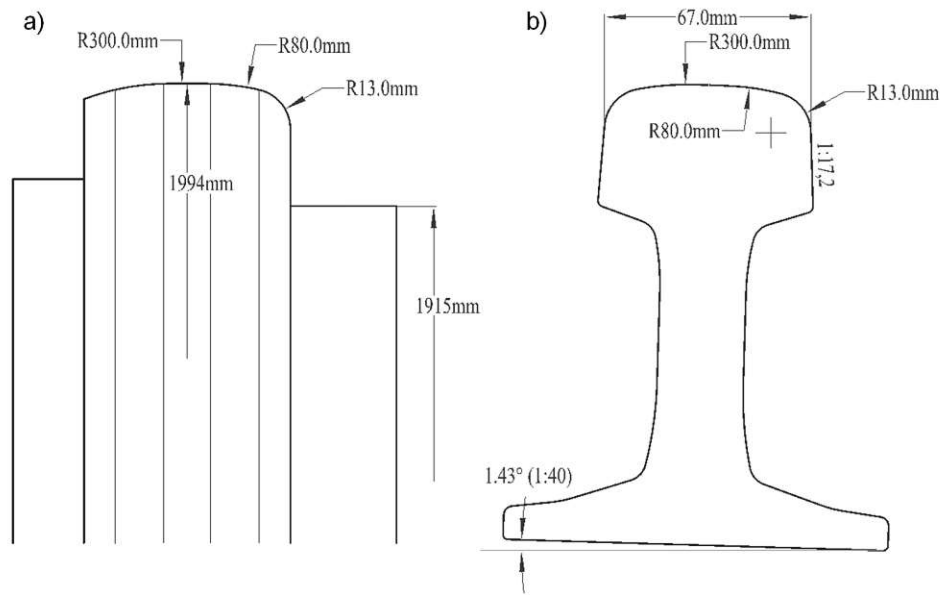


Abbildung 4.10: Gegenüberstellung der Schienenprofile a) des Schienenrades (ohne Berücksichtigung der Einbauneigung) und b) der Schiene im Feld (Einbauneigung 1:40) nach [7]

Folglich treten die hier zusammengefassten Unterschiede zwischen Teststand und Realbedingungen am Feld auf:

- Rad
 - Der Durchmesser des Prüfrades an der Messkreisebene ist um die Hälfte geringer als jener des realen Rades.
 - Das Prüfrad besteht aus dem legierten Vergütungsstahl 34CrNiMo6, wohingegen das Rad im Feld der Stahlgüte ER9 entspricht. Die Werkstoffe haben jedoch dieselbe Härte.
 - Die Kontur des Spurkranzes am Prüfrad beschränkt sich ausschließlich auf die Schienenseite.
- Schiene
 - Das Schienenprofil ist nicht eben sondern gebogen auf einer Radscheibe aufgebracht.
 - Die Kontur der Schiene ist nur im unmittelbaren Kontaktbereich nach Norm abgedreht.
 - Das Profil des Schienenrades berücksichtigt keine Einbauneigung, wie es im Feld üblich ist.
 - Die Schienenflanke des Profils S1002 ist laut Norm geneigt (1:17,2), am Schienenrad jedoch orthogonal zur Mantelfläche der Radscheibe ausgeführt.

Datenerfassung

Wie schon erwähnt verfügt der Teststand über eine SPS, genauer eine *Siemens 315-2 PN/DP* der *SIMATIC S7-300*-Baureihe. Signale der am Teststand applizierten Sensoren werden in die Steuereinheit geführt, verarbeitet und über das HMI ausgegeben sowie an LabVIEW weitergeleitet. Hier können die Werte je nach Anforderung weiterverarbeitet werden. Die Sensoren, welche für die Bestimmung des Reibungskoeffizienten notwendig sind, werden im Folgenden beschrieben:

Kraftaufnehmer

Sowohl an den beiden Drehmomentenstützen, als auch zur axialen Kraftmessung am Prüfrad werden Kraftaufnehmer des Typs *S9M* von *HBM* eingesetzt. Wird der s-förmig ausgeführte Federkörper des Kraftaufnehmers infolge Zug- oder Druckkräfte verformt, so ändert sich der Widerstand der Dehnmessstreifen (DMS). Das daraus resultierende Spannungssignal wird über Kabel an die SPS übertragen und zur entsprechenden Kraft umgerechnet. Durch Multiplikation der Kräfte an den Drehmomentenstützen mit den Normalabständen zu den Radmittelpunkten wird das jeweils auftretende Drehmoment ermittelt. Nach der Singalverarbeitung werden die Werte am HMI ausgegeben. Die Drehmomentstütze des Prüfrades weist einen Abstand von 310 mm zur Wellenmitte auf, hingegen beträgt dieser beim Schienenrad 500 mm .

Inkrementalgeber

Um Informationen zu den Drehzahlen und den zurückgelegten Umdrehungen beider Räder (Motoren) zu erhalten, werden an den Wellenenden Inkrementalgeber (Drehgeber) des Typs *861* von *Leine & Linde AB* aufgesetzt. Die Ausgabe der verarbeiteten Spannungssignale erfolgt ebenfalls am HMI.

Drucksensor

Wie schon erwähnt, werden die beiden Räder über Hydraulikzylinder aneinandergespresst. Die im Zylinder vorherrschenden Fluiddrücke p_F werden mittels der Drucksensoren *Hydac HDA4746* aufgenommen. Mit der Kenntnis der Querschnittsfläche A_{Zyl} des Druckzylinders wird das Drucksignal in eine Kraft F_D übersetzt (siehe auch Gleichung 4.1).

$$F_D = A_{Zyl} p_F \quad (4.1)$$

4.2.4 Ermittlung des Durchmesserverhältnisses

Dieser Schritt sollte zumindest nach jedem Spurwechsel durchgeführt werden. In der vorliegenden Arbeit wurde das Durchmesserverhältnis an jedem Messtag neu ermittelt um den Einfluss auftretender Verschleißerscheinungen der vergangenen Messungen auf den Eingangsparameter Schlupf zu minimieren.

Es ist darauf zu achten, dass vorerst der Motor des Schienenrades leistungslos ist, damit ein freies Drehen des Rades möglich ist. Das Prüfrad wird mit $F_R = 15\text{ kN}$ auf das Schienenrad gepresst und mit geringer Drehzahl (Soll-Drehzahl $n_{PR,\%} = 5\%$) angetrieben, sodass kein Schlupf zwischen den Rädern auftritt. Es folgt eine 2-minütige, simultane Aufzeichnung der Inkrementalgeber (Winkel) beider Räder. Danach wird das Prüfrad leistungslos gesetzt und vom Schienenrad mit der Soll-Drehzahl $n_{SR,\%} = 5\%$ angetrieben. Auch hier werden die Winkel über einen Zeitraum von 2 min aufgezeichnet.

Im Nachgang werden die Aufzeichnungen ausgewertet, wobei einzig der Durchmesser des Prüfrades $d_{PR} = 383\text{ mm}$ bekannt ist. Hier ist wichtig zu verstehen, dass der zurückgelegte Winkel beider Räder – reines Rollen vorausgesetzt – im selben Verhältnis steht wie die Durchmesser (siehe Gleichung 4.2). Hier gilt die Bedingung für reines Rollen was besagt, dass die überstrichenen Bogenlängen beider Räder ident sein müssen ($b_{PR} = b_{SR}$). Herangezogen wird dabei der über die Versuchsdauer gemittelte Winkel des jeweiligen Rades.

$$\frac{\varphi_{PR,m} r_{PR} \pi}{180} = \frac{\varphi_{SR,m} r_{SR} \pi}{180} \longrightarrow \rho = \frac{r_{SR}}{r_{PR}} = \frac{\varphi_{PR,m}}{\varphi_{SR,m}} \quad (4.2)$$

mit:

- $b_{SR,PR}$ – Bogenlänge am Schienen-/Prüfrad in m
- $\varphi_{SR,PR,m}$ – gemittelter Winkel Schienen-/Prüfrad in $^\circ$

4.2.5 Einfahren des Teststandes

Vor der Übernahme des Teststandes wurden Schienenrad und Prüfrad frisch überdreht. So musste der Teststand nach dem Einstellen/Anfahren einer neuen Spur zuerst eingefahren werden um einen konstanten Trockenreferenzwert des Reibungskoeffizienten erwarten zu können. Durch das Einfahren sollen erste plastische Deformationen vor der eigentlichen Messdurchführung stattfinden.

So wird das Prüfrad im Stillstand mit der Last $F_R = 15\text{ kN}$ an das Schienenrad gedrückt. Im Anschluss wird das Prüfrad stufenweise bis auf 90% seiner Maximaldrehzahl beschleunigt, wobei das Schienenrad angetrieben wird. Zwischen den beiden Rädern tritt vorerst

für die ersten 6.000 U reines Rollen ($s_{SR} = 0\%$) auf. Schon nach dieser Einrollphase ist nach Abbildung 4.11 zu erkennen, dass eine plastische Verformung im Kontaktbereich stattgefunden hat. Dies tritt durch lokale Überschreitung der Streckgrenze der im Kontakt befindlichen Materialien auf. Nach einigen Überrollungen klingen die inneren Spannungen ab und die Kaltverfestigung in diesem Bereich ist abgeschlossen. So ist für den schlupffreien Betrieb eine konstante Breite des Kontaktbereiches anzunehmen. Diese beträgt in etwa 2 mm und entspricht somit nahezu der analytischen Lösung nach Tabelle 5.7 mit 1,95 mm.

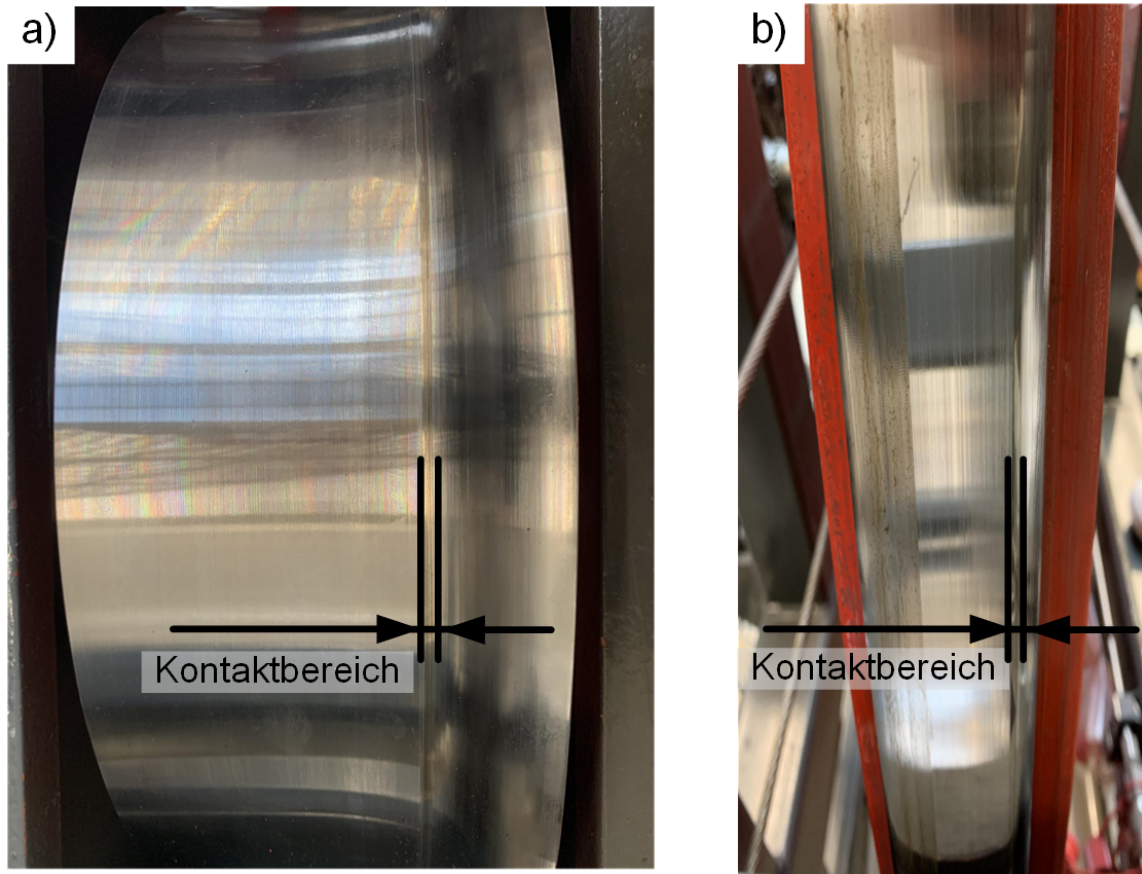


Abbildung 4.11: Kontaktbereich $\approx 2\text{ mm}$ des a) Prüfrades und b) Schienenrades nach dem Einfahren (6.000 U ohne Schlupf)

4.2.6 Versuchsablauf

Auf Grundlage ähnlicher Versuche in [3] und [4] auf dem Full-Scale-Teststand wird in diesem Abschnitt der Versuchsablauf für diese Arbeit und dessen Parameter erläutert. In [3] wurden unter anderem Dauerversuche durchgeführt, wobei die Messdauer zwischen 8.000 - 18.000 U lag und ein nahezu konstanter Schlupf von 1 % eingestellt wurde. Es konnte festgestellt werden, dass aufgrund des hohen Verschleißes eine starke Veränderung der Kontaktflächen auftritt und so eine Reproduzierbarkeit der Ergebnisse ausgeschlossen

ist. Dabei kam es zu Grübchen- und Rissbildung, welche ein frühzeitiges Überdrehen von Rad und Schiene erforderte. Zudem entspricht solch eine Dauerbelastung nicht den real auftretenden Bedingungen, da in Phasen konstanter Geschwindigkeit – kein Bremsen oder Beschleunigen – kein Schlupf auftritt. Diese Überlegung trifft in diesem Fall für den Schienenkopf bzw. Lauffläche des Rades zu, kann jedoch auch für den Spurkranz und die Schienenfahrkante übernommen werden. Wie schon in Unterabschnitt 3.1.1 erläutert, kann es vor allem im Bereich von Gleisbögen zu dieser Kontaktsituation und daher auch nur eher zu kurzzeitigem Kontakt kommen. Die aufgebrachte Radlast liegt zudem bei 15 kN und nicht bei 120 kN , wie im Vergleich zwischen Testständen und Kontakt unter Realbedingungen zunächst empfohlen. Dies liegt zum einen an den regelungstechnischen und zum anderen an strukturmecchanischen Grenzen des Teststandes. Jedoch hat diese Kraftreduktion keinen Einfluss auf den Reibungskoeffizienten.

So wurde in Absprache mit dem Teststand-Verantwortlichen und der Firma *AC2T* entschieden, die Messungen im Zuge von Kurzzeitversuchen durchzuführen. Der Versuch besteht demnach aus Phasen des reinen Rollens und Schlupfphasen, in denen das Moment aufgezeichnet und der Reibungskoeffizienten ausgewertet wird.

Bevor die Messfahrt selbst beginnen kann, muss das Schienenrad konditioniert, d.h. das SKS aufgebracht werden. Dazu wird mithilfe einer handelsüblichen Kunststoffspritze Schmierstoff aus der Flasche entnommen. Außerdem wird eine Kunststoffspachtel vorbereitet, welche später zum Auftragen verwendet wird. Die Schmierstoffmenge wird anhand des Gewichts definiert. So werden 20 mg , 40 mg oder 80 mg auf die Spachtel gespritzt. Die gewünschte Menge wird an zwei oder acht Stellen des Schienenrades verstrichen (siehe Abbildung 4.12).

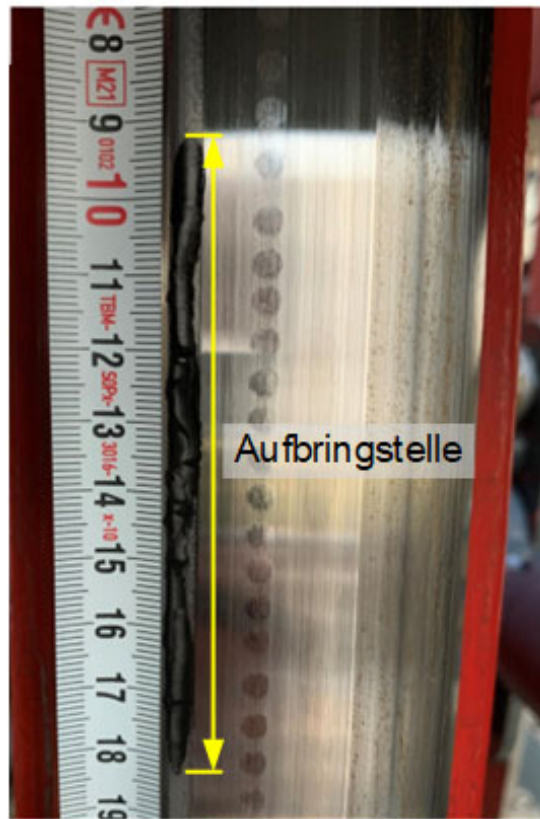


Abbildung 4.12: Beispielhafte konditionierte Aufbringstelle

Zu Beginn wird die Radlast über das stillstehende Prüfrad auf das Schienenrad aufgebracht. Nun wird das Prüfrad auf Prüfdrehzahl von 90 % ($214,9 \frac{U}{min}$ nach Tabelle 7.4) beschleunigt. In den ersten 50 U des Prüfrades liegt, nachdem das Schienenrad auf Drehzahl ($\approx 87\%$ bei $\rho = 5,177$) gebracht wurde, reines Rollen vor. Nach den ersten 50 U wird der Schlupfbetrieb (2 %) für weitere 50 U eingestellt, indem das Schienenrad nun nicht mehr über das Prüfrad angetrieben wird sondern selbst über den zugehörigen Motor auf Drehzahl $\approx 85,23\%$ bei einer Leistung von 100 % gehalten wird. Dies entspricht einer Gleitgeschwindigkeit/Relativgeschwindigkeit zwischen Prüf- und Schienenrad von $\approx 0,08 \frac{m}{s} \hat{=} 0,31 \frac{km}{h}$. Anschließend wird das Schienenrad für 400 U leistungslos gesetzt und der Schlupf somit auf 0 % reduziert. Dieser Vorgang wird so oft wiederholt, bis der Reibungskoeffizient den vorher ermittelten Trockenreferenzwert 0,35 erreicht hat und der Versuch beendet wird. Der Reibungskoeffizient wurde während des Versuchs grob in einer Excel-Tabelle dokumentiert, um das Erreichen des Schwellenwertes zu kontrollieren. Die durchschnittliche Versuchsdauer liegt bei 1500 U und daher bei $\approx 7 min$ (vorausgesetzte Prüfraddrehzahl $214,92 \frac{U}{min}$). Zur Veranschaulichung des ersten Messzyklus des Versuchs dient Abbildung 4.13.

Hier sei noch erwähnt, dass zwischen den Versuchen das Schienenrad mit Ethanol getränkten Papiertüchern gründlich gesäubert wurde. Um schließlich auch Reste des Reinigers zu

entfernen, wurde der Teststand zudem über rund 2000 U ohne Schlupf trocken gefahren.

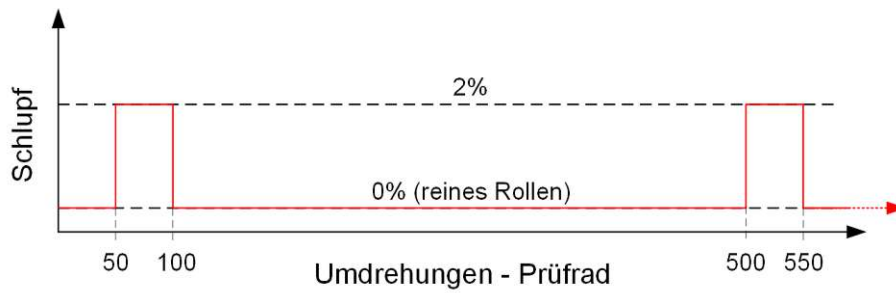


Abbildung 4.13: Zyklus der ersten 550 Prüfradumdrehungen eines Versuchs

4.3 Druckmessfolien

Für die experimentelle Ermittlung von Druck und Druckverteilung werden oftmals Druckmessfolien eingesetzt. Im Zuge dieser Arbeit wurde auf Folien des Typs *Prescale High Pressure* von *FUJIFILM* zurückgegriffen. Die Beurteilung des Druckbetrages ist nur möglich, wenn der für den Typ messbare Druckbereich $50 - 130 \text{ MPa}$ eingehalten wird. Aufgrund der hohen Kräfte kombiniert mit den kleinen Punktkontaktflächen wird dieser Druckbereich stark überschritten. Daher werden im Zuge dieses Experiments ausschließlich die Form und Größe der Kontaktfläche ausgewertet, während die Intensität des Drucks unberücksichtigt bleibt.

Aufbau und Funktion

Die Folie besteht aus einer Schicht aus Mikrokapseln und einer Entwicklerschicht, wobei die Mikrokapseln mit Farbe gefüllt sind. Ist die Folie einlagig ausgeführt, befinden sich beide Schichten auf einer Lage Polyesterfolie, wohingegen die zweilagige Ausführung diese beiden Schichten auf zwei getrennten Trägerfolien vorsieht (Vergleich siehe Abbildung 4.14).

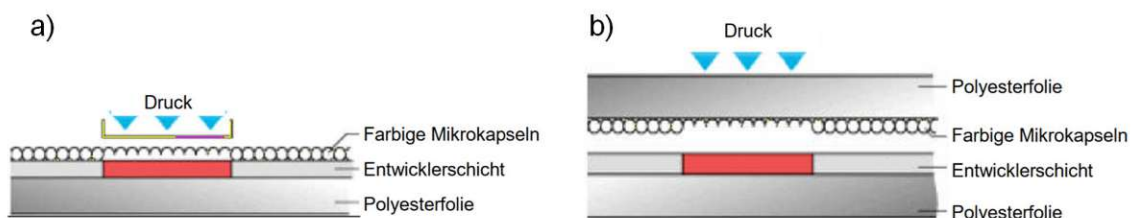


Abbildung 4.14: Aufbau von Druckmessfolien: a) einlagig und b) zweilagig [40]

Wird die Folie nun auf Druck belastet, zerplatzen die farbgefüllten Kapseln und verfärben die jeweiligen Bereiche der Entwicklerschicht. Nach dem Lösen der Kraft wird die Folie

entfernt und mittels Flachbettscanner digitalisiert. Um möglichst akkurate Ergebnisse zu erhalten, ist hier auf eine ausreichend hohe Auflösung zu achten.

Kalibrierung und Auswertung

Vor der ersten Auswertung muss die zur Verfügung gestellte Software *GODAV v6.0* kalibriert werden. Hierzu muss der messbare Druckbereich der verwendeten Folie bekannt sein, hier $50 - 130 \text{ MPa}$. Ein Kalibriergerät ist über Pneumatikleitungen mit einer Presse verbunden. Je nach Druckbereich wird aus einem Stempel-Set, bestehend aus zylindrischen Stempeln (siehe Abbildung 4.15 unten), ein Stempel gewählt und in die Presse eingesetzt. Die Größe des Stempels richtet sich nach der Folie und den Betriebsgrenzen des Kalibriergeräts. Im vorliegenden Fall wurde ein Stempel mit Durchmesser 8 mm gewählt. Anhand der Stempelfläche $A_{\text{Stempel}} = 50,3 \text{ mm}^2$ und den Drücken $p_{\text{kal1}} = 50 \text{ MPa}$ und $p_{\text{kal2}} = 130 \text{ MPa}$ wird die einzustellende Kraft am Kalibriergerät ermittelt. Diese Kräfte werden zur Erstellung zweier Kalibrierpunkte (siehe Abbildung 4.15) herangezogen, welche danach mittels Scanner auf den Computer übertragen und in Graustufen übersetzt werden. Die Software verlangt nun das Einlesen der beiden Kalibrierpunkte, um im Hintergrund eine lineare Interpolation der Sättigung dieser Punkte vorzunehmen. So werden die Farbverläufe folgender Messungen im kalibrierten Bereich interpoliert und als Druckwert interpretiert (Beispiel siehe Abbildung 4.16). Schon hier wird ersichtlich, dass bei einer Überschreitung des messbaren Druckbereichs zwar keine Aussage über den Druckwert – da die Folie übersättigt ist – jedoch über Druckfläche und -form gemacht werden kann.

Auch die bei den Versuchen generierten Messpunkte werden durch Einlesen per Scanner und anschließende Nachbearbeitung in *GODAV* verarbeitet. Im Zuge dessen bietet die Software die Möglichkeit, Druckflächen auszumessen oder Druckverteilungen entlang einer Schnittlinie zu erstellen (siehe Abbildung 4.16d).

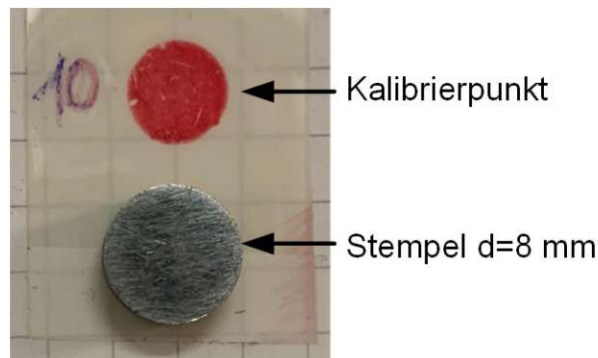


Abbildung 4.15: Kalibrierpunkt bei 130 MPa (6535 N) und zylindrischer Druckstempel mit Durchmesser 8 mm

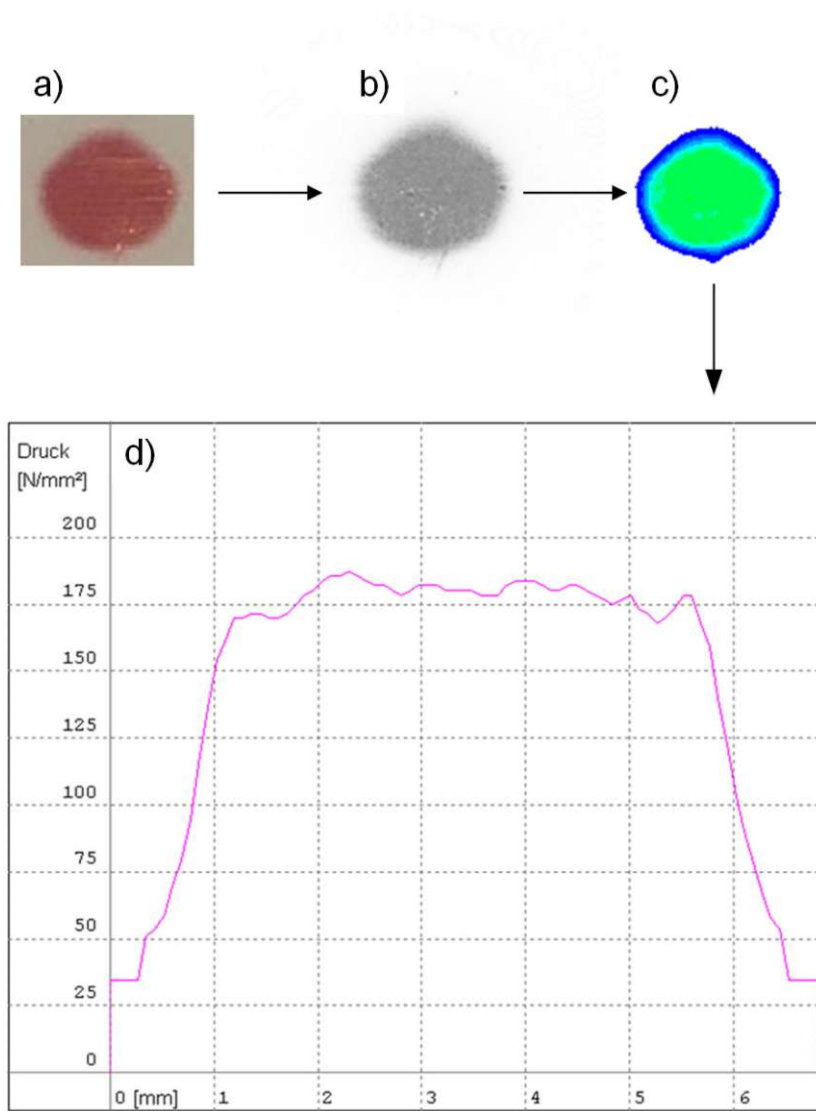


Abbildung 4.16: a) Druckstelle unbearbeitet, b) in Graustufen, c) ausgewertet und d) Druckverlauf entlang des Schnitts durch die Druckstelle

Kapitel 5

Analytische Kontaktberechnung

Die analytische Berechnung des Kontaktproblems soll primär dazu dienen, die Ergebnisse der numerischen Berechnung in Kapitel 6 auf ihre Plausibilität zu prüfen. Ausgehend vom sehr einfachen Punktkontakt, welcher durch eine Kugel auf einer Platte repräsentiert wird, bis hin zum komplexen Kontaktfall Rad-Schiene (genauer des Spurkranzes mit der Schienenflanke), soll die Hertz'sche Kontakttheorie herangezogen werden. Anhand der analytischen Näherungsformeln werden Kontaktfläche, Oberflächenspannung, Tiefenspannungen und deren Verläufe bestimmt.

Damit die Hertz'sche Theorie Anwendung finden darf, müssen wie bei vielen anderen analytischen Ansätzen Annahmen getroffen werden, welche eine gewisse Unschärfe der Ergebnisse hervorrufen. Diese Vereinfachungen sind wie folgt definiert [12]:

- das Werkstoffverhalten beider Körper ist isotrop
- der Werkstoff ist homogen in den Körpern verteilt
- die Verformungen finden im rein-elastisch (Hookeschen) Bereich statt, daher bleibt das Plastifizieren unberücksichtigt
- der Kontakt geht von einer Punktberührung aus
- die Kontaktfläche ist um einige Größenordnungen kleiner im Vergleich zu den Körperabmessungen
- der Kontakt ist reibungsfrei vorauszusetzen, d.h. keine Tangentialspannungen in der Kontaktebene
- in der unmittelbaren Umgebung der Kontaktstelle können die Oberflächen beider Körper nur Polynome zweiten Grades beschrieben werden

5.1 Vorgehensweise beim Punktkontakt

Abschnitt 3.3 hat schon gezeigt, dass aufgrund der beiden gekrümmten Oberflächen ein initialer Punktkontakt im Bereich des Schienenkopfes auftritt. Auch der zunächst betrachtete Kontakt einer Kugel auf einer ebenen Platte wird einen solchen Punktkontakt aufweisen und nach dem Aufbringen einer Kraft eine elliptische Kontaktfläche zur Folge haben.

Für die folgenden Berechnung werden die Hauptkrümmungsebenen E_{11} , E_{12} (Körper 1) bzw. E_{21} , E_{22} (Körper 2) und deren zugehörige Radien nach Abbildung 5.1 definiert. Der initiale Kontaktpunkt stellt dabei den Ursprung der körpereigenen, kartesischen Koordinatensysteme dar, deren z-Achsen ins Körperinnere zeigen. Für den allgemeinen Fall wird ein Winkel Ψ , welcher zwischen den Ebenen E_{11} und E_{21} liegt, festgelegt. Folgende Konvention für die Bezeichnung der Radien wird vorausgesetzt, wobei der Radius konkaver Oberflächen mit einem negativen Vorzeichen zu versehen ist:

$$R_{11} \geq R_{12} \quad \text{und} \quad R_{21} \geq R_{22} \quad (5.1)$$

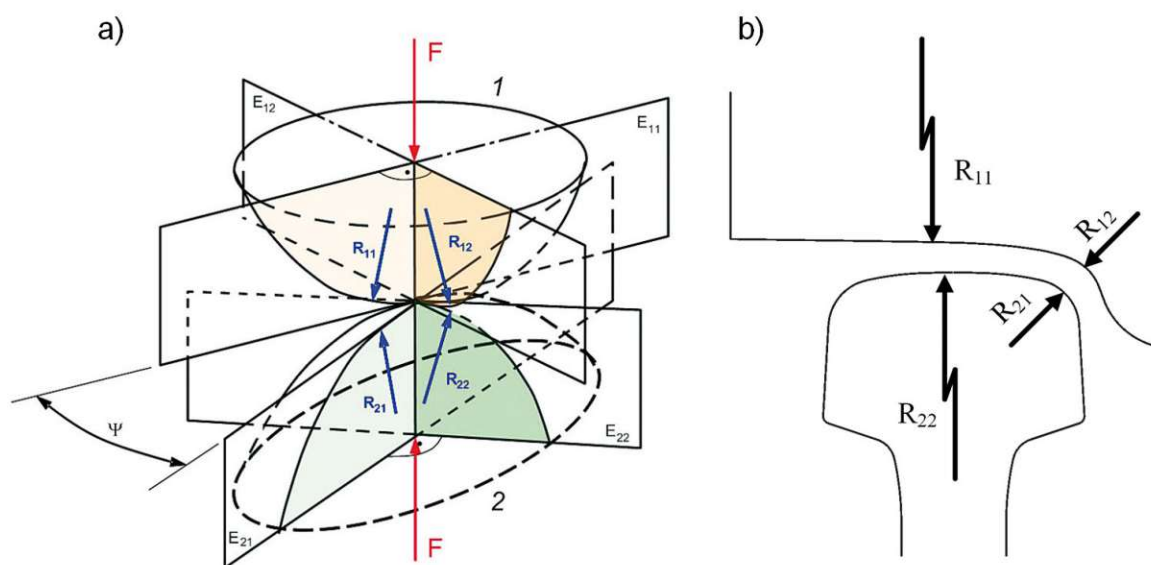


Abbildung 5.1: Definition der Hauptkrümmungsebenen und -radien für a) allgemeine Halbräume nach [41] und b) Rad-Schiene

Kontaktfläche

In Anlehnung an [11] und [12] hat Deeg [42] das Kontaktproblem zusammengefasst, welches hier herangezogen wird. Zunächst werden die durch die Materialparameter bestimm-

ten Hertz-Koeffizienten gebildet.

$$\Theta_1 = 4 \cdot \frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1}, \quad \Theta_2 = 4 \cdot \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \quad (5.2)$$

$$\Theta_1 = \Theta_2 \quad \text{wenn} \quad E_1 = E_2 \text{ und } \nu_1 = \nu_2 \text{ gilt.} \quad (5.3)$$

mit:

- Θ_i – Hertz-Koeffizient des Körpers i in $\frac{m^2}{N}$
- ν_i – Querkontraktionszahl des Körpers i in 1
- E_i – Elastizitätsmodul des Körpers i in $\frac{N}{m^2}$

Die Oberflächen, beschrieben durch die Krümmungsradien R_{i1} und R_{i2} , werden in den folgenden Funktionen zusammengeführt [42]:

$$R = \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}} \quad (5.4)$$

$$R_1 = \frac{1}{R_{11}} - \frac{1}{R_{12}} \quad \text{und} \quad R_2 = \frac{1}{R_{21}} - \frac{1}{R_{22}} \quad (5.5)$$

Außerdem wird eine Hilfsvariable Ω in Form eines Winkels eingeführt [42]:

$$\Omega = \cos^{-1} \left(\frac{\sqrt{R_1^2 + R_2^2 + 2 R_1 R_2 \cos(2 \Psi)}}{R} \right) \quad (5.6)$$

Zur Berechnung von k , dem Halbachsenverhältnis $\frac{b}{a}$, wird eine Nullstellensuche nach Gleichung 5.7 durchgeführt. Die Auswertung der Integrale in Gleichung 5.8 - 5.10 erfolgt im Bereich von 0 bis $\frac{\pi}{2}$. Außerdem konvergieren sie für den Wertebereich $0 \leq k \leq 1$ absolut [42].

$$\frac{k^3}{\tan(\frac{\Omega}{2})^2} - \frac{J(k)}{I(k)} = 0 \quad (5.7)$$

$$H(k) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\Phi}{\sqrt{1 - (1 - k^2) \sin(\Phi)^2}} \quad (5.8)$$

$$I(k) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\cos(\Phi)^2 d\Phi}{\sqrt{[1 - (1 - k^2) \sin(\Phi)^2]^3}} \quad (5.9)$$

$$J(k) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\cos(\Phi)^2 d\Phi}{\sqrt{[1 - (1 - \frac{1}{k^2}) \sin(\Phi)^2]^3}} \quad (5.10)$$

Abschließend werden die Halbachsen a und b (siehe Gleichung 5.13 und 5.14) bestimmt, wobei in einem Zwischenschritt noch die beiden Hilfswerte f und g nach Gleichung 5.11

und 5.12 ermittelt werden [42].

$$f = \sqrt[3]{\frac{2 I(k)}{\pi \sin(\frac{\Omega}{2})^2}} \quad (5.11)$$

$$g = \sqrt[3]{\frac{2 J(k)}{\pi \cos(\frac{\Omega}{2})^2}} \quad (5.12)$$

$$a = f \sqrt[3]{\frac{3 F_z}{8 R} (\Theta_1 + \Theta_2)} \quad (5.13)$$

$$b = g \sqrt[3]{\frac{3 F_z}{8 R} (\Theta_1 + \Theta_2)} \quad (5.14)$$

Die Fläche der Kontaktstelle, welche die Form einer Ellipse aufweist, wird nach Gleichung 5.15 berechnet.

$$A_{Punkt} = \pi a b \quad (5.15)$$

Kontaktdruck / Flächenpressung

Der Maximalwert der Flächenpressung p_{zmax} beim Punktkontakt ist im initialen Berührungspunkt – dem Mittelpunkt der elliptischen Kontaktfläche – zu finden und beträgt das 1,5-fache des mittleren Kontaktdruckes p_{zm} [42].

$$p_{zm} = \frac{F_z}{A_{Punkt}} \quad (5.16)$$

$$p_{zmax} = 1.5 \frac{F_z}{A_{Punkt}} \quad (5.17)$$

Die Flächenpressung verläuft in Form eines Halbellipsoids und wird nach Gleichung 5.18 [14] bestimmt.

$$p_z(x, y) = p_{zmax} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad \text{mit} \quad 1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2 \geq 0 \quad (5.18)$$

Oberflächenspannung

Der Verlauf der Spannungen innerhalb der Kontaktfläche in Oberflächennähe kann für den allgemeinen Kontaktfall beispielsweise aus [43] entnommen werden. Aufgrund der Komplexität und des zu vernachlässigbaren Mehrwertes, erfolgt die Vereinfachung auf rotationssymmetrische Körper, wobei *Huber* in [44] die Herleitung dieser Gleichungen

vorgenommen hat. Für die Ermittlung der Spannungskomponenten werden die Halbachsen der Ellipsen a und b zum Kreisflächenradius a vereinfacht.

Im Inneren der Kontaktfläche entspricht die Hauptspannung σ_{zz} der negativen Flächenpressung nach Gleichung 5.18. Über die Grenzen der Kontaktfläche hinaus liegt ein ebener Spannungszustand vor, bedingt durch die freie Oberfläche, wobei $\sigma_{zz} = \sigma_{xz} = \sigma_{yz} = 0$ gilt. Durch die zu Beginn vorausgesetzte Reibungsfreiheit sind die Schubspannungskomponenten τ_{xz} und τ_{yz} gleich Null. Durch die gerade getätigte Annahme einer kreisförmigen Kontaktfläche, wird auch die Komponente τ_{xy} zu Null. Nach *Johnson* [14] sind die Hauptspannungen σ_{xx} , σ_{yy} und σ_{zz} an der Oberfläche ($z = 0$) wie folgt definiert:

$$\frac{\sigma_{xx}(x)}{p_{zmax}} = \begin{cases} \left[\frac{(1-2\nu_i)}{3} \frac{a^2}{x^2} \left(1 - \left(\sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \right)^3 \right) - \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \right] & \text{für } |x| \leq a \\ \left(\frac{(1-2\nu_i)}{3} \frac{a^2}{x^2} \right) & \text{für } |x| > a \end{cases} \quad (5.19)$$

$$\frac{\sigma_{yy}(x)}{p_{zmax}} = \begin{cases} \left[-\frac{(1-2\nu_i)}{3} \frac{a^2}{x^2} \left(1 - \left(\sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \right)^3 \right) - 2\nu_i \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \right] & \text{für } |x| \leq a \\ \left(-\frac{(1-2\nu_i)}{3} \frac{a^2}{x^2} \right) & \text{für } |x| > a \end{cases} \quad (5.20)$$

$$\frac{\sigma_{zz}(x)}{p_{zmax}} = \begin{cases} -\sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} & \text{für } |x| \leq a \\ 0 & \text{für } |x| > a \end{cases} \quad (5.21)$$

mit:

- $\sigma_{xx,yy,zz}$ – Hauptspannung in x,y,z-Richtung in $\frac{N}{m^2}$
- p_{zmax} – Maximaler Kontaktdruck in $\frac{N}{m^2}$
- ν_i – Querkontraktionszahl des Körpers i in 1
- a – Kontaktflächenradius m

Spannung innerhalb der Körper

Neben den Spannungen an den Oberflächen, werden die Tiefenspannungen beider Körper nach den Gleichungen 5.22 - 5.24 [14] ermittelt. Die maximal auftretenden Hauptspannungen $\sigma_{xx}(z)$, $\sigma_{yy}(z)$ und $\sigma_{zz}(z)$ sind an der initialen Berührstelle $x = y = 0$ aufzufinden und können an $z \geq 0$ ausgewertet werden.

$$\frac{\sigma_{xx}(z)}{p_{zmax}} = -(1 + \nu_i) \cdot \left[1 - \frac{z \tan^{-1}(\frac{a}{z})}{a} \right] + \frac{1}{2} \frac{1}{(1 + \frac{z^2}{a^2})} \quad (5.22)$$

$$\frac{\sigma_{yy}(z)}{p_{zmax}} = \frac{\sigma_{xx}(z)}{p_{zmax}} \quad (5.23)$$

$$\frac{\sigma_{zz}(z)}{p_{zmax}} = -\frac{1}{1 + \frac{z^2}{a^2}} \quad (5.24)$$

Basierend auf der Schubspannungshypothese wird dessen Verlauf $\tau_1(z)$ nach Gleichung 5.25 [14] berechnet, wobei der maximale Schubspannungsbetrag im Falle der kreisförmigen Kontaktfläche ($a = b$) und $\nu = 0,3$ in der Tiefe $0,48 \cdot b$ auftritt (nach Tabelle 5.1). Demnach tritt die maximale Schubspannung an jener Stelle auf, an der die Differenz zweier Hauptspannungen am größten ist. Da i.A. von einer elliptischen Kontaktfläche auszugehen ist, bietet Tabelle 5.1 auch weitere Koeffizienten in Abhängigkeit vom Halbachsenverhältnis $k = \frac{b}{a}$.

$$\tau_1(z) = \frac{\max|\sigma_{xx}(z) - \sigma_{yy}(z)|; |\sigma_{yy}(z) - \sigma_{zz}(z)|; |\sigma_{zz}(z) - \sigma_{xx}(z)|}{2} \quad (5.25)$$

$\frac{b}{a}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Tiefe $\frac{z}{b}$	0,785	0,745	0,665	0,590	0,530	0,480
Spannung $\frac{\tau_{1,max}}{p_{zmax}}$	0,300	0,322	0,325	0,323	0,317	0,310

Tabelle 5.1: Tiefe und Betrag der maximalen Schubspannung in Bezug auf das Halbachsenverhältnis der Kontaktellipse aus [14]

Für den Fall, dass alle Schubspannungen zu Null gesetzt werden, kann durch die Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) nach von Mises die Vergleichsspannung σ_{vMises} nach Gleichung 5.26 ermittelt werden.

$$\sigma_{vMises}(z) = \sqrt{\frac{(\sigma_{xx}(z) - \sigma_{yy}(z))^2 + (\sigma_{xx}(z) - \sigma_{zz}(z))^2 + (\sigma_{zz}(z) - \sigma_{yy}(z))^2}{2}} \quad (5.26)$$

5.2 Analytisch: Kugel-Platte

Um einen möglichst genauen Referenzwert für die Validierung der numerischen Berechnungen in Kapitel 6 zu erhalten, wird in diesem Abschnitt die analytische Berechnung der

Kontaktgrößen eines einfachen Kontaktes zwischen einer Kugel und einer Platte durchgeführt. Die Berechnung selbst wird zum Großteil in PTC MATHCAD realisiert, außerdem wird MATLAB für das Plotten diverser Spannungsverläufe und der Kontaktfläche herangezogen.

Die Kontaktsituation ist in Abbildung 5.2 dargestellt und wird anhand von Tabelle 5.2 beschrieben. Demnach wird eine Kugel mit einem Kugelradius $R = 450\text{ mm}$ auf eine Platte gedrückt, deren ebene Oberfläche durch unendlich große Radien charakterisiert ist. Der Kugelradius wird so gewählt, dass die Krümmungsradien der Kugel um einige Größenordnungen größer sind als die zu erwartenden Kontaktflächenabmessungen (siehe Annahmen zur Hertz'schen Kontakttheorie). Hierbei sei erwähnt, dass PTC MATHCAD die Konstante ∞ mit dem Wert $1 \cdot 10^{307}$ hinterlegt hat. Das Werkstoffverhalten beider Körper wird als ident vorausgesetzt.

Daten des Kugel-Platten-Kontakts		
	Bezeichnung	Wert
Kugel	E-Modul	$E_1 = 210\text{ GPa}$
	Querkontraktionszahl	$\nu = 0,3$
	Krümmungsradius 1	$R_{11} = 450\text{ mm}$
	Krümmungsradius 2	$R_{12} = 450\text{ mm}$
Platte	E-Modul	$E_1 = 210\text{ GPa}$
	Querkontraktionszahl	$\nu = 0,3$
	Krümmungsradius 1	$R_{11} = \infty$
	Krümmungsradius 2	$R_{12} = \infty$
	Last	$F = 100\text{ kN}$

Tabelle 5.2: Angaben: Kugel-Platte

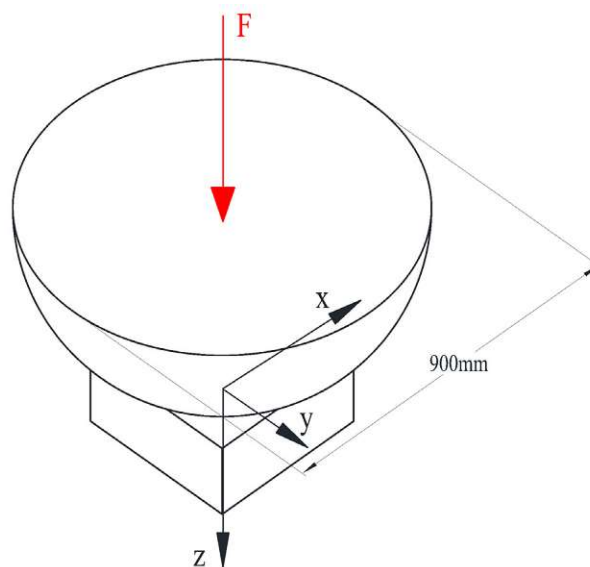


Abbildung 5.2: Kontakt Kugel-Platte

Resultierend aus der aufgetragenen Last $F = 100 \text{ kN}$ stellt sich beim punktförmigen Kontakt einer Kugel mit einer ebenen Oberfläche eine kreisförmige Kontaktfläche $A_{\text{Kreis}} = 138,43 \text{ mm}^2$ nach Gleichung 5.15 mit dem Radius $R = a = b = 6,64 \text{ mm}$ ein (siehe Abbildung 5.3).

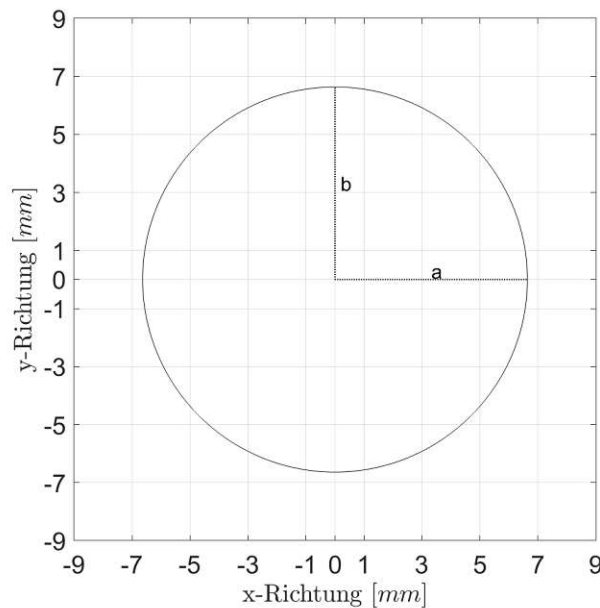


Abbildung 5.3: Kontaktfläche Kugel-Platte mit $a = b = r = 6,64 \text{ mm}$

Die maximale Flächenpressung p_{max} beträgt $1083,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ und tritt nach Abbildung 5.4 in der Mitte der Kontaktfläche, dem initialen Kontaktpunkt beider Körper, auf. Aufgrund der kreisrunden Kontaktfläche sind die Druckverteilungen in x-Richtung und in y-Richtung identisch. Ausgewertet wurde die Flächenpressung dabei entlang der beiden Halbachsen durch den Mittelpunkt der kreisförmigen Kontaktfläche.

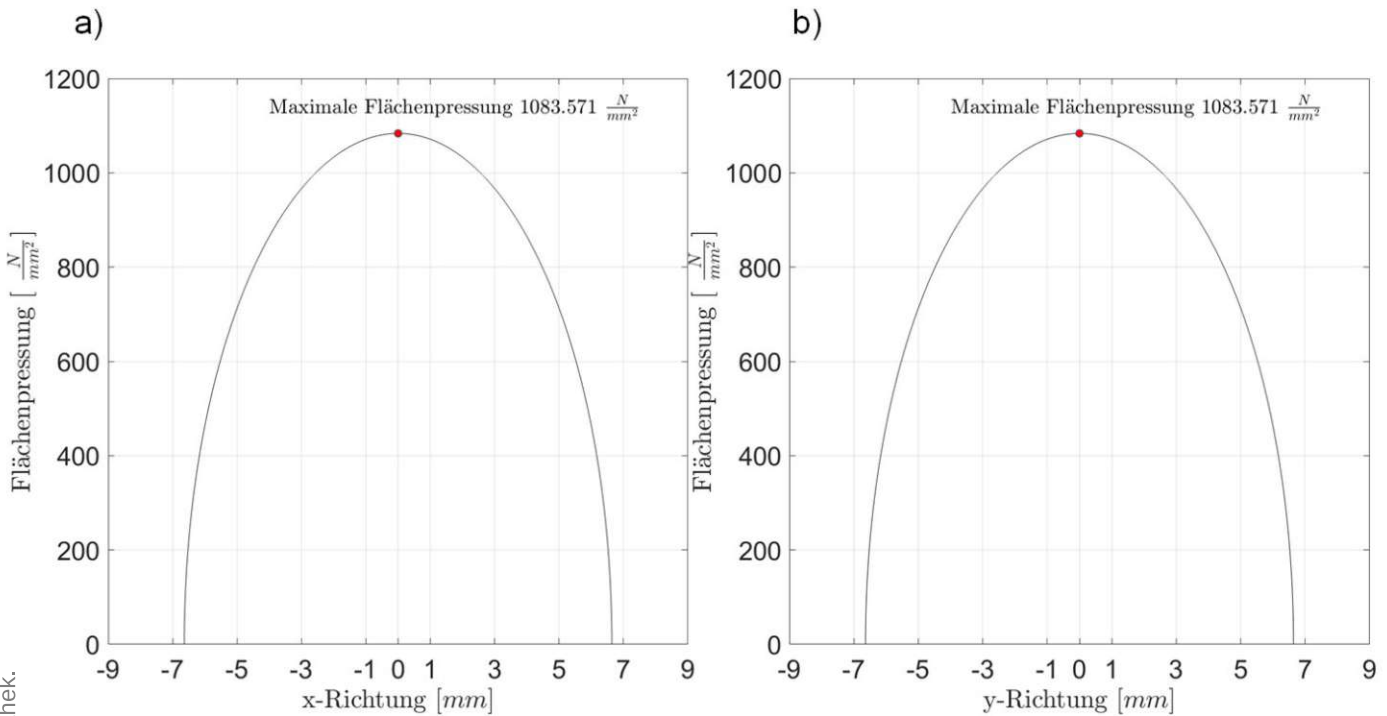


Abbildung 5.4: Verlauf der Flächenpressung beim Kugel-Platte Kontakt: a) in x-Richtung und b) in y-Richtung

Abbildung 5.5a zeigt die Hauptspannungsverläufe an der Oberfläche ($z = 0$). Diese gilt aufgrund derselben elastischen Materialeigenschaften für beide Körper gleichermaßen. Die Hauptspannung $\sigma_{zz}(x)$ im Inneren des Kontaktbereichs kommt der negativen Flächenpressung gleich und wird außerhalb der Kontaktfläche zu Null. Der Maximalwert von $\sigma_{yy}(x)$ ist nach Gleichung 5.20 kleiner als $\sigma_{zz}(x)$ und nähert sich außerhalb der Kontaktzone asymptotisch dem Wert Null an. $\sigma_{xx}(x)$ hingegen übersteigt im Randbereich den Nullwert und nähert sich aus dem positiven Wertebereich asymptotisch der Abszisse an. In Abbildung 5.5b werden die Haupt-, Schub- und die Vergleichsspannung entlang der z-Achse unter dem initialen Punktkontakt ($x = y = 0$) dargestellt. Die Hauptspannungen $\sigma_{xx,yy,zz}$ weisen an der Oberfläche ($z = 0$) ihre Maximalwerte auf. Der Höchstwert der Schubspannung befindet sich, wie in Tabelle 5.1 bereits gezeigt, knapp unterhalb der Oberfläche und beträgt $\tau_1(z_{max}) = 335,93 \frac{N}{mm^2}$ (roter Punkt in Abbildung 5.5b). Alle beschriebenen Spannungen, wie auch die von Mises Vergleichsspannung $\sigma_{vM}(z)$ klingen mit zunehmender Tiefe ab und nähern sich asymptotisch dem spannungsfreien Zustand an.

Um einen Überblick der Ergebnisse zu erhalten, werden diese in Tabelle 5.3 nochmals zusammengefasst.

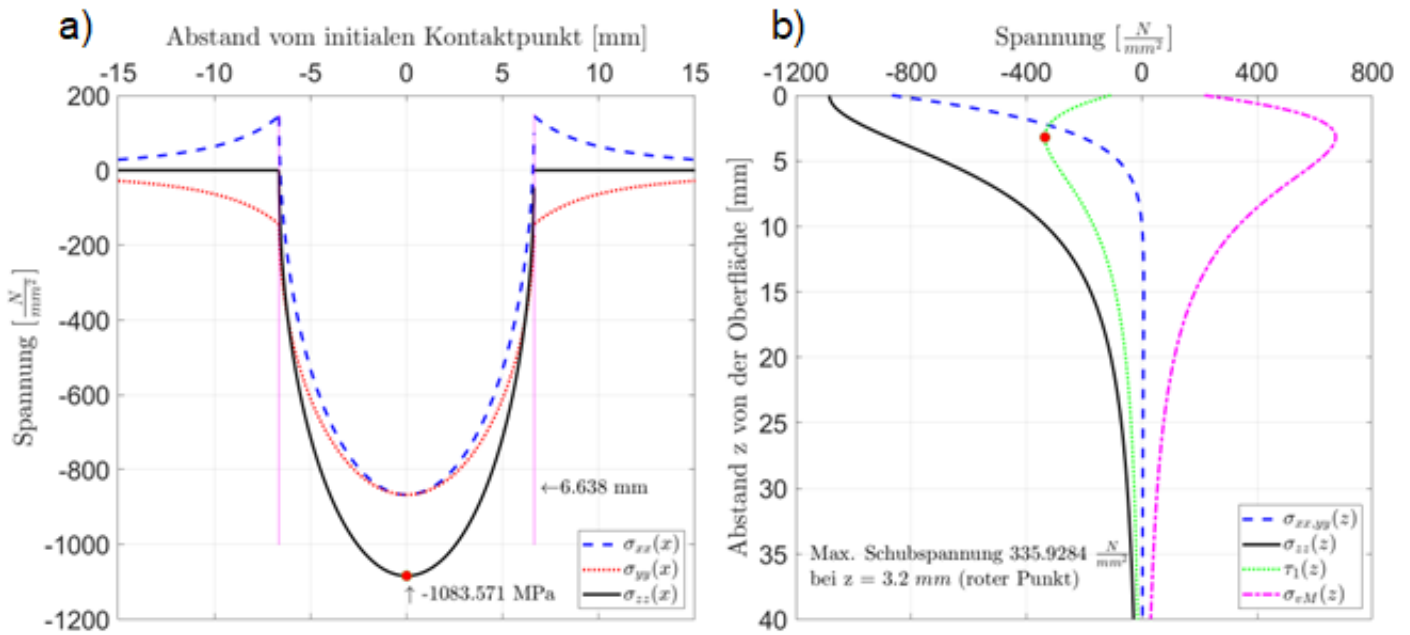


Abbildung 5.5: Spannungsverteilungen beim Kugel-Platte Kontakte: a) Oberflächenspannung und b) Tiefenspannung

Ergebnisse des Kugel-Platten-Kontakts

Bezeichnung	Wert
Radius der Kontaktfläche	$a = b = r = 6,64 \text{ mm}$
Kontaktfläche	$A_{Kreis} = 138,43 \text{ mm}^2$
Maximale Flächenpressung	$p_{max} = 1083,57 \frac{N}{mm^2}$
Maximale Vergleichsspannung	$\sigma_{vM,max} = 671,86 \frac{N}{mm^2}$
Maximale Schubspannung	$\tau_1 = 335,93 \frac{N}{mm^2}$
Tiefe der maximalen Schubspannung	$\tau_1(z_{max}) = 3,2 \text{ mm}$

Tabelle 5.3: Analytische Ergebnisse: Kugel-Platte

5.3 Analytisch: Niederlast-Zwei-Scheiben-Teststand

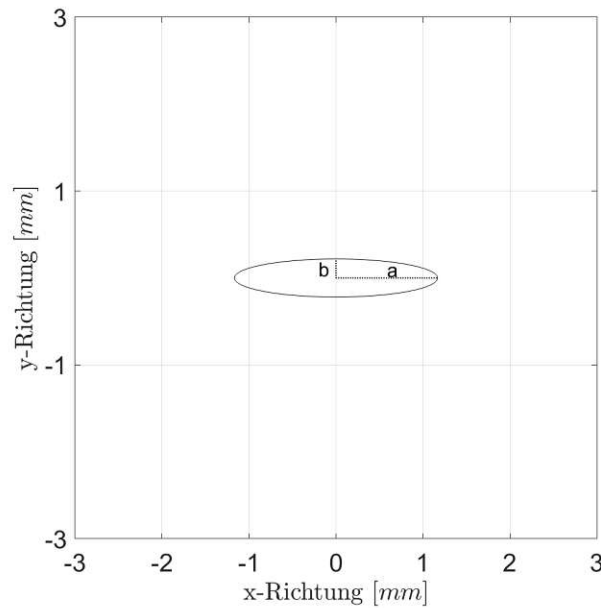
Die Daten für die analytische Berechnung des Punktkontakts können Tabelle 5.4 entnommen werden. Alle angeführten Daten wurden schon in Unterabschnitt 4.1.1 ausführlich erläutert.

Für diese Berechnung werden die Formeln aus Abschnitt 5.1 herangezogen. Wie auch schon bei der ebenen Platte des Kugelkontaktes, muss aufgrund der zylindrischen Form von Probekörper 2 einer der beiden Hauptkrümmungsachsen mit ∞ angenommen werden. In

Daten des Kontakts am NL-ZST		
	Bezeichnung	Wert
Probekörper 1	E-Modul	$E_1 = 210 \text{ GPa}$
	Querkontraktionszahl	$\nu = 0,3$
	Krümmungsradius 1	$R_{11} = 300 \text{ mm}$
	Krümmungsradius 2	$R_{12} = 25 \text{ mm}$
Probekörper 2	E-Modul	$E_1 = 210 \text{ GPa}$
	Querkontraktionszahl	$\nu = 0,3$
	Krümmungsradius 1	$R_{21} = \infty \text{ mm}$
	Krümmungsradius 2	$R_{22} = 25 \text{ mm}$
	Last	$F_R = 800 \text{ N}$

Tabelle 5.4: Angaben: Eigenschaften der Probekörper am Teststand

Abbildung 5.6 ist die Kontaktfläche infolge der auftretenden Last $F = 800 \text{ N}$ dargestellt. Die Flächenpressung in x- und y-Richtung kann Abbildung 5.7 entnommen werden und beträgt im initialen Kontaktpunkt $p_{max} = 1027,72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.


 Abbildung 5.6: Kontaktfläche NL-ZST mit $a = 1,70 \text{ mm}$ und $b = 0,22 \text{ mm}$

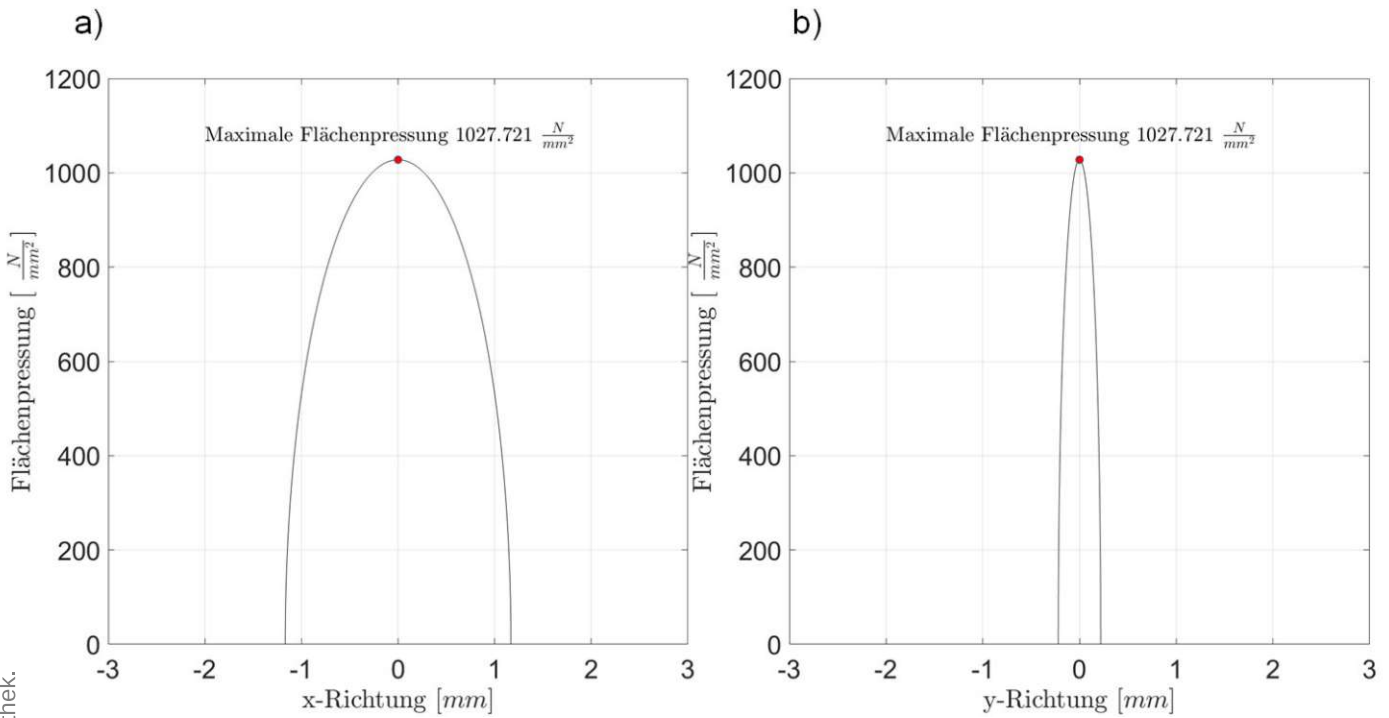


Abbildung 5.7: Verlauf der Flächenpressung beim Punktkontakt am NL-ZST: a) in x-Richtung und b) in y-Richtung

Die Spannungsverläufe an der Oberfläche sowie bis 40 mm unterhalb der Oberfläche werden in Abbildung 5.8 gezeigt, wobei die maximale Schubspannung $\tau_{max} = 318,03 \frac{N}{mm^2}$ in der Tiefe bei 0,6 mm auftritt.

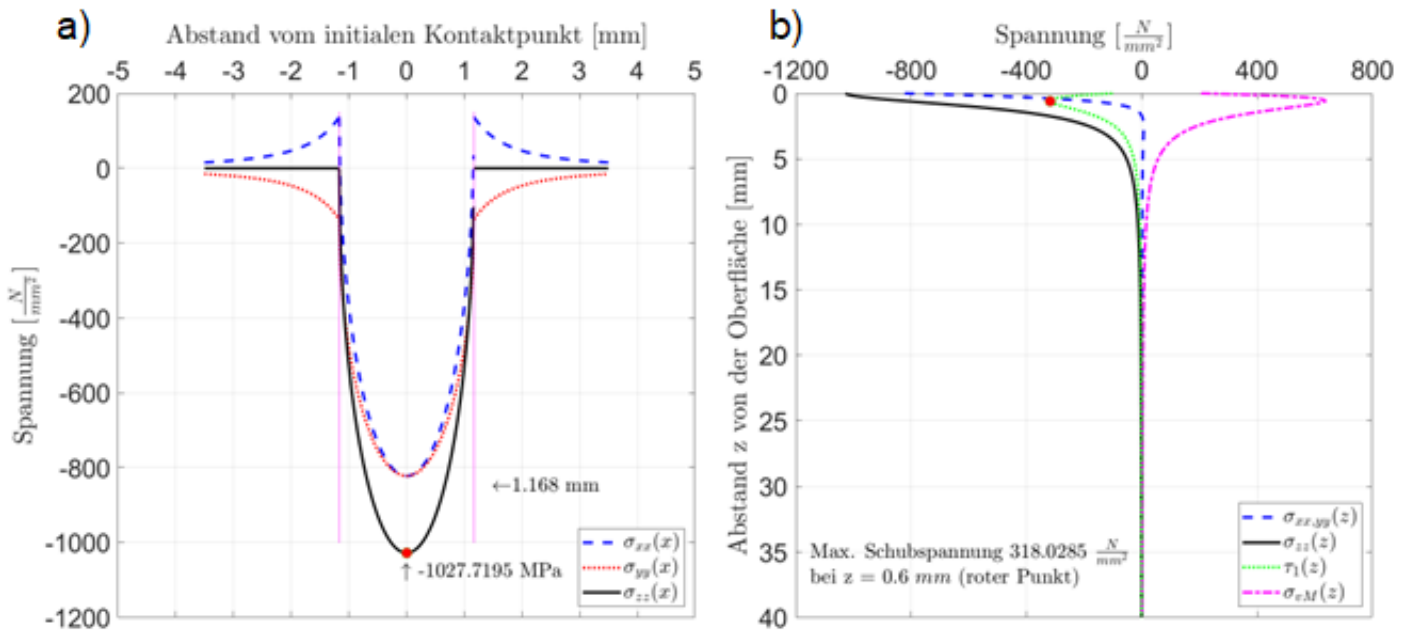


Abbildung 5.8: Spannungsverteilungen Punktkontakt am NL-ZST: a) Oberflächenspannung und b) Tiefenspannung

Ein Überblick zu den Ergebnissen wird in Tabelle 5.5 gegeben.

Ergebnisse des Rad-Schiene-Kontakts am Teststand	
Bezeichnung	Wert
Halbachsenlänge a der Kontaktfläche	$a = 1,70 \text{ mm}$
Halbachsenlänge b der Kontaktfläche	$b = 0,22 \text{ mm}$
Kontaktfläche	$A_{\text{Ellipse}} = 1,16 \text{ mm}^2$
Maximale Flächenpressung	$p_{\text{max}} = 1027,72 \frac{N}{mm^2}$
Maximale Vergleichsspannung	$\sigma_{vM,\text{max}} = 636,06 \frac{N}{mm^2}$
Maximale Schubspannung	$\tau_1(z_{\text{max}}) = 318,03 \frac{N}{mm^2}$
Tiefe der maximalen Schubspannung	$z_{\text{max}} = 0,6 \text{ mm}$

Tabelle 5.5: Analytische Ergebnisse: NL-ZST

5.4 Analytisch: Rad-Schiene-Teststand

Die geometrischen Rahmenbedingungen wie auch die Werkstoffeigenschaften und die aufbrachte Last können Tabelle 5.6 entnommen werden. Der Vergütungsstahl 34CrNiMo6 des Prüfrades wie auch der Schienenstahl R260 des Schienenrades weisen denselben E-Modul $E_{1,2} = 210 \text{ GPa}$ und dieselbe Poissonzahl $\nu_{1,2} = 0,3$ auf. Die Lage der beiden Räder

zueinander wird so angenommen, dass eine Spurkranzberührung mit der Schienenfahrkan-
 te zustande kommt. Der Abstand zwischen der Messkreisebene des Prüfrades und der Mit-
 telebene des Schienenrades beträgt daher $5,35\text{ mm}$. Aufgrund der komplexen Geometrie
 des Prüfrades im Bereich der Hohlkehle und des Spurkranzes kann der Krümmungsradius
 nur unter Zuhilfenahme der CAD-Daten (Computer Aided Design) zu $R_{12} = -26\text{ mm}$
 geschätzt werden (siehe Abbildung 4.9). Das negative Vorzeichen muss aufgrund der kon-
 kaven Krümmung vorangestellt werden. Der große Hauptkrümmungsradius des Prüfrades
 beträgt $R_{11} = 192\text{ mm}$. Beim Schienenrad können die beiden Hauptkrümmungsradien
 eindeutig bestimmt werden und betragen $R_{21} = 995\text{ mm}$ und $R_{22} = 13\text{ mm}$ (siehe auch
 Abbildung 4.10). Die aufgeprägte Last im Kontaktpunkt wird mit $F_R = 15\text{ kN}$ festgelegt.

Daten des Rad-Schiene-Kontakts am Teststand		
	Bezeichnung	Wert
Prüfrad	E-Modul	$E_1 = 210\text{ GPa}$
	Querkontraktionszahl	$\nu = 0,3$
	Krümmungsradius 1	$R_{11} = 192\text{ mm}$
	Krümmungsradius 2	$R_{12} = -26\text{ mm}$
Schienenrad	E-Modul	$E_1 = 210\text{ GPa}$
	Querkontraktionszahl	$\nu = 0,3$
	Krümmungsradius 1	$R_{21} = 995\text{ mm}$
	Krümmungsradius 2	$R_{22} = 13\text{ mm}$
	Last	$F_R = 15\text{ kN}$

Tabelle 5.6: Angaben: Prüfrad- und Schienenradeigenschaften am Teststand

Nach Abbildung 5.9 stellt sich als Folge der unterschiedlichen Krümmungsradien eine
 elliptische Kontaktfläche mit $A_{\text{Ellipse}} = 9,85\text{ mm}^2$ und den Halbachsen $a = 3,22\text{ mm}$
 und $b = 0,97\text{ mm}$ ein. Dabei tritt die maximale Flächenpressung $p_{\max} = 2285,31\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
 im Zentrum der Kontaktellipse auf (siehe Abbildung 5.10). Der Kontaktdruck verläuft
 über der Kontaktfläche elliptisch, bei dreidimensionaler Betrachtung in Form eines halben
 Ellipsoids.

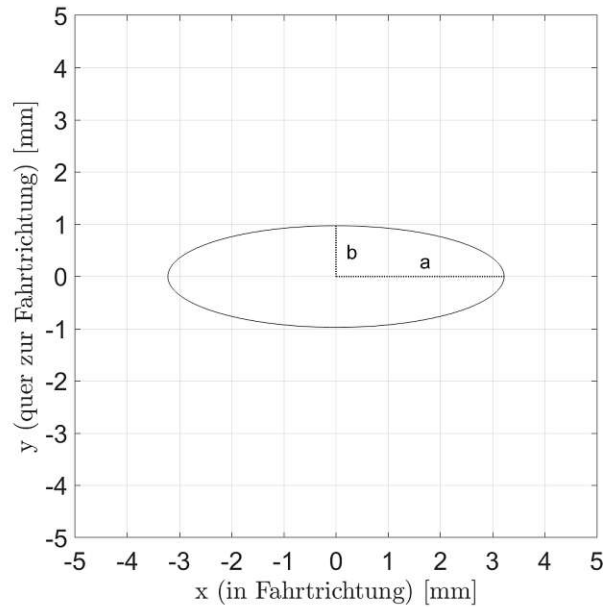


Abbildung 5.9: Kontaktfläche zwischen Prüf- und Schienenrad mit den Halbachsenlängen $a = 3,22 \text{ mm}$ und $b = 0,97$

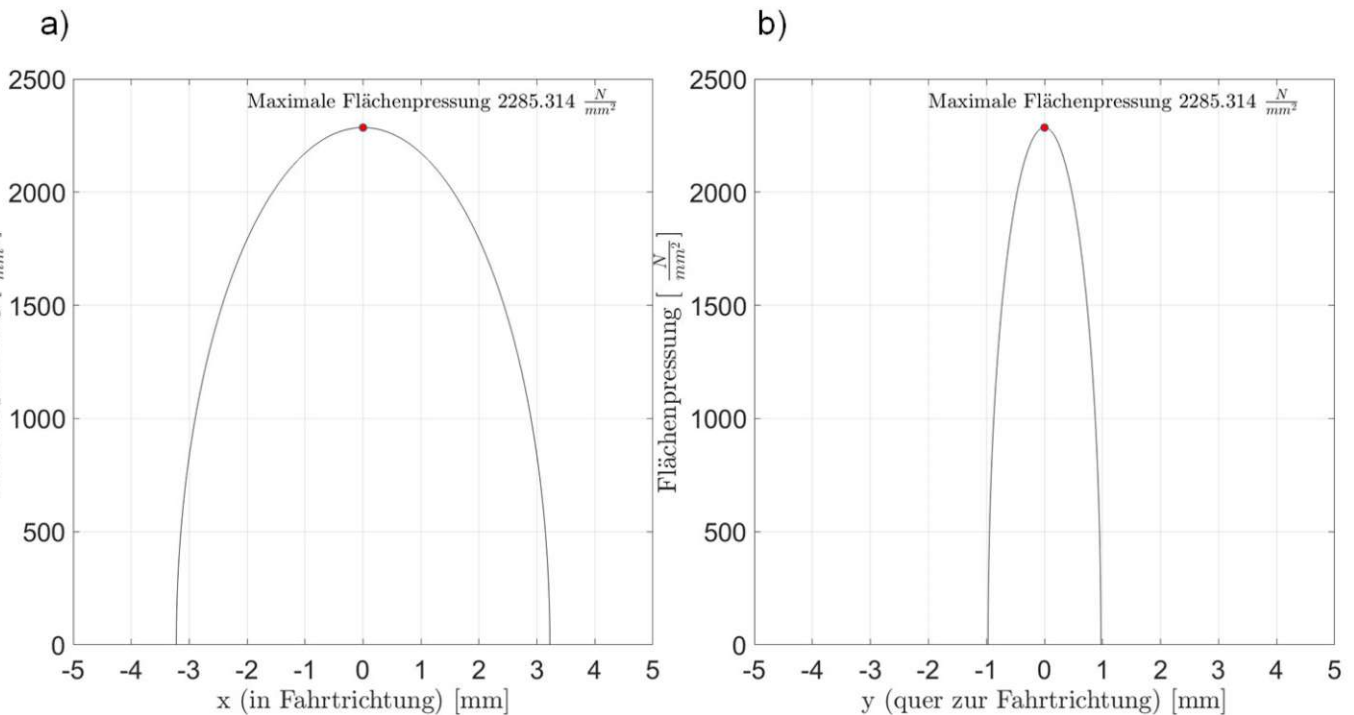


Abbildung 5.10: Verlauf der Flächenpressung beim Rad-Schiene-Kontakt am Teststand:
a) in x-Richtung und b) in y-Richtung

Abbildung 5.11a zeigt die Hauptspannungsverläufe an der Oberfläche ($z = 0$) und gilt aufgrund derselben elastischen Materialeigenschaften für beide Körper gleichermaßen. Dar-

gestellt werden die Verläufe im Bereich $-a$ bis a und $y = 0$. Die Hauptspannung $\sigma_{zz}(x)$ im Inneren des Kontaktbereichs, wie beim Kugel-Platte Kontakt, der negativen Flächenpressung und wird außerhalb der Kontaktfläche zu Null. $\sigma_{yy}(x)$ ist innerhalb, wie auch über die Kontaktgrenzen hinaus negativ und nähert sich asymptotisch dem Nullwert. Auch $\sigma_{xx}(x)$ verläuft asymptotisch gegen den Wert Null, wird jedoch am Rand des Kontaktbereiches positiv. Die Tiefenspannungen entlang der z-Achse an der Stelle $x = y = 0$ ist in Abbildung 5.11 dargestellt. Der Maximalwert der Schubspannung beträgt $\tau_1(z_{max}) = 708,2 \frac{N}{mm^2}$ und tritt $z = 1,5 \text{ mm}$ unter der Oberfläche auf. Alle Spannungen klingen mit zunehmender Tiefe z ab.

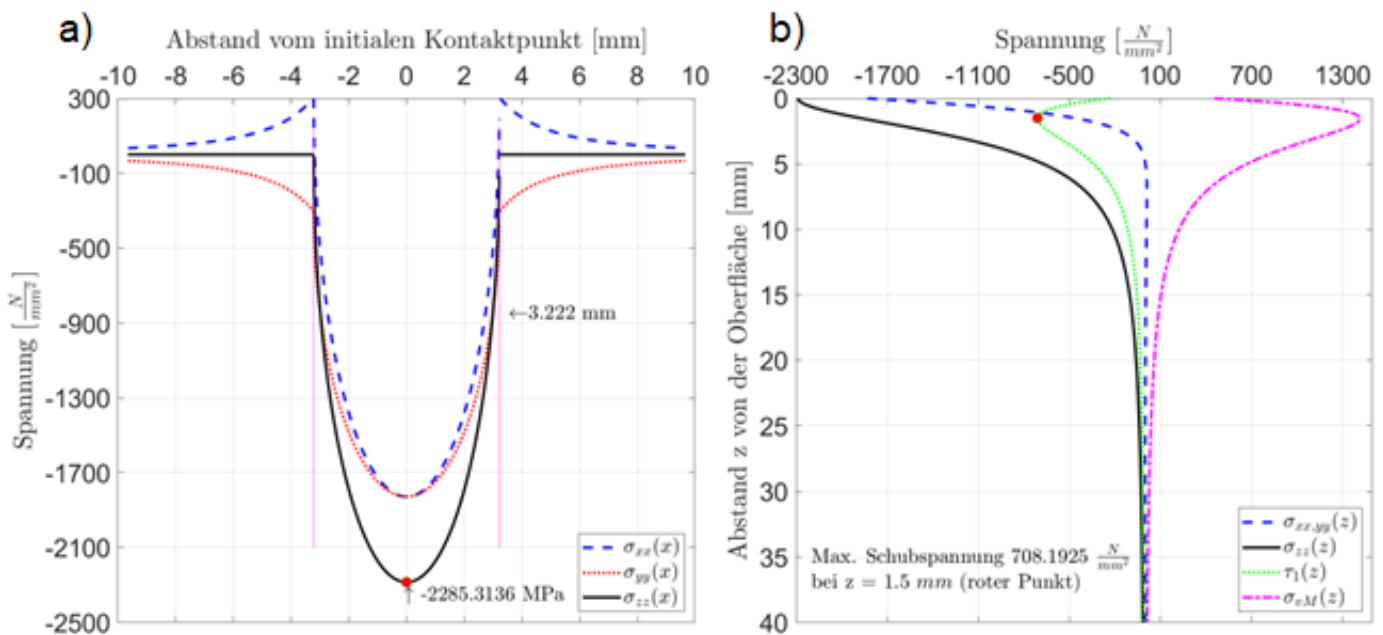


Abbildung 5.11: Spannungsverteilungen beim Rad-Schiene-Kontakt am Teststand: a) Oberflächenspannung und b) Tiefenspannung

Tabelle 5.7 bietet einen Überblick über die Ergebnisse der analytischen Kontaktberechnung für den Teststand.

Ergebnisse des Rad-Schiene-Kontakts am Teststand	
Bezeichnung	Wert
Halbachsenlänge a der Kontaktfläche	$a = 3,22 \text{ mm}$
Halbachsenlänge b der Kontaktfläche	$b = 0,97 \text{ mm}$
Kontaktfläche	$A_{\text{Ellipse}} = 9,85 \text{ mm}^2$
Maximale Flächenpressung	$p_{\max} = 2285,31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Maximale Vergleichsspannung	$\sigma_{vM,\max} = 1416,40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Maximale Schubspannung	$\tau_1(z_{\max}) = 708,20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Tiefe der maximalen Schubspannung	$z_{\max} = 1,50 \text{ mm}$

Tabelle 5.7: Analytische Ergebnisse: Rad-Schiene-Kontakt am Teststand

5.5 Analytisch: Rad-Schiene Realbedingungen (Feld)

Tabelle 5.8 gibt einen Überblick zu den Eingangsdaten der analytischen Berechnung des Rad-Schiene Kontaktes unter Realbedingungen (am Feld). Die Querschnitte der Kontaktpartner sind identisch zu den Konturen am Teststand. Nur die beiden größeren Hauptkrümmungsradien R_{11} und R_{21} weichen infolge des größeren Raddurchmessers und der ebenen Schiene ab. Die Kontaktkraft beträgt $F_R = 80 \text{ kN}$ und entspricht der Radlast bei vorgegebener Achslast, welche mit $16 \text{ t} \hat{=} 160 \text{ kN}$ beziffert wird.

Daten des Rad-Schiene Kontakts-unter Realbedingungen		
	Bezeichnung	Wert
Rad	E-Modul	$E_1 = 210 \text{ GPa}$
	Querkontraktionszahl	$\nu = 0,3$
	Krümmungsradius 1	$R_{11} = 405 \text{ mm}$
	Krümmungsradius 2	$R_{12} = -26 \text{ mm}$
Schiene	E-Modul	$E_1 = 210 \text{ GPa}$
	Querkontraktionszahl	$\nu = 0,3$
	Krümmungsradius 1	$R_{21} = \infty \text{ mm}$
	Krümmungsradius 2	$R_{22} = 13 \text{ mm}$
	Last	$F_R = 80 \text{ kN}$

Tabelle 5.8: Angaben: Rad- und Schieneneigenschaften unter Realbedingungen am Feld

Abbildung 5.12 zeigt die elliptische Kontaktfläche $A_{\text{Ellipse}} = 37,31 \text{ mm}^2$ und deren Halbachsen $a = 8,40 \text{ mm}$ und $b = 1,41 \text{ mm}$. Der Verlauf des Kontaktdruckes mit dem Maximalwert an der Stelle $x = y = 0 \text{ mm}$ ist in Abbildung 5.13 dargestellt.

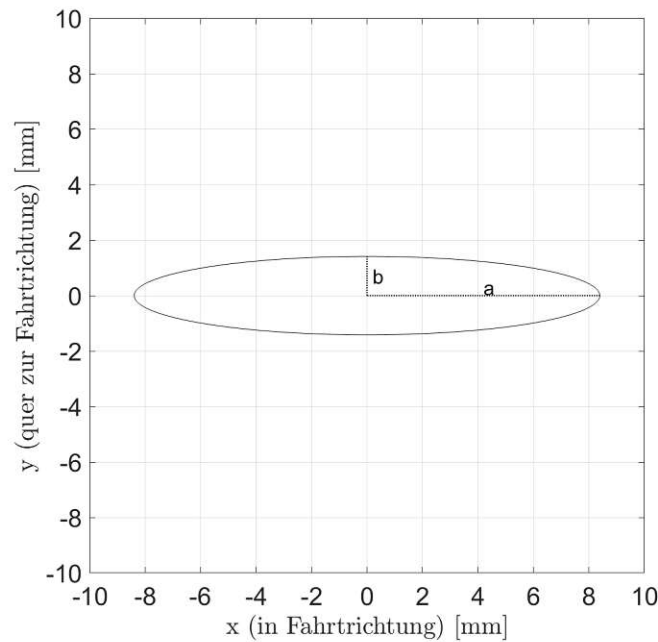


Abbildung 5.12: Kontaktfläche zwischen Prüf- und Schienenrad mit den Halbachsenlängen $a = 8,40 \text{ mm}$ und $b = 1,41 \text{ mm}$

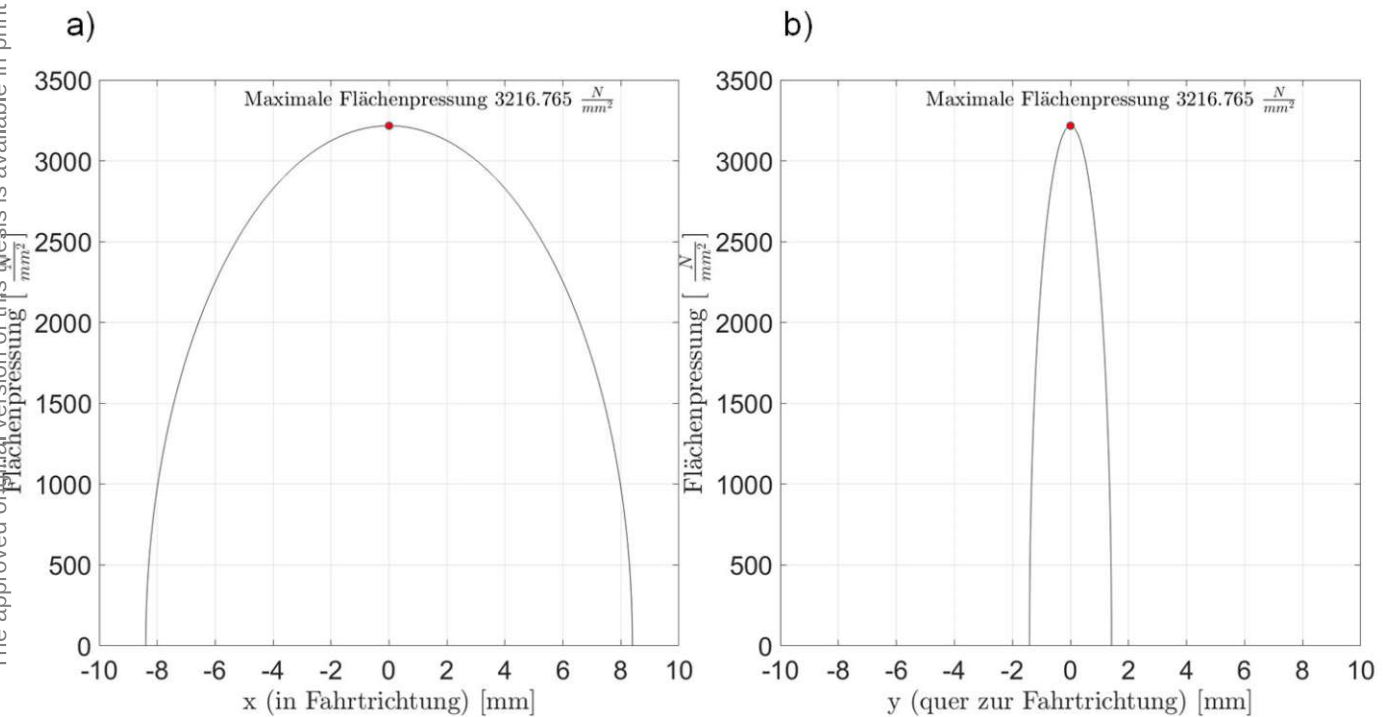


Abbildung 5.13: Verlauf der Flächenpressung beim Rad-Schiene-Kontakt unter Realbedingungen: a) in x-Richtung und b) in y-Richtung

Die Verläufe der Oberflächenspannungen ($z = 0$) können Abbildung 5.14a entnommen

werden. Dabei ähnelt die Form der Verläufe jenen der vorigen Abschnitte. Abbildung 5.14b zeigt den Verlauf der Spannungen in Abhängigkeit von der Tiefe z , wobei diese aufgrund des höheren Kontaktdruckes langsamer abklingen. Auch die maximale Schubspannung ist mit $\tau_1(z_{max}) = 997,23 \frac{N}{mm^2}$ höher als am Teststand und 4 mm unter der Oberfläche vorzufinden.

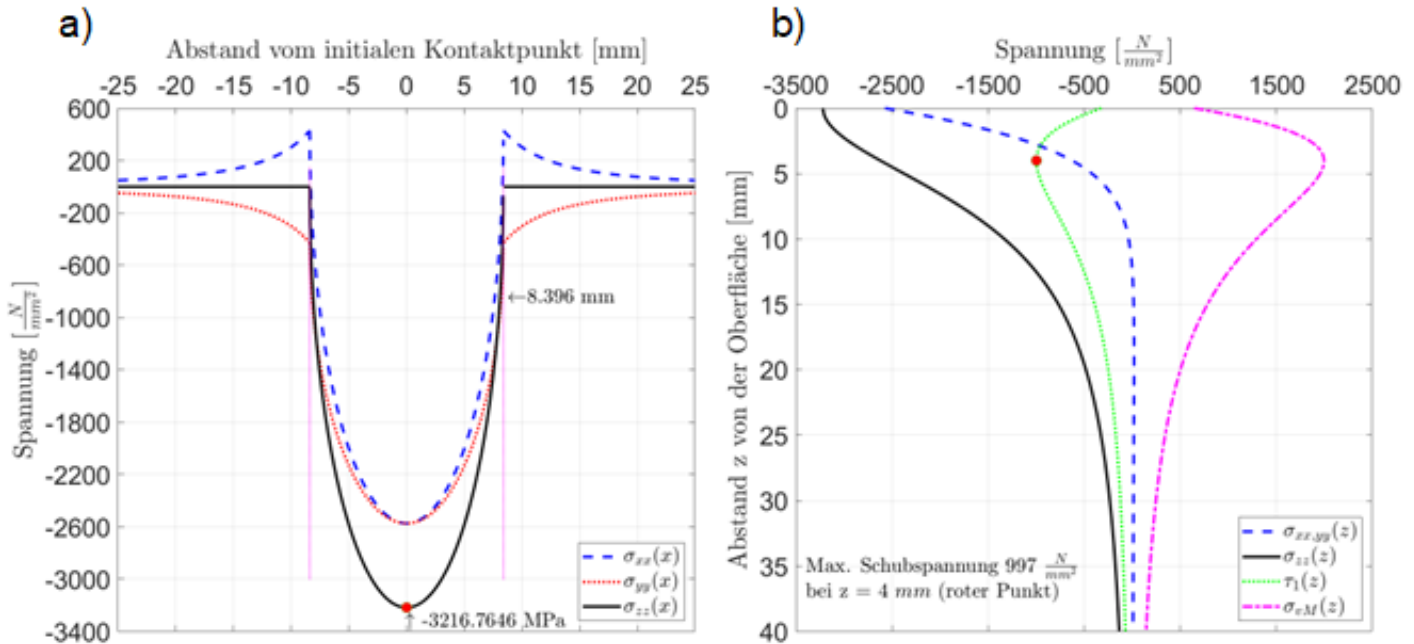


Abbildung 5.14: Spannungsverteilungen beim Rad-Schiene-Kontakt am Teststand: a) Oberflächenspannungen und b) Tiefenspannung

Ein Überblick der Ergebnisse wird auch hier in Tabelle 5.9 gegeben.

Ergebnisse des Rad-Schiene-Kontakts unter Realbedingungen	
Bezeichnung	Wert
Halbachsenlänge a der Kontaktfläche	$a = 8,40\text{ mm}$
Halbachsenlänge b der Kontaktfläche	$b = 1,41\text{ mm}$
Kontaktfläche	$A_{\text{Ellipse}} = 37,31\text{ mm}^2$
Maximale Flächenpressung	$p_{max} = 3216,77 \frac{N}{mm^2}$
Maximale Vergleichsspannung	$\sigma_{vM,max} = 1994,50 \frac{N}{mm^2}$
Maximale Schubspannung	$\tau_1(z_{max}) = 997,23 \frac{N}{mm^2}$
Tiefe der maximalen Schubspannung	$z_{max} = 4,00\text{ mm}$

Tabelle 5.9: Analytische Ergebnisse: Rad-Schiene-Kontakt unter Realbedingungen

Kapitel 6

Numerische Kontaktberechnung

Dieses Kapitel behandelt die numerische Betrachtung des komplexen Kontaktes zwischen Rad und Schiene mithilfe der FEM-Software *ANSYS*. Zunächst werden anhand eines einfachen Kontaktmodells bestehend aus Kugel und Platte und dem Ergebnis aus der analytischen Berechnung in Abschnitt 5.2 die richtigen Netz- und Kontakteinstellungen in *ANSYS* ermittelt. Weiters wird der Kontakt von Prüf- und Schienenrad am Teststand modelliert und dargestellt. Zudem erfolgt die Modellierung des Kontaktes von Rad und Schiene unter Realbedingungen. Nachdem die numerischen Resultate mit den jeweiligen analytischen Ergebnissen aus Kapitel 5 verglichen wurden, werden auch die Unterschiede zwischen dem Kontakt am Teststand und jenem unter Realbedingungen ermittelt.

6.1 Numerisch: Kugel-Platte

In diesem Abschnitt folgt ein Überblick zum Modell und den getroffenen, geometrischen Vereinfachungen. Außerdem werden die Netzeinstellungen des diskretisierten Modells erläutert und die Einstellungen zum Kontakt zwischen der Kugel und der Platte beschrieben. Anhand der analytischen Lösung und dem finalen Modell wird eine Konvergenzstudie durchgeführt. Die Erkenntnisse dieser Bemühungen fließen dann in die komplexeren Berechnungen des Rad-Schiene-Kontakts ein.

Modell und geometrische Vereinfachungen

Wie in Abschnitt 5.2 schon beschrieben wird ein einfacher Kugel-Platte-Kontakt betrachtet, wobei die Kugel einen Radius $R = 450\text{ mm}$ aufweist und mit der Kraft $F = 100\text{ kN}$ auf eine fixierte Platte gedrückt wird. Um den numerischen Aufwand zu reduzieren, kann die Symmetrie des Problems ausgenutzt werden. Dies ist zulässig, da sowohl die Geometrie, als auch die Randbedingungen symmetrisch sind. Um die Anzahl an Freiheitsgraden

des System zu minimieren, werden die Ausmaße der Platte auf ein Minimum reduziert. Es ist darauf zu achten, dass die Plattengrenzen außerhalb der Einflusszone des Kontaktes liegen. In der unmittelbaren Kontaktzone werden die Achtelkugel und die Platte in weitere Teilbereiche unterteilt. Als Anhaltspunkt dient hier der errechnete Kontaktflächenradius aus der analytischen Berechnung (vgl. Tabelle 5.3). Demnach wird ein Teilbereich von $7\text{ mm} \times 7\text{ mm} \times 9\text{ mm}$ um den initialen Kontaktpunkt gewählt und ein Übergangsbereich von 5 mm festgelegt. Dieser Schritt dient zur Vorbereitung der folgenden Vernetzung. Die beschriebenen Aufbereitungsarbeiten erfolgen mit *PTC Creo Parametric* und *ANSYS Design Modeler*, wobei die finalen Geometrien in Abbildung 6.1 dargestellt werden.

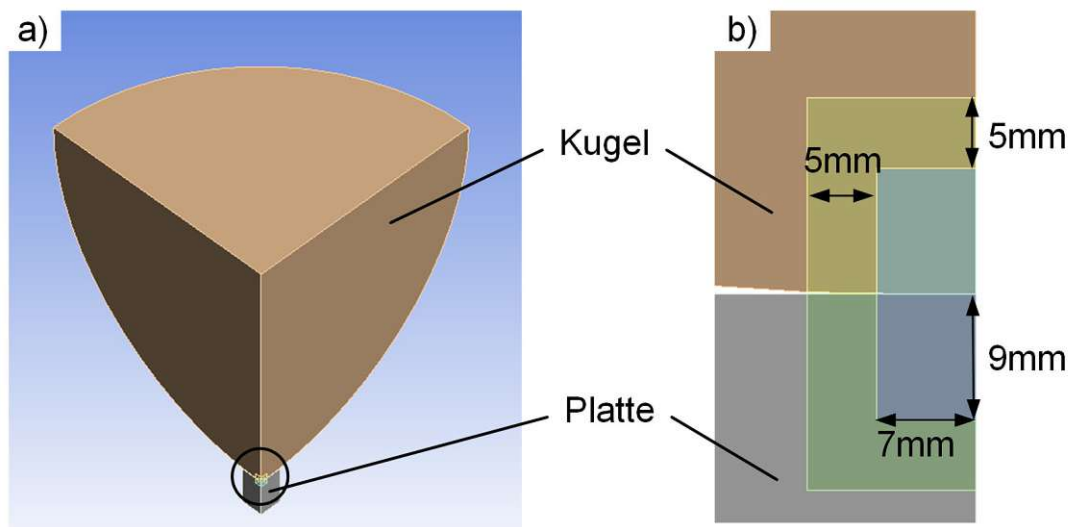


Abbildung 6.1: Vereinfachtes Modell: a) Kugel-Platte Übersicht und b) Kontaktbereich

Netz

Unter Berücksichtigung des Grundsatzes „*So fein wie nötig, so grob als möglich!*“ wird die Geometrie zum Großteil mit quadratischen Tetraederelementen vernetzt, dessen Elementkantenlänge mit 10 mm gewählt wird. Die Vernetzung der Teilbereiche erfolgt mit reduziert integrierten, linearen Hexaederelementen (siehe Abbildung 3.15) mit der Kantenlänge 1 mm bzw. 2 mm im Übergangsbereich. *ANSYS* bietet jedoch nicht die Einstellungsmöglichkeit an, Elemente mit diesen Eigenschaften in der grafischen Benutzeroberfläche (GUI) zu generieren. Die alternative Vorgehensweise erfolgt über Command Snippets (Befehle), wobei die Skriptsprache *ANSYS Parametric Design Language* (kurz *APDL*) Verwendung findet. Ein Beispielcode wird in Abbildung 6.2 abgebildet, wobei die Zeilen 9-18 im Zuge des Preprocessing abgearbeitet werden. Dessen Syntax und Auswirkungen sollen im folgenden kurz erläutert werden [45]:

- `/PREP7`: Damit wird dem Solver mitgeteilt, dass der Präprozessor aufgerufen werden soll.

- ET,2,185: Weist einem Körper mit der Elementtypnummer **2** den in der Elementbibliothek definierten Typ **SOLID185** zu. Dieser bildet ein Hexaederelement mit linearer Ansatzfunktion ab, hingegen verwenden **SOLID186**-Elemente eine quadratische Ansatzfunktion. Eine Übersicht zu den unterschiedlichen Typen wurde in Abschnitt 3.7 gegeben.
- KEYOPT,2,2,1: Hiermit wird wieder auf die Elementtypnummer **2** zugegriffen, welche vereinfacht einem Körper im Modell entspricht. Der nun schon zugewiesene Elementtyp **SOLID185** bietet mit der Option **2** die Möglichkeit die Integrationsstufe abzuändern, wobei standardmäßig eine vollständige Integration erfolgt. Mit dem setzen der KEYOPT(2) auf den Wert **1** wird in diesen Elementen anhand eines einzigen Gaußschen Integrationspunktes reduziert integriert.
- /SOLU: Dieser Befehl startet den Lösungsprozess.

```

Commands
1  !  Commands inserted into this file will be executed just prior to the ANSYS SOLVE command.
2  !  These commands may supersede command settings set by Workbench.
3
4  !  Active UNIT system in Workbench when this object was created:  Metric (mm, kg, N, s, mV, mA)
5  !  NOTE: Any data that requires units (such as mass) is assumed to be in the consistent solver unit system.
6  !  See Solving Units in the help system for more information.
7
8
9  /PREP7
10 et,2,185
11 et,3,185
12 et,5,185
13 et,6,185
14
15 KEYOPT,2,2,1
16 KEYOPT,3,2,1
17 KEYOPT,5,2,1
18 KEYOPT,6,2,1
19
20 /SOLU
    
```

Abbildung 6.2: Netz: APDL Command Snippet zur Erzeugung reduziert integrierter, linearer Hexaederelemente

Das hier definierte Netz wird im Zuge der abschließenden Konvergenzstudie stetig verfeinert. Vorerst dient Abbildung 6.3 zur Veranschaulichung.

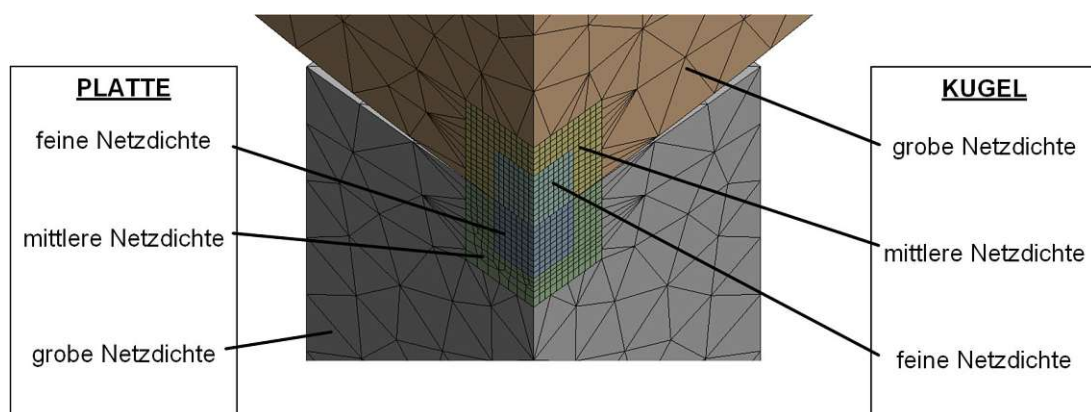


Abbildung 6.3: Netz: Kugel-Platte

Randbedingungen

Nach erfolgter Diskretisierung der Geometrie müssen neben der bekannten Last auch passende Randbedingungen gewählt werden, damit das Gleichungssystem lösbar ist. Zunächst wird die Platte auf der Unterseite fixiert, d.h. sowohl translatorische als auch rotatorische Freiheitsgrade aller Knoten werden gesperrt. Die beiden vertikalen Schnittflächen (parallel zur y-Achse) der Achtelkugel werden mit der Randbedingung „Reibungsfreie Lagerung“ versehen und werden somit an einer Verschiebung in Richtung ihrer Normalvektoren gehindert. Aufgrund der Vereinfachung des Modells infolge Symmetrienausnutzung muss die aufgebrachte Last (100 kN) hier auf ein Viertel reduziert werden ($F = 25\text{ kN}$). Der Kraftangriffspunkt wird im ursprünglichen Mittelpunkt der Kugel angenommen. Eine Übersicht der gesetzten Randbedingungen kann Abbildung 6.4 entnommen werden.

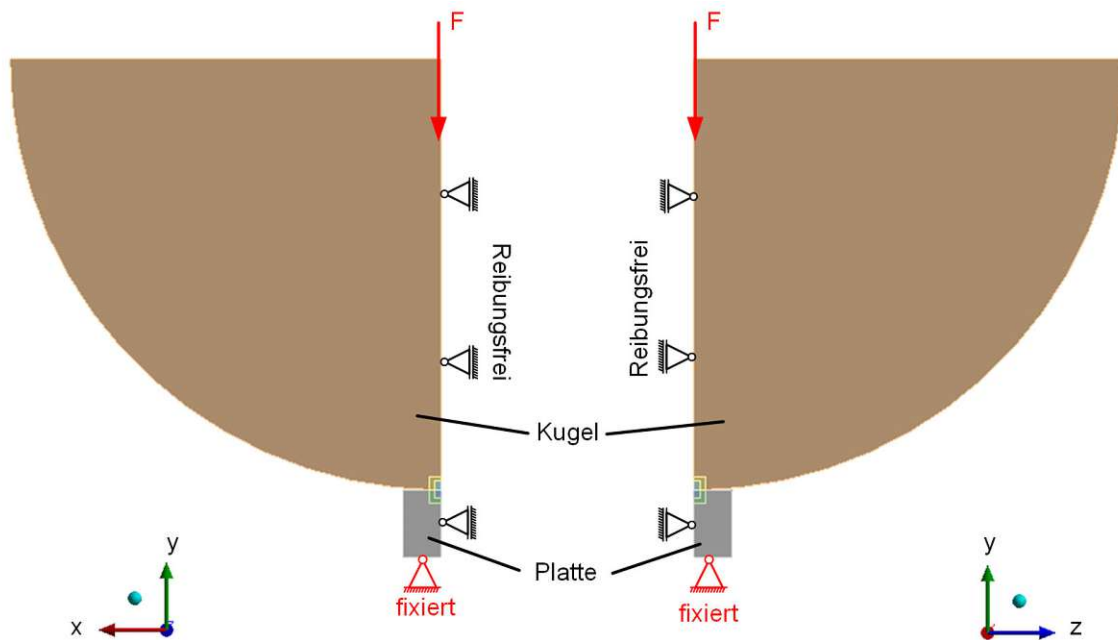


Abbildung 6.4: Randbedingungen: Kugel-Platte

Kontakteinstellungen

Um die Interaktion zwischen den beiden Körpern herzustellen, muss ein Kontakt definiert werden. Unter Berücksichtigung der in Abschnitt 3.7 angeführten Regeln wird die Kugeloberfläche als Kontaktfläche und die Plattenoberfläche als Zielfläche definiert. Damit die Abbildung des Kontakts vor allem für den späteren komplexen Fall möglichst präzise ist, wird symmetrisches Kontaktverhalten gefordert. Formuliert wird der reibungsbehaftete Kontakt ($\mu = 0,3$) durch die Augmented Lagrange Methode, dessen Kontaktsteifigkeit bei jeder Iteration des nichtlinearen Löser aktualisiert wird. Diese Formulierung zeigt eine geringere Anfälligkeit bei zunächst falsch gewählten Kontaktsteifigkeiten. Die Kontakte

zwischen den unterschiedlich vernetzten Regionen werden als Verbund-Kontakt definiert und erfordern keine nähere Betrachtung.

Konvergenzstudie

Nach dem Setzen der beschriebenen Einstellungen wird anhand einer Konvergenzanalyse die passende Netzfeinheit eruiert. Hierfür wird das Netz im Bereich des Kontaktes kontinuierlich verfeinert und die Ergebnisse, repräsentiert durch die Kontaktfläche und den Kontaktdruck, mit den analytisch ermittelten Größen verglichen. Eine Übersicht zu den unterschiedlichen Netzeinstellungen und den zugehörigen Ausgangsgrößen wird in Abbildung 6.5 und Tabelle 6.1 gezeigt. Aufgrund der linearen Ansatzfunktion der Elemente im Kontaktbereich kann der Radius der Kontaktfläche nur mit der Genauigkeit der Elementkantenlänge abgebildet werden. Daher ist hier der Einfluss der feineren Diskretisierung sehr stark sichtbar. Die Flächenpressung nähert sich ebenfalls dem analytisch bestimmten Wert an und kann schon mit einem relativ groben Netz sehr gut wiedergegeben werden.

Die Ergebnisse der hervorgehobenen Spalte, welche die feinste Netzeinstellung repräsentiert, sind für die Kontaktfläche in Abbildung 6.6 und für die Verteilung der Vergleichsspannung in Abbildung 6.7 dargestellt.

Ergebnisse							
Bezeichnung	Elementkantenlängen [mm]						Anal.
	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1	
Druck [$\frac{N}{mm^2}$]	1064,6	1067,8	1067,6	1070,9	1077,1	1079,9	1083,6
Fläche [mm ²]	117,87	121,64	129,36	137,31	138,40	138,56	138,43
Δ Druck %	-1,7	-1,4	-1,4	-1,1	-0,5	-0,3	—
Δ Fläche %	-14,9	-12,1	-6,6	-0,8	0,0	+0,1	

Tabelle 6.1: Übersicht der Ergebnisse aus der Konvergenzstudie

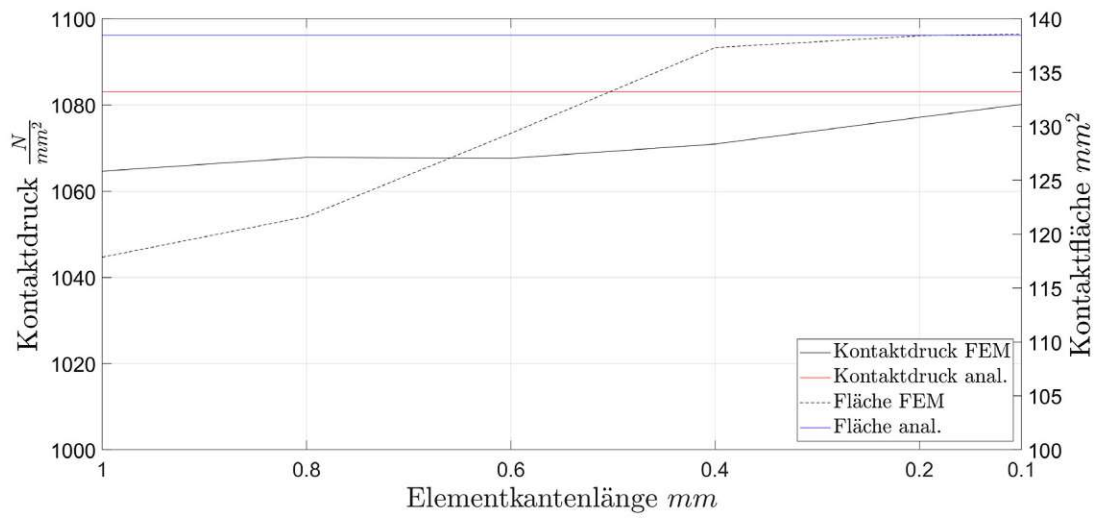


Abbildung 6.5: Konvergenzstudie anhand des Kugel-Platten-Modells

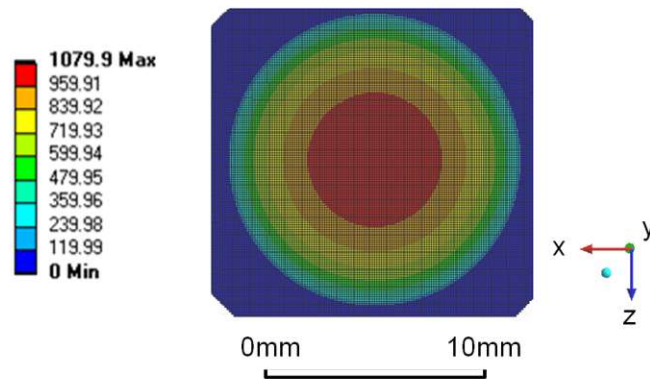


Abbildung 6.6: Kugel-Platte: Kontaktfläche bei $F = 100 \text{ kN}$

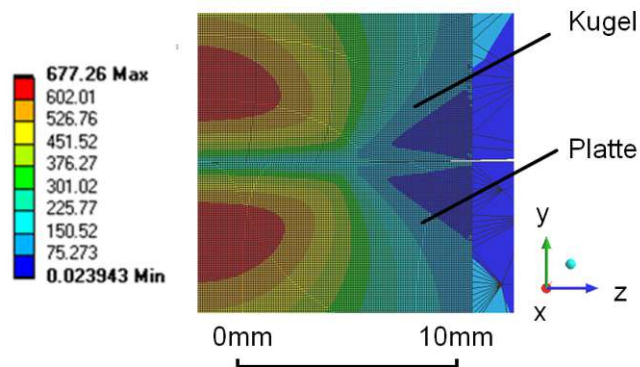


Abbildung 6.7: Kugel-Platte: Vergleichsspannung bei $F = 100 \text{ kN}$

Daher werden folgende Erkenntnisse auf die folgenden Berechnungen übertragen:

- Wenn die Gegebenheiten es zulassen, wird die Modellgröße und Komplexität auf ein erlaubtes Minimum reduziert.
- Im Kontaktbereich werden lineare, reduziert integrierte Hexaederelemente (SOLID185) generiert.
- Durch Wahl des symmetrischen Kontaktverhaltens soll das gegenseitige Eindringen geprüft werden.
- Die Kontaktformulierung erfolgt mittels Augmented Lagrange.
- Auf Basis der Konvergenzstudie sollte die Elementgröße zumindest unterhalb $0,4\text{ mm}$ liegen. Bei geringeren Krümmungen ist eine weitere Reduktion der Elementkantenlänge empfehlenswert, um die gekrümmte Oberfläche trotz der Diskretisierung durch lineare Elemente bestmöglich abzubilden.

6.2 Numerisch: Zwei-Scheiben-Tribometer

Der Aufbau beider ZSTs kann dem Abschnitt 4.1: *Zwei-Scheiben-Tribometer AC2T* entnommen werden, wobei der NL-ZST eine Punkt- und der HL-ZST eine Linienberührung abbildet. Die Modelle der beiden Teststände werden in Abbildung 6.8 dargestellt.

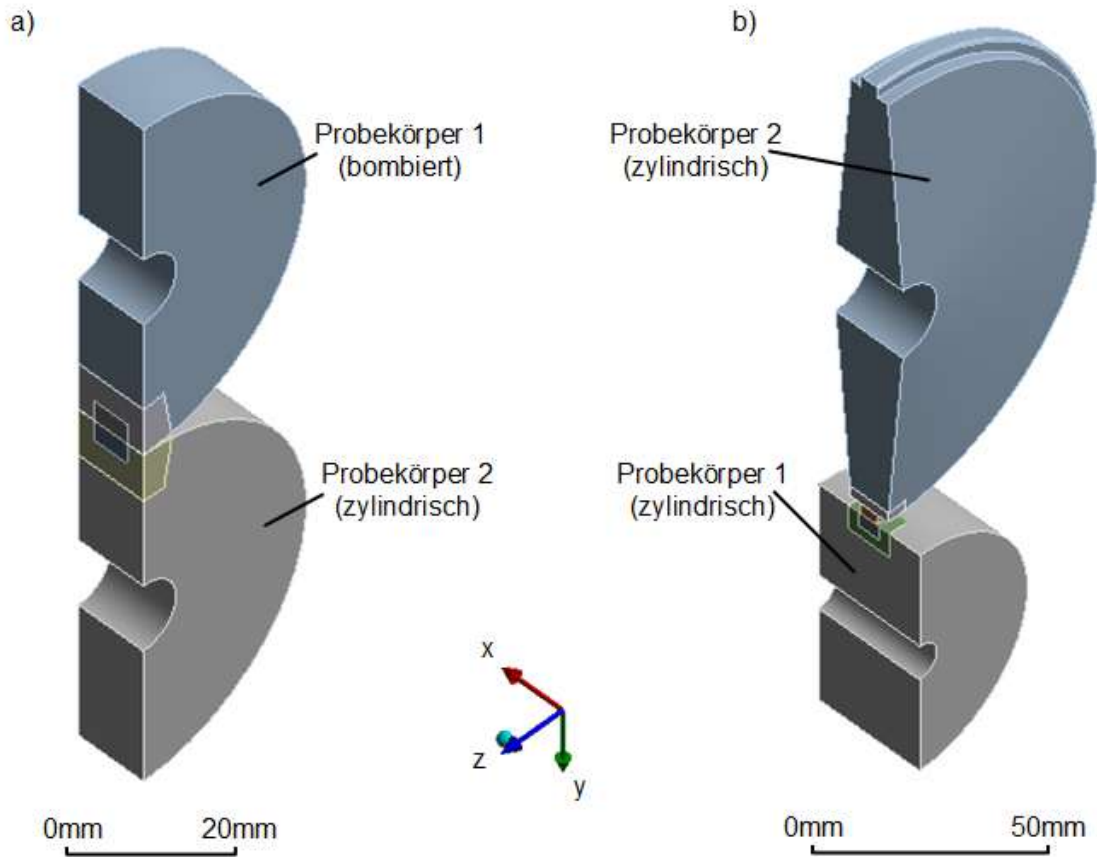


Abbildung 6.8: Zwei-Scheiben-Tribometer: Vereinfachte Geometrie des a) NL-ZST und b) HL-ZST

Die Randbedingungen wurden wie in Abbildung 6.9 dargestellt gewählt. So wurde darauf geachtet, dass das jeweils untere Rad in der Radnabe fixiert (alle Freiheitsgrade gesperrt) war, während über die Radnabe des oberen Rades die Kraft eingeleitet wurde. In den Schnittflächen wie auch den Flächen parallel zur y-Achse wurden reibungsfreie Lagerungen gewählt, welche eine Verschiebung normal zur Oberfläche verhindern.

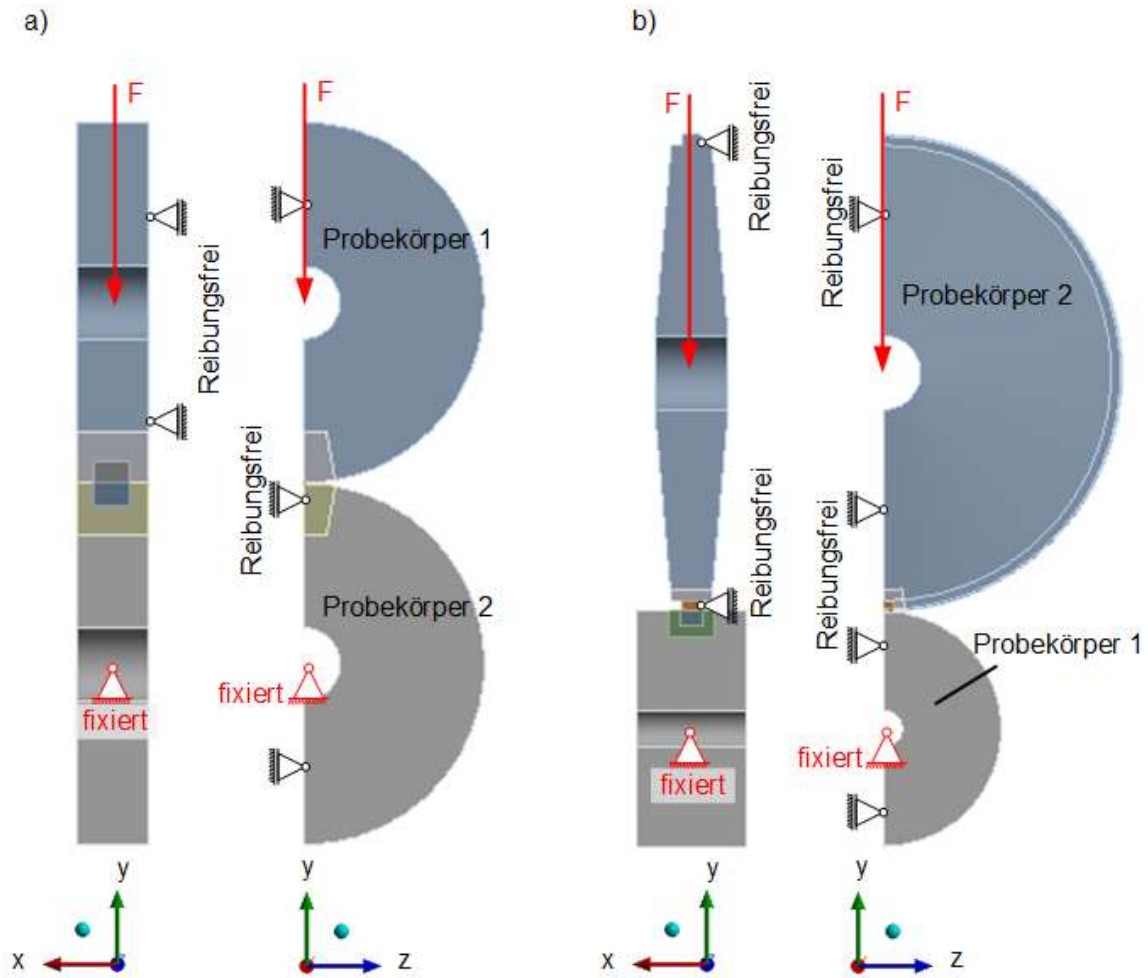


Abbildung 6.9: Zwei-Scheiben-Tribometer: Randbedingungen am a) NL-ZST und b) HL-ZST

Die Vernetzung erfolgt nach denselben Überlegungen wie schon zuvor, wobei im Kontaktbereich zwecks vernünftiger Vernetzung eine Unterteilung in Subbereiche vorgenommen wird. So werden in der unmittelbaren Kontaktzone Elemente mit Kantenlänge $0,1\text{ mm}$ verwendet und mit zunehmender Entfernung zum Kontakt auf 10 mm vergrößert. Bei der Netzverfeinerung des HL-ZST wird zudem Rücksicht auf mögliche Singularitäten im Randbereich des Kontakts genommen. Daher werden die Rundungen möglichst fein diskretisiert, hier mit Hexaedern einer Kantenlänge $0,05\text{ mm}$.

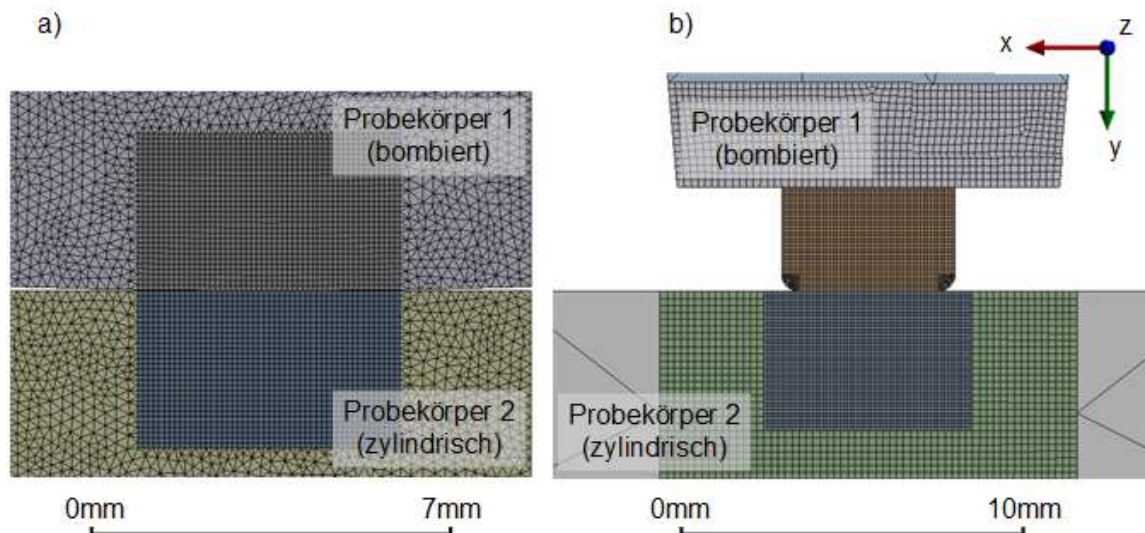


Abbildung 6.10: Zwei-Scheiben-Tribometer: Netz des a) NL-ZST und b) HL-ZST

In beiden Fällen wird das untere Zylinderrad im Raum fixiert und das jeweils oben liegende Rad belastet. Beim NL-ZST entspricht diese Last 800 N und beim HL-ZST 1890 N , wobei diese Kräfte durch die Firma *AC2T* im Zuge der Versuchsdurchführung festgelegt wurden. An den Symmetrieebenen werden zudem reibungsfreie Lagerungen angebracht und um die vertikale Führung zu gewährleisten, werden weiters die Stirnflächen reibungsfrei gelagert (axiale Fixierung).

Ergebnisse

In Tabelle 6.2 werden die Ergebnisse der FE-Berechnung beider ZSTs zusammengefasst. Außerdem wird für das NL-ZST die nach *Vorgehensweise beim Punktkontakt* ermittelte, analytische Lösung angegeben und gegenübergestellt. Es wird gezeigt, dass der analytische Ansatz bei Einhaltung der Halbraum-Annahmen verlässliche Ergebnisse liefert. Dies ist für den HL-ZST nicht möglich, da hier eine Linienberührung stattfindet und diese von der hier angewandten Methode nach *Deeg* nicht abgebildet wird. Da der analytische Ansatz, welcher auf der Hertz'schen Theorie basiert, nur unter bestimmten Annahmen gültig ist, die FEM jedoch auf der Kontinuumsmechanik basiert, wird schlussendlich diesen Ergebnissen vertraut.

Die maximal auftretende Flächenpressung am NL-ZST beträgt $1095,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ bei einer Kontaktfläche $1,16 \text{ mm}^2$ (siehe Abbildung 6.11). Beim HL-ZST ergibt sich nicht zuletzt auch aufgrund der höheren Last die Flächenpressung zu $1567,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ bei der nun quasi rechteckigen Kontaktfläche $2,75 \text{ mm}^2$ (siehe auch Abbildung 6.13). In Abbildung 6.12 und 6.14 werden die Vergleichsspannungen dargestellt. Am HL-ZST treten sowohl für die Vergleichsspannung als auch die Flächenpressung Überhöhungen im Randbereich auf. Dies

Spannungsspitzen spiegeln den Kanteneffekt wieder.

Ergebnisse			
Bezeichnung	NL-ZST		HL-ZST
	num.	anal.	num.
Last [N]		800	1890
max. Kontaktdruck [$\frac{N}{mm^2}$]	1095,4	1197,5 (+9 %)	1567,4
max. Vergleichsspannung [$\frac{N}{mm^2}$]	678,2	742,4 (+9 %)	1402,3
Kontaktfläche [mm ²]	1,36	1,00 (-14 %)	2,75

Tabelle 6.2: Übersicht der Ergebnisse: NL-ZST (numerisch und analytisch) und HL-ZST (numerisch)

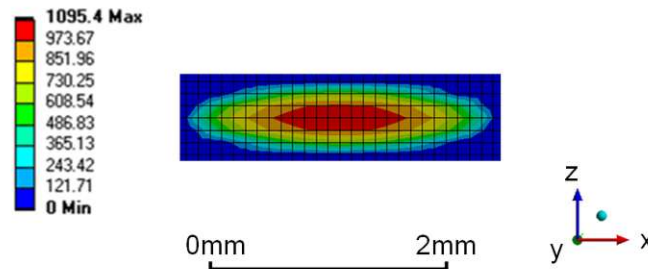


Abbildung 6.11: Zwei-Scheiben-Tribometer: NL-ZST Flächenpressung bei 800 N

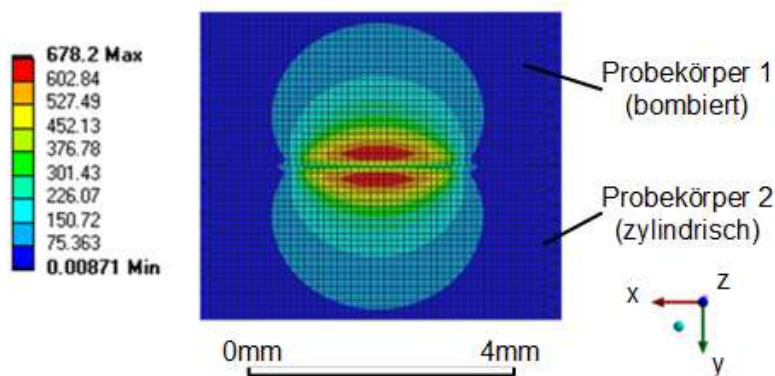


Abbildung 6.12: Zwei-Scheiben-Tribometer: NL-ZST Vergleichsspannung nach von Mises bei 800 N

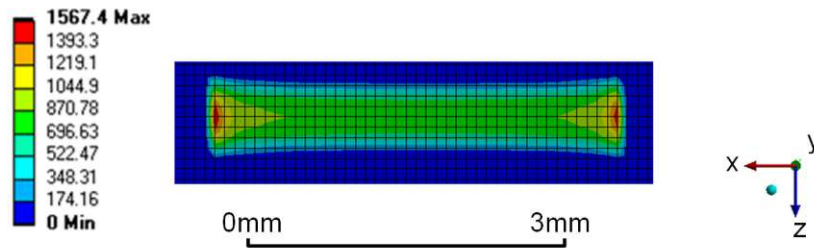


Abbildung 6.13: Zwei-Scheiben-Tribometer: HL-ZST Flächenpressung bei 1890 N

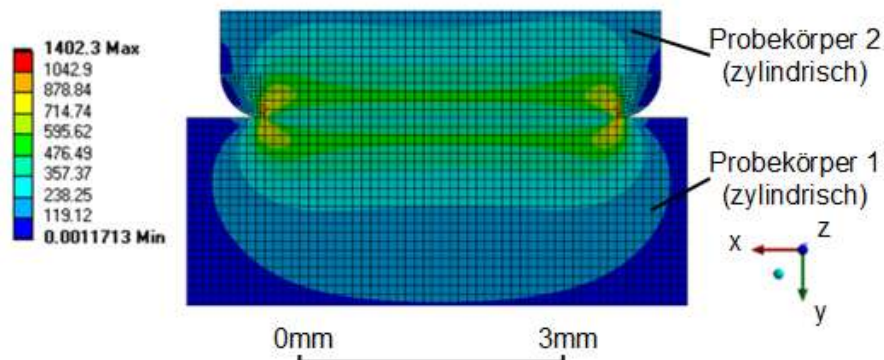


Abbildung 6.14: Zwei-Scheiben-Tribometer: HL-ZST Vergleichsspannung nach von Mises bei 1890 N

6.3 Numerisch: Rad-Schiene-Teststand

Grundlage für die numerische Lösung ist eine stationäre Berechnung, sodass alle zeitabhängigen Größen bspw. Trägheitskräfte unberücksichtigt bleiben. Informationen zur Geometrie der beiden Räder können dem Kapitel 4: *Teststände und Messequipment* entnommen werden. Die Lage der beiden Räder zueinander wird durch den Abstand zwischen der Messkreisebene des Prüfrades und der Symmetrieebene des Schienenrades definiert. Wie auch schon bei der analytischen Berechnung in Abschnitt 5.4: *Analytisch: Rad-Schiene-Teststand* beträgt dieser Abstand 5,35 mm, womit eine Berührung des Spurkranzes mit der Schienenfahrkante provoziert wird.

Modell, Netz und Randbedingungen

Wie schon beim Kugel-Platte-Modell, darf auch bei diesem Modell die Symmetrie ausgenutzt werden. Daher wird sowohl für das Prüf- wie auch das Schienenrad nur ein Halbmodell, wie in Abbildung 6.15 dargestellt, verwendet. Die Geometrie des Prüfrades wird von der Firma AC2T vorgelegt. Die Randbedingungen werden so gewählt, dass das Schienenrad im Raum fixiert ist und für das Prüfrad eine Verschiebung in y-Richtung möglich

ist (siehe Abbildung 6.16). Die Radlast wird hier ebenfalls über den Radmittelpunkt des Prüfrades eingeleitet. An beiden Rädern werden in unmittelbarer Umgebung der Kontaktzone Bereiche abgespalten, welche in weiterer Folge feiner vernetzt werden als weiter entfernte Bereiche. Verwendet wurden 10 mm Tetraederelemente für den groben Bereich, sowie $0,4\text{ mm}$ Tetraeder für den Übergangsbereich (beide mit quadratischer Ansatzfunktion). Im feinst vernetzten Kontaktbereich werden reduziert integrierte, lineare Hexaederelemente mit $0,2\text{ mm}$ Kantenlänge definiert (siehe Abbildung 6.17).

Der Kontakt wird unter Berücksichtigung der gewonnenen Erkenntnisse im vorigen Abschnitt und dem Reibkoeffizienten $\mu = 0,3$ eingestellt. An der Symmetrieebene beider Räder, wie auch an der vertikalen Anlauffläche des Prüfrades wird eine reibungsfreie Lagerung angebracht. Festgehalten wird das komplette Modell mittels fixierter Lagerung an der Innenseite des Schienenrades. Die rein vertikale Lasteinleitung (y-Achse) erfolgt möglichst realitätsnah in der Radnabe. Die Kraft wird in mehreren Lastschritten von 200 N auf 40 kN erhöht, wobei aufgrund der Vereinfachung zu einem Halbmodell auch nur die halbe Last aufgebracht wird.

Die Materialeigenschaften der beiden Räder werden wie schon bei der analytischen Betrachtung als identisch angenommen und weisen den E-Modul $E_{1,2} = 210\text{ GPa}$ und die Poisson-Zahl $\nu = 0,3$ aus.

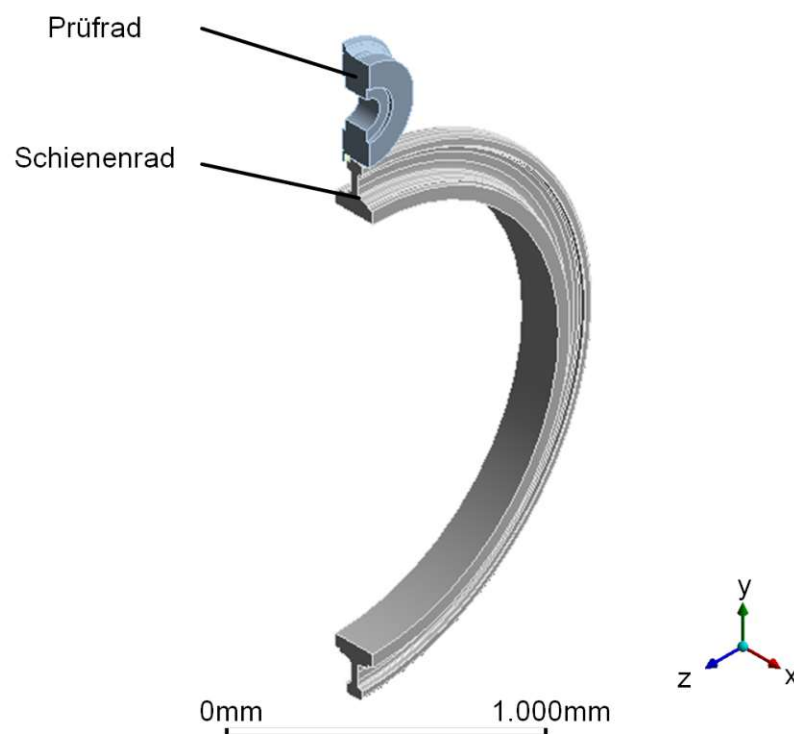


Abbildung 6.15: Rad-Schiene-Teststand: Vereinfachte Geometrie des Modells

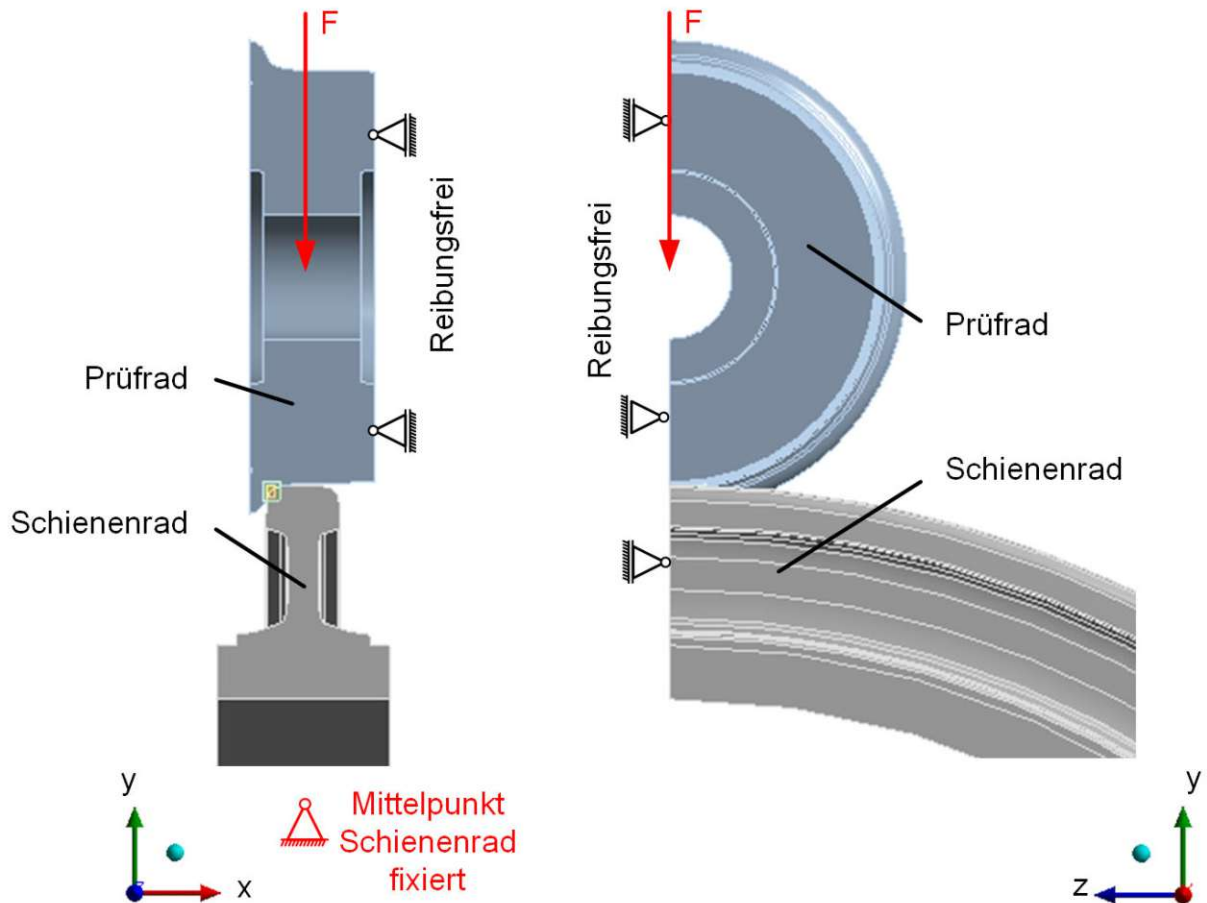


Abbildung 6.16: Rad-Schiene-Teststand: Randbedingungen

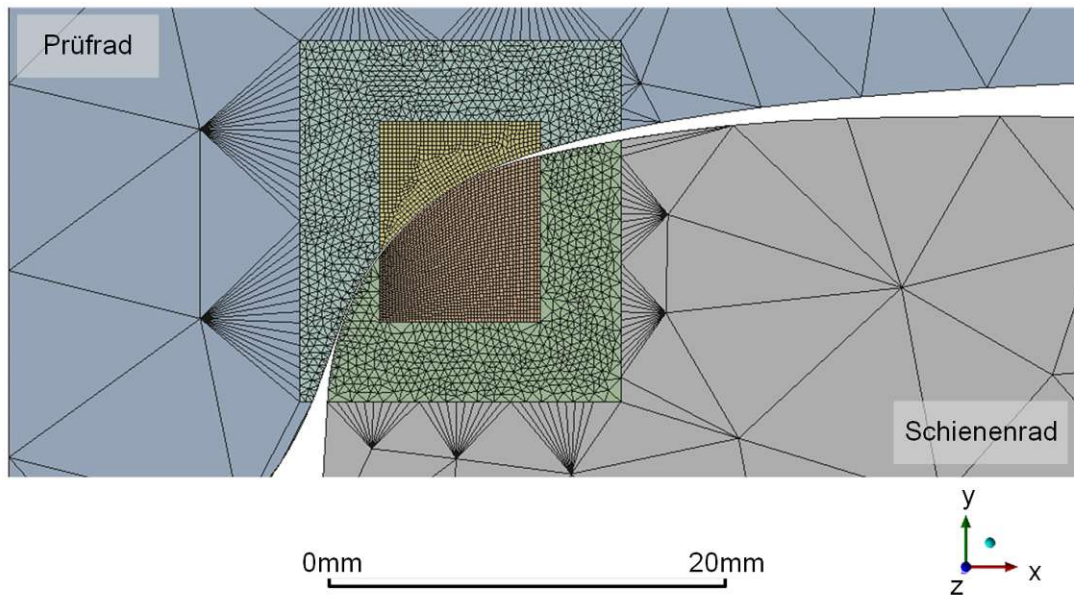


Abbildung 6.17: Rad-Schiene-Teststand: Netz

Ergebnisse

Eine Übersicht der Ergebnisse kann Tabelle 6.3 entnommen werden. Dabei werden der maximale Kontaktdruck, die maximale Vergleichsspannung und auch die Größe der Kontaktfläche bei Kräften zwischen 5 kN und 120 kN ausgewertet. Die grau hervorgehobene Spalte kennzeichnet die für die Validierung herangezogenen Werte. In den Abbildungen 6.18 und 6.19 werden die Form der Kontaktfläche, wie auch die Druck- und Spannungsverteilung für $F_R = 15\text{ kN}$ dargestellt. So ergibt sich bei einer Last $F_R = 15\text{ kN}$ eine max. Flächenpressung von $1310,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ und eine Kontaktfläche mit $45,1\text{ mm}^2$. Unterhalb der Kontaktfläche des Rades in einer Tiefe von $0,82\text{ mm}$ wirkt die maximale von Mises Vergleichsspannung $835,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

Ergebnisse						
Bezeichnung	Radiallast F_R [kN]					
	5	10	15	20	40	120
max. Kontaktdruck $[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}]$	925,1	1153,7	1310,3	1434,0	1791,4	2615,1
max. Vergleichsspannung $[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}]$	566,9	724,0	835,1	920,1	1197,2	1928,1
Kontaktfläche $[\text{mm}^2]$	22,1	34,9	45,1	54,1	81,3	144,1

Tabelle 6.3: Übersicht der Ergebnisse: Numerisch Rad-Schiene-Teststand

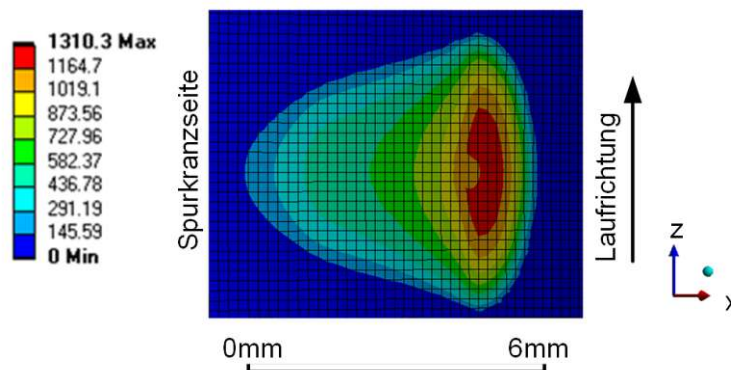
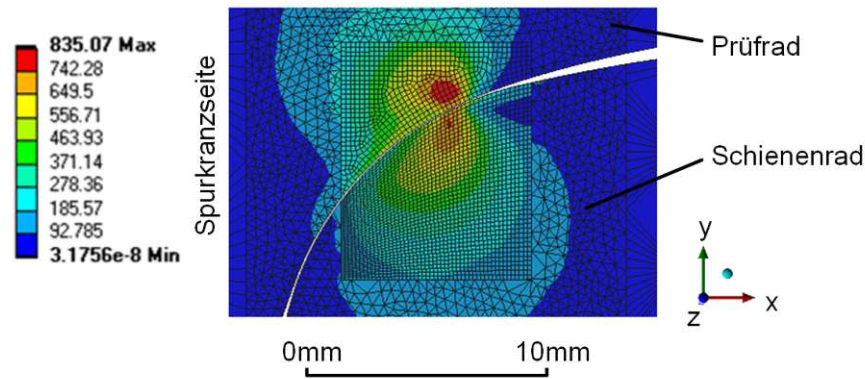


Abbildung 6.18: Rad-Schiene-Teststand: Kontaktfläche des Halbmodells Prüfrad bei $F_R = 15\text{ kN}$


 Abbildung 6.19: Rad-Schiene-Teststand: Vergleichsspannung bei $F_R = 15 \text{ kN}$

Der Vergleich mit den Ergebnissen der analytischen Berechnung in Tabelle 6.4 zeigt bei der Flächenpressung (+43 %) und der Vergleichsspannung (+41 %) große Abweichungen, welche jedoch auch schon in [30], [31] und [32] im Bereich der Schienenfahrkante festgestellt werden konnten. Aber vor allem die Kontaktfläche wird durch die vereinfachte Annahme einer Ellipse stark unterschätzt, weshalb eine Differenz um nahezu den Faktor 4 auftritt. Zum einen hervorgerufen durch die Verletzung der Halbraum-Annahmen, zusammengefasst in Kapitel 5: *Analytische Kontaktberechnung*, zum anderen durch die genauere Abbildung der Hohlkehle durch Finite Elemente im Vergleich zur Annahme eines fixen Hauptkrümmungsradius. Eben diese Hohlkehlenform ist verantwortlich für die von einer Ellipse abweichende Kontaktflächenform. Neben den Absolutgrößen werden auch die absoluten Differenzen zwischen den beiden Berechnungsansätzen sowie die relativen Abweichungen bezogen auf die analytische Methode in Klammern angeführt.

Aufgrund getroffener Vereinfachungen im Modell bspw. durch Weglassen der Welle und der Lagerung am Prüfrad ist damit zu rechnen, dass die numerischen Ergebnisse auch von der Realität abweichen. Dennoch ist davon auszugehen, dass der numerische Ansatz durch Berücksichtigung der realen Geometrien realitätsnähere Ergebnisse liefert als der analytische.

Vergleich				
Bezeichnung	Num.	Anal.	Diff.	
max. Kontaktdruck $[\frac{N}{mm^2}]$	1310,3	2285,3	975,0	(+43 %)
max. Vergleichsspannung $[\frac{N}{mm^2}]$	835,1	1416,4	581,3	(+41 %)
Kontaktfläche $[mm^2]$	45,1	9,9	-35,2	(-358 %)

 Tabelle 6.4: Vergleich der numerischen und den analytischen Ergebnisse von Rad-Schiene-Teststand bei $F_R = 15 \text{ kN}$

6.4 Numerisch: Rad-Schiene Realbedingungen (Feld)

Für die Ermittlung der Kontaktbedingungen unter Realbedingungen werden die Abmessungen der im Feld verwendeten Rad- und Schienenkörper herangezogen. So wird der Messkreisdurchmesser des Rades mit 800 mm angenommen und ein ebener Verlauf der um $1:40$ geneigten Schiene definiert. Dennoch werden auch hier Vereinfachungen am Modell vorgenommen: So wird abermals die Symmetrie ausgenutzt und die Länge des Schienenstücks auf 150 mm begrenzt (siehe Abbildung 6.20). Der Versatz des Rades liegt wie am Teststand bei $5,35\text{ mm}$. An dieser Stelle sei erwähnt, dass die Kontur des Rades (S1002) von der Firma *AC2T* in Form von bestehenden CAD-Daten zu Verfügung gestellt wurden und diese auf den vorliegenden Raddurchmesser skaliert wurden.

Im Gegensatz zur reinen Vertikallast am Teststand, wirkt unter Realbedingungen zusätzlich eine Axiallast, infolge von Fliehkräften in Gleisbögen oder Gewichtskräften in überhöhten Kurven. Dies erfordert eine Anpassung der bisher gesetzten Randbedingungen am Rad, um eine axiale Verschiebung zuzulassen. Daher wird in der Radnabe mittels externer Verschiebung die Rotation um die körpereigene x - und z -Achse gesperrt. Die Fixierung der Schiene durch sperren aller Freiheitsgrade erfolgt an der Schienenunterseite. Eine Starrkörperverschiebung in z -Richtung wird wie gehabt durch die Anwendung einer reibungsfreien Lagerung an den Schnittflächen beider Körper verhindert. Eine Übersicht der gesetzten Randbedingungen kann Abbildung 6.21 entnommen werden.

Wie schon kurz erläutert wird die Radlast hier aus einer Axiallast F_x und einer Vertikallast F_y gebildet. Auf Basis der real auftretenden Achslast von $16\text{ t} \hat{=} 160\text{ kN}$ beträgt der vertikale Anteil am Rad $8\text{ t} \hat{=} 80\text{ kN}$. Laut Messdaten an ausgewählten Stellen wird der axiale Anteil mit 50% der Vertikallast, demzufolge 40 kN , aufgebracht. Wobei das Rad hier ebenfalls aufgrund der Symmetrienausnutzung nur jeweils mit den halben Lasten beaufschlagt wird.

Die Vernetzung (siehe Abbildung 6.22) und Kontaktdefinition erfolgt nach denselben Regeln und Überlegungen wie in den vorher verwendeten Modellen. Die Materialdaten werden näherungsweise mit jenen des Teststandes gleichgesetzt.

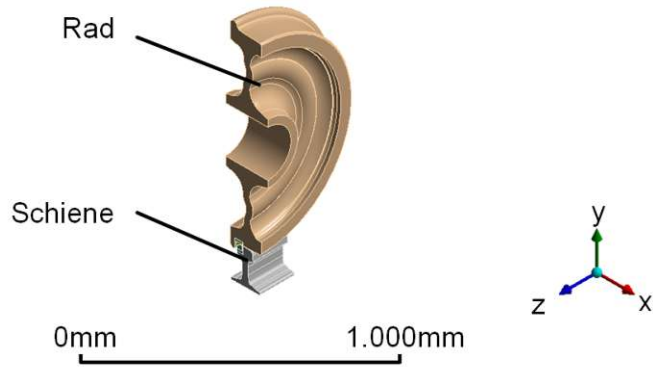


Abbildung 6.20: Rad-Schiene Realbedingungen (Feld): Vereinfachte Geometrie des Modells

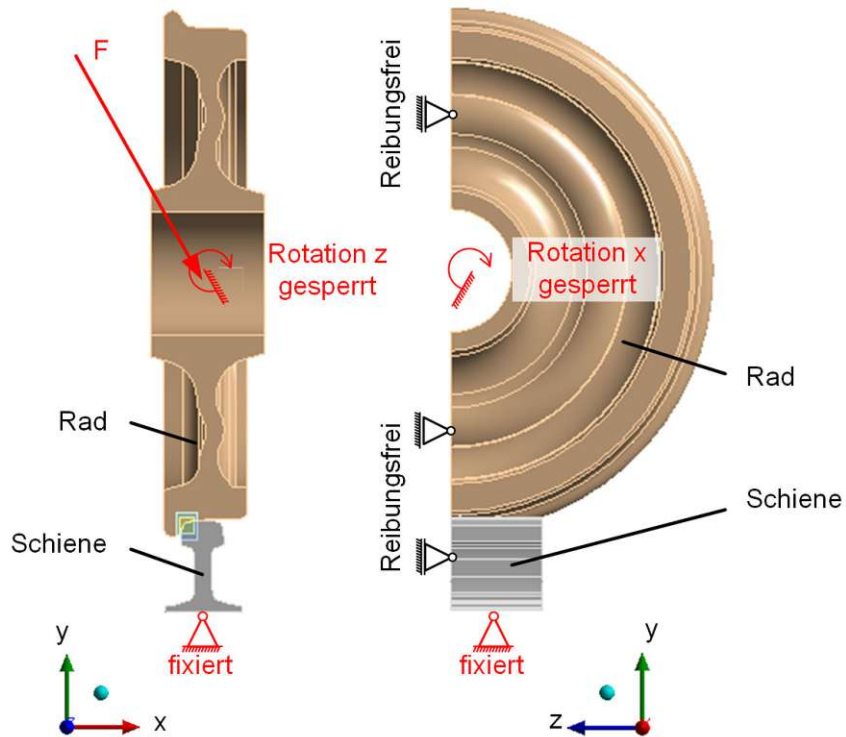


Abbildung 6.21: Rad-Schiene Realbedingungen (Feld): Randbedingungen

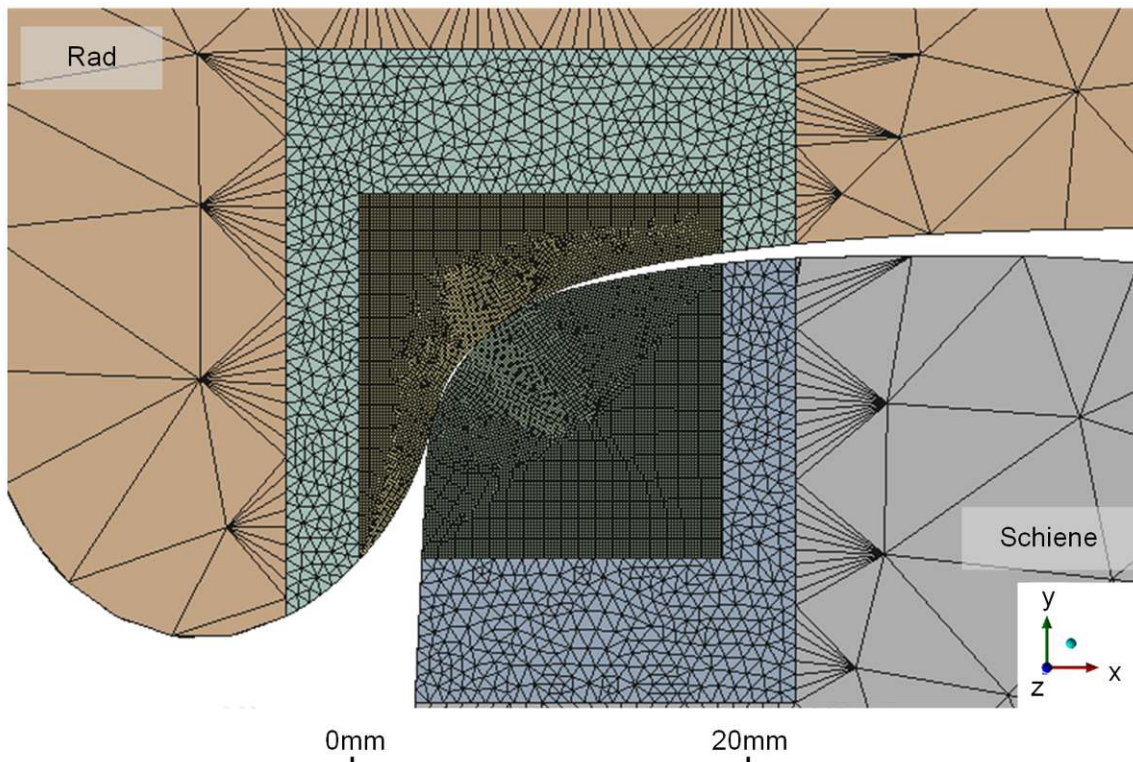


Abbildung 6.22: Rad-Schiene Realbedingungen (Feld): Netz

Ergebnisse

Tabelle 6.5 beinhaltet die Ergebnisse des Modells, welches die Bedingungen im Feld berücksichtigen soll. So beträgt mit geradem Schienenstück und einem resultierenden Lastvektor $89,4 \text{ kN}$ der Höchstwert der Flächenpressung $2833,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ und die maximale Vergleichsspannung nach von Mises $1730,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Dabei erfolgt die Kraftübertragung auf einer Kontaktfläche von $141,9 \text{ mm}^2$. Die Verläufe der genannten Größen können den Abbildungen 6.23 und 6.24 entnommen werden.

Ergebnisse		
Bezeichnung	Radiallast $F_R \text{ [kN]}$	Axiallast $F_A \text{ [kN]}$
	80	40
max. Kontaktdruck $[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}]$	2833,3	
max. Vergleichsspannung $[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}]$	1730,5	
Kontaktfläche $[\text{mm}^2]$	141,9	

Tabelle 6.5: Übersicht der Ergebnisse: Numerisch Rad-Schiene Realbedingungen (Feld)

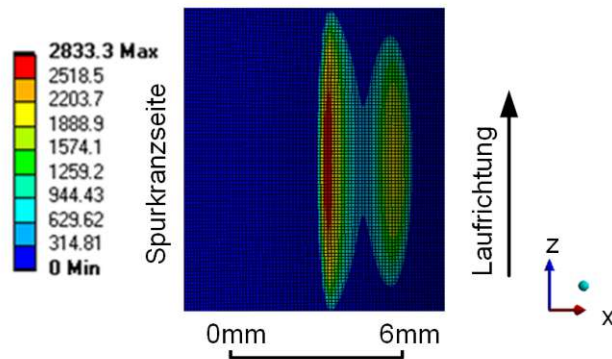


Abbildung 6.23: Rad-Schiene unter Realbedingungen (Feld): Kontaktfläche des Halbmodells Rad

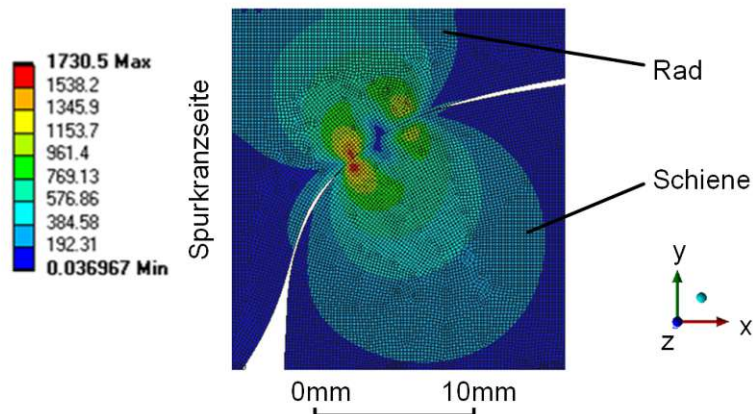


Abbildung 6.24: Rad-Schiene unter Realbedingungen (Feld): Vergleichsspannung

Auch hier zeigt eine Gegenüberstellung der analytischen mit den numerischen Ergebnisse, dass die Kontaktfläche der FEA um nahezu das Dreifache größer ausfällt. Demzufolge sind Flächenpressung und auch die Vergleichsspannung geringer als jene des analytischen Ansatzes.

Vergleich				
Bezeichnung	Num.	Anal.	Diff.	
max. Kontaktdruck $[\frac{N}{mm^2}]$	2833,3	3216,8	383,5	(+12 %)
max. Vergleichsspannung $[\frac{N}{mm^2}]$	1730,5	1994,5	264,0	(+13 %)
Kontaktfläche $[mm^2]$	141,9	37,3	-104,6	(-280 %)

Tabelle 6.6: Vergleich der numerischen und den analytischen Ergebnisse von Rad-Schiene unter Realbedingungen (Feld) bei $F_R = 80 \text{ kN}$ und $F_A = 40 \text{ kN}$

6.5 Vergleich zwischen Testständen und Kontakt unter Realbedingungen

Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zwischen dem Full-Scale-Teststand und dem Feld zu ermöglichen, wird versucht eine ähnliche Flächenpressung einzustellen. Eine Gegenüberstellung der Flächenpressungen und der Kontaktfläche der Teststände wie auch dem Kontakt unter realen Bedingungen wird in Tabelle 6.7 gegeben. Es wird schnell ersichtlich, dass die Flächenpressung der beiden Zwei-Scheiben-Tribometer weit von jener im Feld abweicht. Konstruktiv bedingt ist eine Realisierung höherer Flächenpressungen auf diesen Testständen nicht möglich. Hingegen beträgt die Differenz am Full-Scale-Teststand 8 %, sofern die Radiallast bei 120 kN liegt. Würden die Versuche bei dieser Einstellung durchgeführt werden, so wären die am Teststand ermittelten Reibungskoeffizienten am ehesten mit jenen unter realen Geometrieverhältnissen zu erwartenden Werten vergleichbar.

Doch auch die Größe der Kontaktfläche ist von Bedeutung und muss in Bezug auf die Schmiestoffmenge berücksichtigt werden. So wird bei den Versuchen auf den ZSTs ein Bruchteil der SKS notwendig sein, um vergleichbare Reibungskoeffizienten am Full-Scale-Teststand oder bei Feldversuchen zu erreichen.

Gegenüberstellung: Teststände und Feld				
	Feld	Full-Scale-Testst.	NL-ZST	HL-ZST
Last [kN]	89,4	120,0	0,8	1,89
max. Flächenpressung [$\frac{N}{mm^2}$]	2833,3	2615,1	1095,4	1567,4
Kontaktfläche [mm^2]	141,9	144,1	1,36	2,75
Δ Pressung [%]	–	-8	-61	-45
Δ Fläche [%]	–	2	-99	-98

Tabelle 6.7: Gegenüberstellung der maximalen Flächenpressung und der Kontaktfläche der Teststände und dem Kontakt unter Realbedingungen

An dieser Stelle sei noch auf Modellabweichungen hingewiesen, welche die Kontur des S1002-Profiles betrifft. Die Modelle des realen Rades wie auch jenes des Prüfrades (Rad-Schiene-Teststand) wurden von *AC2T* zur Verfügung gestellt und sind zwar im Bereich der konischen Lauffläche (von der Messkreisebene bis zur Hohlkehle) deckungsgleich, jedoch weichen die Modelle im Hohlkehlenbereich voneinander ab. Dies wird in Abbildung 6.25 gezeigt und hat einen nicht unwesentlichen Einfluss auf die Ergebnisse der numerischen Berechnungen. Vor allem in diesem Bereich wirkt sich eine Änderung der in Kontakt stehenden Konturen sehr stark auf den initialen Kontaktpunkt / die initialen Kontaktpunkte aus.

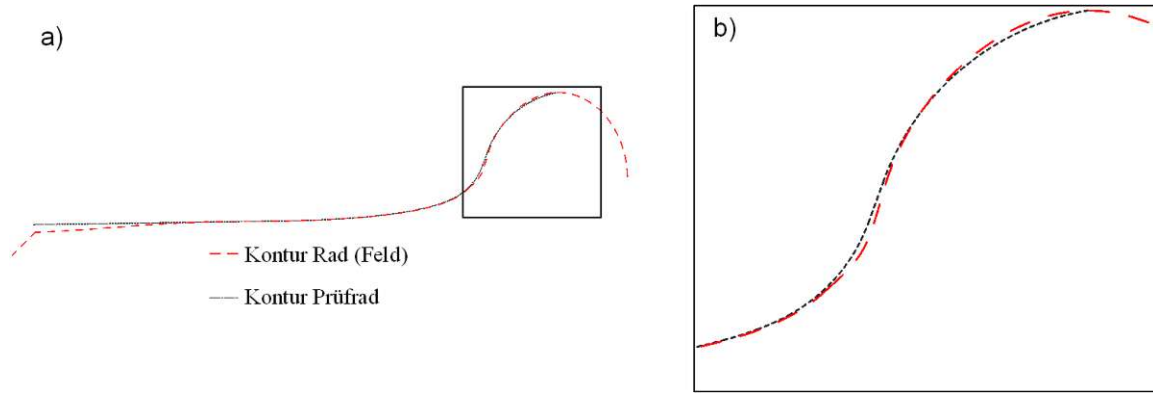


Abbildung 6.25: a) Konturabweichung zwischen realem Rad und Prüfrad des Teststandes im Bereich der Hohlkehle und b) Detailansicht

Kapitel 7

Messtechnische Untersuchungen

In diesem Kapitel wird zu Beginn das Experiment am Full-Scale-Teststand mittels Druckmessfolien abgehandelt, welches als zusätzliche Validierungsstufe zum analytischen Ansatz gesehen wird. Außerdem wird der Schwerpunkt dieser Diplomarbeit behandelt. Dieser soll aus drei ausgewählten SKS jenen Schmierstoff ausfindig machen, welcher mit der geringsten Menge die besten reibungsreduzierenden Eigenschaften aufweist. Abschließend werden die von der Firma *AC2T* durchgeführten Versuche der Zwei-Scheiben-Tribometer ausgewertet und mit den Ergebnissen des Full-Scale-Teststandes verglichen.

7.1 Reibungskoeffizientversuch auf den ZSTs

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der Messungen auf den Zwei-Scheiben-Tribometern, NL-ZST und HL-ZST, dessen Aufbau schon in *Zwei-Scheiben-Tribometer AC2T* beschrieben wurden, ausgewertet. Die Berührung am NL-ZST erfolgt dabei als Punktkontakt und am HL-ZST in Form eines Linienkontakts.

Wie auch am Full-Scale-Teststand wurde eines der beiden Räder mit einer definierten Last an das gegenüberliegende Rad gedrückt, wobei diese Last beim NL-ZST bei 800 N und beim HL-ZST bei 1890 N lag. Im Gegensatz zu den Messungen am Rad-Schiene-Teststand wurden hier nicht Kurzzeit- sondern Dauerversuche durchgeführt. Demnach wurde der Schlupfbetrieb über die gesamte Messdauer gehalten. Damit konnte der kontinuierliche Verlauf des Reibungskoeffizienten über der Umdrehungszahl aufgezeichnet werden. Dieses Vorgehen stellt bei diesen Testständen kein Problem dar, da die Räder bei möglicherweise verschlissener Lauffläche sehr einfach erneuert oder nachgedreht werden können.

Die Ermittlung des Reibungskoeffizienten erfolgte auch hier im Nachgang an die Messungen nach Gleichung 7.1 wobei der Radius r_{PR} am NL-ZST 25 mm und am HL-ZST 32 mm beträgt. Am HL-ZST wurde das Reibmoment am auf jenem Rad mit dem kleine-

ren Durchmesser gemessen (siehe Abbildung 4.6a). Die Drehzahl des jeweils schnelleren Rades betrug auf beiden Testständen $100 \frac{U}{min}$, während das bremsende Rad am NL-ZST mit $98 \frac{U}{min}$ und am HL-ZST mit $47,6 \frac{U}{min}$ angetrieben wurde. Diese Drehzahleinstellungen führten auch hier zu 2 % Schlupf.

Die Konditionierung der Kontaktspur erfolgten großteils mittels Spachtel. Aufgrund der deutlich geringeren Abmessungen, der kleineren Lasten und folglich den geringeren Flächenpressungen im Vergleich zum Rad-Schiene-Teststand wurden auch deutlich kleinere Mengen – zwischen 1 mg und 12 mg an SKS – appliziert. Neben den gewohnten Trockenversuchen am NL-ZST wurden am HL-ZST auch Witterungseinflüsse auf das SKS in Form von Temperatur und Feuchtigkeit wie auch der Einfluss unterschiedlicher Schlupfe untersucht.

7.1.1 Datenaufbereitung

Die Ergebnisdaten wurden in Form von *.txt.-Dateien übermittelt und mussten aufbereitet werden, um die für die Auswertung notwendigen Informationen herauszufiltern. In einem ersten Schritt wurden die Daten auf Gleichheit hinsichtlich Format, d.h. Spaltenanzahl- und -folge, kontrolliert. Weiters wurde ein MATLAB-Skript erstellt, welches in der Lage ist, die relevanten Daten auszulesen und in Arrays abzuspeichern. Zudem wurde der Reibungskoeffizient nach Gleichung 7.1 ermittelt und mit der zugehörigen Umdrehungszahl in einem weiteren Array abgelegt.

Im Zuge des Erstellens der ersten Verläufe zeigte sich ein stark verrauschtes Signal. Daher musste ein geeigneter Filter gefunden und appliziert werden, um das hochfrequente Rauschen zu beseitigen. Eine Gegenüberstellung des rohen mit dem gefilterten Signal wird anhand eines Beispiels in Abbildung 7.1 gezeigt. Zur Anwendung kam ein Butterworth-Tiefpassfilter, welcher die hochfrequenten Schwingungen ($> 20\text{ Hz}$) eliminiert. Für weitere Informationen zu dieser Filter-Methode wird auf [46] verwiesen.

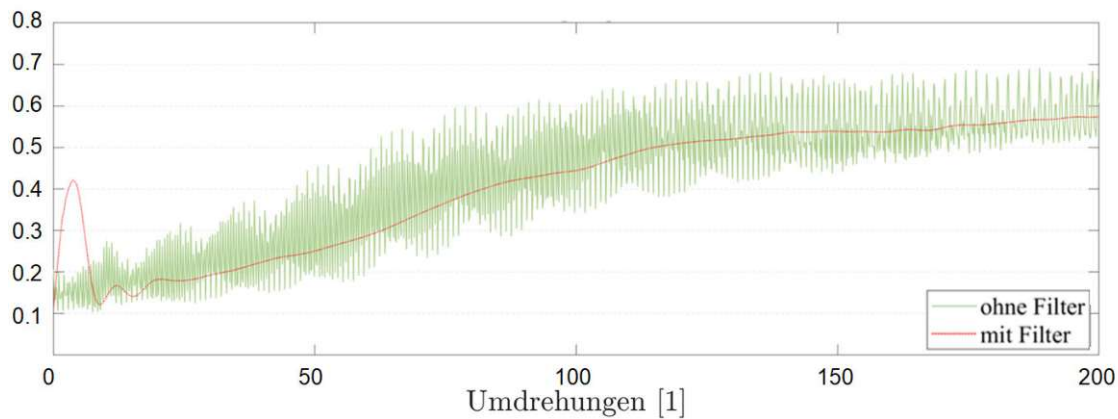


Abbildung 7.1: Anwendung eines Tiefpassfilters zur Beseitigung des hochfrequenten Rauschens

Nachdem die wesentlichen Daten berechnet, gefiltert und abgelegt wurden, konnten die Diagramme – ebenfalls mit MATLAB – erzeugt werden.

7.1.2 Messergebnisse NL-ZST

Dieser Abschnitt beinhaltet die Ergebnisse der Reibungskoeffizientenversuche am NL-ZST (Punktberührung). Die Achsskalierungen wurden so gewählt, dass diese sowohl entlang der y-Achse (0-0,6) und entlang der x-Achse (0-1500 U) für alle Schmierstoffe ident sind.

Trockenreferenz

In Abbildung 7.2 sind alle nach den konditionierten Versuchen aufgezeichneten Trockenläufe dargestellt. Wobei die Verläufe bei trockener (unbehandelter) Oberfläche und 2%-Schlupf aufgenommen wurden, bis sich ein konstantes Reibungsniveau ausgebildet hat. Demnach lässt sich schnell erkennen, dass der Trockenreferenzwert auf diesem Teststand bei etwa $\mu = 0,40 - 0,45$ liegt. Die folgenden Messergebnisse am NL-ZST wurden anhand dieses Wertes beurteilt.

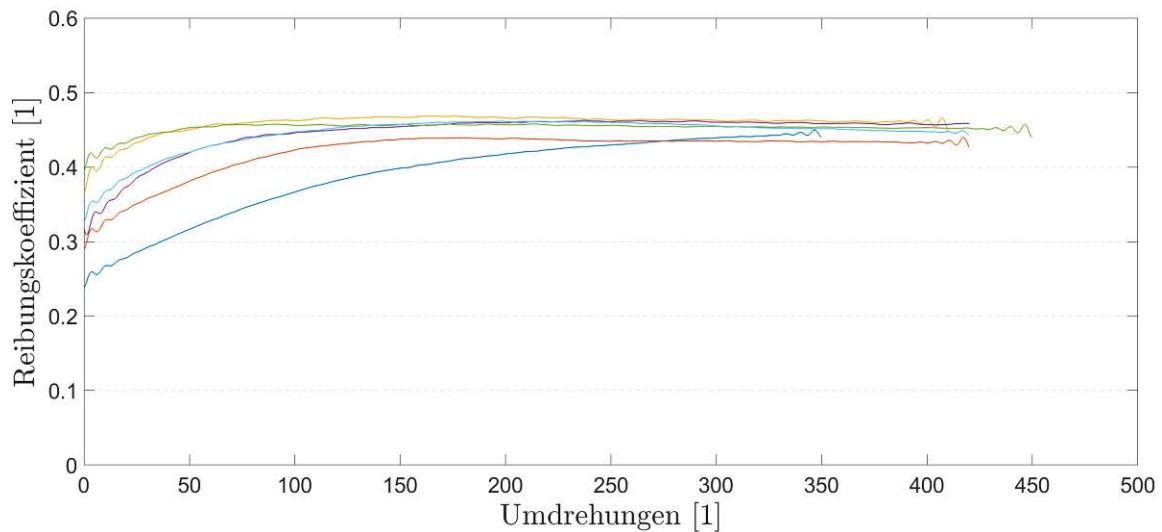


Abbildung 7.2: NL-ZST: Trockenfahrten zwischen den Versuchen

Versuchsmatrix

Wie schon erwähnt wurde auch hier der Einfluss dreier unterschiedlicher SKS auf den Reibungskoeffizienten untersucht. So kann der Versuchsmatrix in Tabelle 7.1 entnommen werden, dass die Messungen bei jeweils 1 mg jedes Schmierstoffs durchgeführt wurden. Außerdem wurde jeder Versuch ein weiteres Mal wiederholt, wobei immer darauf geachtet wurde, dass die Oberflächenbeschaffenheit über die komplette Versuchsreihe nahezu konstant war. Nur so kann eine Reproduzierbarkeit und eine Zuverlässigkeit der Ergebnisse garantiert werden. Sofern diese eingehalten wird sollten die Ergebnisse beider Versuche in etwa übereinstimmen. Abweichungen können dennoch auftreten, hervorgerufen durch Ungenauigkeiten am Tribometer, ungenaue Aufbringung der Schmierstoffe, veränderte Oberflächentopografie u.a.

Versuchsmatrix - Niederlast-ZST							
Mittel	Versuche	Zustand	Menge [mg]	Aufbring- stellen [1]	Schlupf [%]	Last [N]	Drehzahl Probekörper 1 [$\frac{U}{min}$]
SKS A	2	trocken	1	1	2	800	100
SKS B	2	trocken	1	1	2	800	100
SKS C	2	trocken	1	1	2	800	100

Tabelle 7.1: NL-ZST: Versuchsmatrix

Vergleich der SKS

Wie in 4.1.1: *Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometer (NL-ZST)* beschrieben, war zunächst ein Einlaufen des neuen Radpaares notwendig. Da jeweils beide Versuche jedes SKS auf einem neuen Radpaar durchgeführt wurden, musste diese Einlaufphase für jeden Schmierstoff erneut vollzogen werden. Nachdem der NL-ZST eingefahren und sorgfältig gereinigt war, wurden die Versuche im konditionierten Zustand gefahren.

Wie Abbildung 7.3 zu entnehmen ist, kam es trotz der Bemühungen konstanter Bedingungen über die Versuchsreihen hinweg zu Abweichungen in den Verläufen des Reibungskoeffizienten. Vor allem die Verläufe der ersten Versuche mit SKS A und SKS C weisen zu Versuchsbeginn unerwartete Schwankungen auf. Die Entwicklung des Reibungskoeffizienten beider Versuche mit SKS B ist nahezu ident. Es zeichnet sich ein Muster ab, wobei die Reibungskoeffizienten des ersten Versuchs höher liegen als jene des zweiten Versuchs. Die Abweichungen könnten durch höhere Kontaktspannungen – verursacht durch kleinere Kontaktfläche auf der frischen Oberfläche – im jeweils ersten Versuch erklärt werden. Höhere plastische Verformungen könnten demnach zu einem verfrühten Abtragen der Oxidschicht führen und folglich zur Bildung von Verschleißpartikeln.

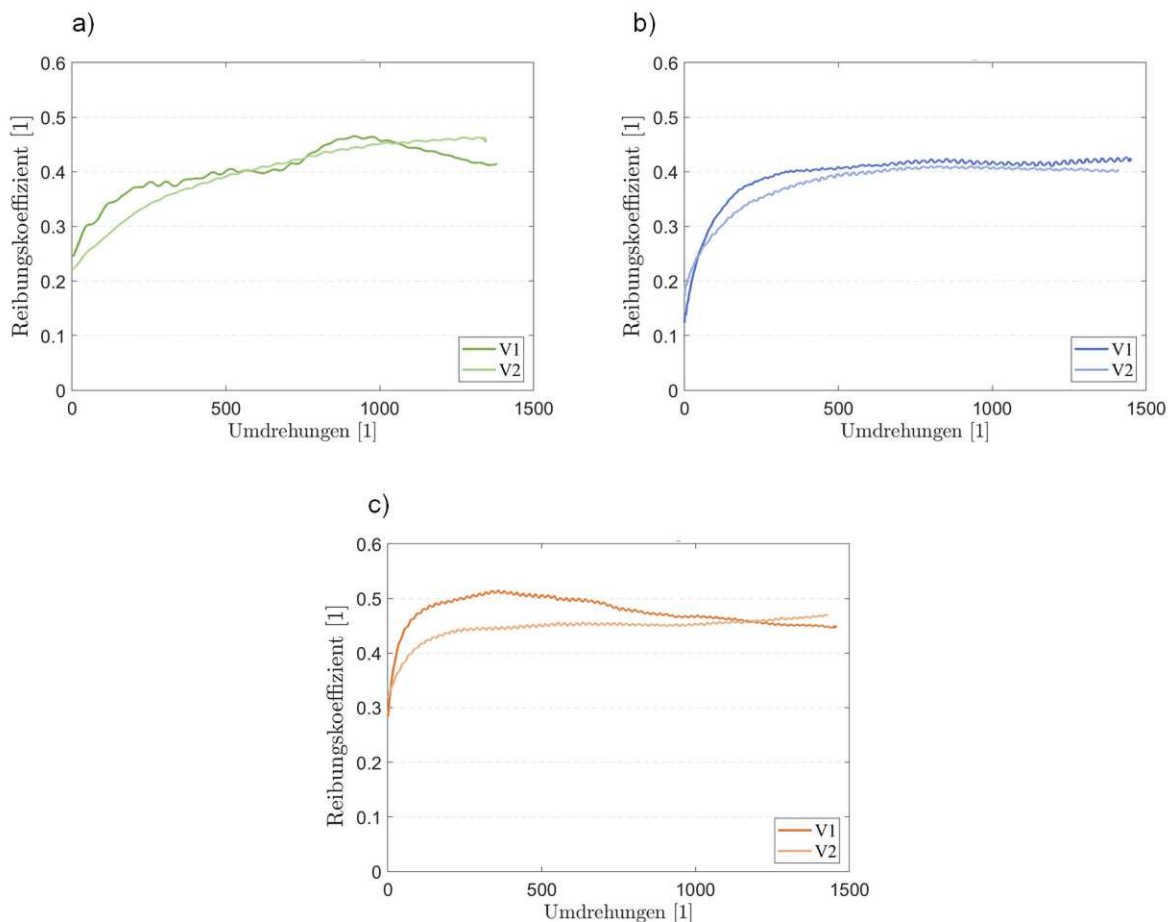


Abbildung 7.3: NL-ZST: Vergleich der Versuche mit 1 mg a) SKS A, b) SKS B und c) SKS C

In Abbildung 7.4 werden sowohl die Verläufe von SKS A, SKS B und SKS C, aus dem ersten, wie auch dem zweiten Versuch direkt gegenübergestellt. Aufgrund der zuvor erwähnten Versuchsabhängigkeit erfolgt die Bewertung jeweils versuchsbezogen. Grundsätzlich ist in allen Verläufen zu Messbeginn ein steiler Anstieg des Reibungskoeffizienten zu erkennen. Nach etwa 300 U flachen alle Kurven ab und nähern sich asymptotisch dem Bereich der Trockenreferenz. Dieses Verhalten ist darauf zurückzuführen, dass bei solch einer geringen Menge zu diesem Zeitpunkt der Schmierstoff bereits aus dem Kontakt verdrängt wurde und demnach keine Schmierung mehr stattfindet. Das Überspringen im ersten Versuch von SKS C könnte durch vorhandene Rauigkeitsspitzen verursacht worden sein, welche zu Messbeginn erst eingeebnet wurden, wodurch sich eine nahezu konstante Oberflächenbeschaffenheit im Kontakt am gesamten Umfang des Probekörpers eingestellt hat.

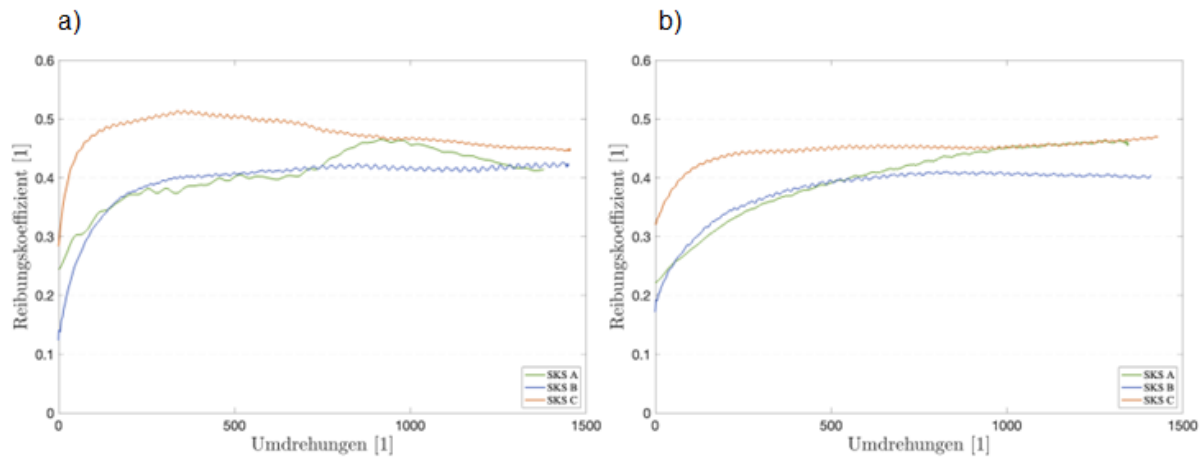


Abbildung 7.4: NL-ZST: Gegenüberstellung der SKS bei 1 mg a) Versuch 1 und b) Versuch 2

7.1.3 Messergebnisse HL-ZST

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Reibungskoeffizientenmessungen am HL-ZST (Linienberührung) angeführt. Diese Versuche sollen zum einen die Erkenntnisse, welche auf den anderen Testständen gewonnen wurden, bestätigen. Zum anderen wird hier der Witterungseinfluss in Form von Temperatur und Wasser auf den Reibungskoeffizienten untersucht. Außerdem werden Versuche mit unterschiedlichem Schlupf durchgeführt, welche auch dessen Einfluss auf den Reibungskoeffizienten aufzeigen sollen.

Trockenreferenz

Zunächst muss auch für diesen Teststand ein Wert ermittelt werden, welcher als Trockenreferenzwert verstanden werden kann. Dafür wurde zwischen den konditionierten Messläufen der Teststand „trockengefahren“, um mögliche Reste des Reinigers (Ethanol) zu entfernen. Dieser Vorgang erfolgte ebenfalls bei 2 % Schlupf und wurde aufgezeichnet, wie in Abbildung 7.5 gezeigt. Die Messdauer richtet sich nach der Erreichung eines konstanten Reibungskoeffizienten oder dem „rupfenden“ Lauf, welcher sich durch Schwankungen des Reibungskoeffizienten zum Versuchsende bemerkbar macht. Die Verläufe nähern sich etwa dem Wert $\mu = 0,5$ an und bilden damit den Referenzwert für die folgende Beurteilung der am HL-ZST erhaltenen Messergebnisse. In Abbildung 7.6 ist zudem die Oberfläche vor bzw. nach einem Trockenlauf dargestellt.

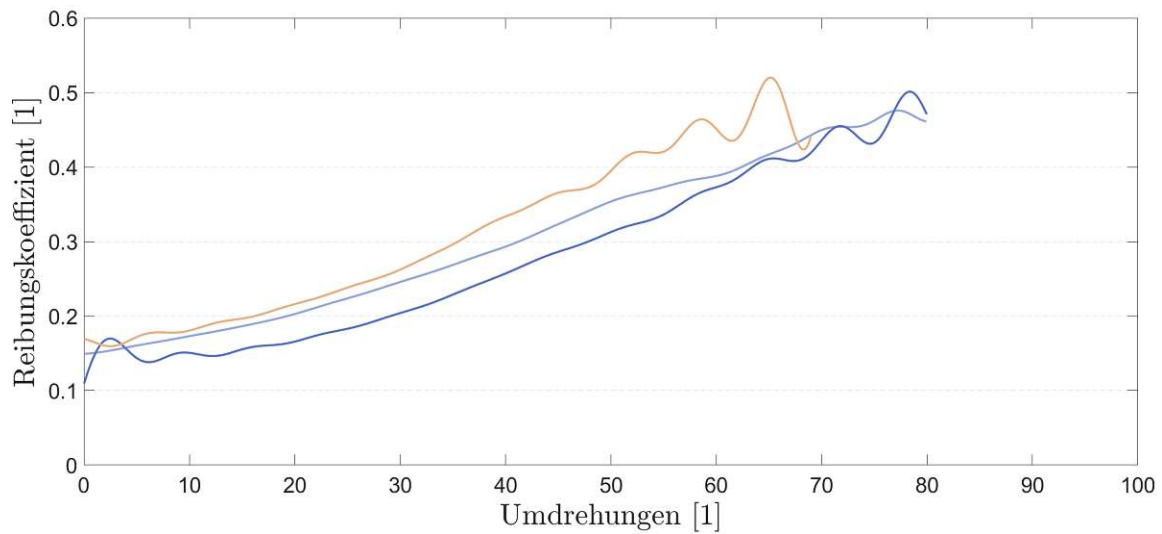


Abbildung 7.5: HL-ZST: Trockenreferenzläufe

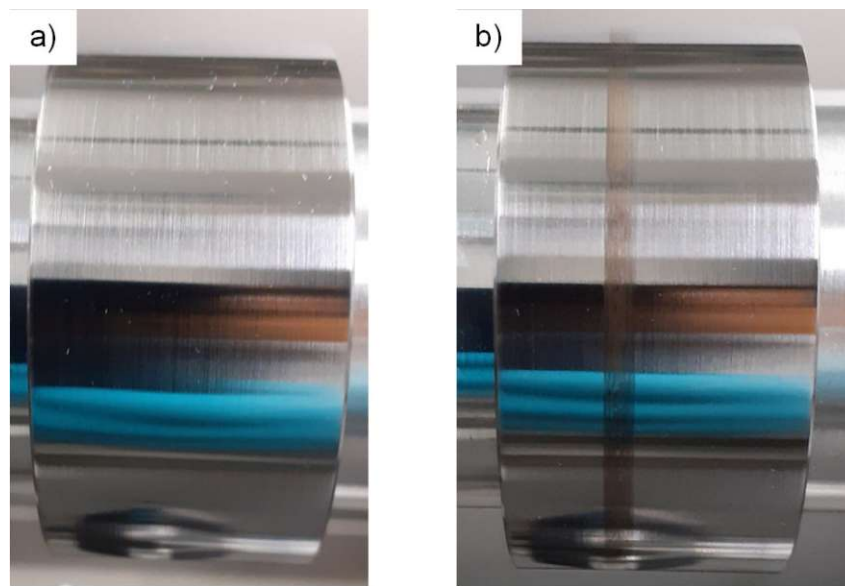


Abbildung 7.6: HL-ZST: Oberfläche von Probekörper 1 a) vor dem Trockenlauf und b) nach dem Trockenlauf

Versuchsmatrix

Wie bereits erwähnt, soll auch am HL-ZST der Einfluss der unterschiedlichen SKS auf den Reibungskoeffizienten untersucht werden. Zudem wird versucht, den Einfluss von Temperatur, Feuchtigkeit und Schlupf auf das Reibverhalten nachzuweisen.

Hierfür wurde die in Tabelle 7.2 zusammengefasste Versuchsmatrix definiert. Untersucht wird demnach, wie auch schon am NL-ZST, der Mengeneinfluss auf den Reibungskoeffi-

zienten am Beispiel des SKS C, welches in 2, 8 und 12 mg aufgebracht wurde. Weiters wurden SKS C für die Versuche bezüglich des Witterungseinflusses herangezogen, wobei diese zur Gänze mit 2 mg realisiert wurden. Zudem werden jeweils zwei Versuche mit 12 mg SKS A und SKS C bei erhöhtem Schlupf (15 %) durchgeführt. Hierzu sind keine weiteren Vorkehrungen am Teststand vorzunehmen. Diese Versuche mit erhöhtem Schlupf sind deshalb von Interesse, da auch im Kontaktbereich zwischen dem Spurkranz und der Schienenfahrkante höhere Schlupfe bis zu 30 % auftreten können. Für den Nachweis des Feuchtigkeits- wie auch Temperatureinflusses hingegen wurde der Teststand, wie in Abschnitt 4.1.2 erläutert, präpariert. Mit Ausnahme des geheizten Versuches, wurden alle Versuche einem Wiederholversuch unterzogen, wobei versucht wurde, die Umgebungsbedingungen möglichst konstant zu halten.

Versuchsmatrix - Hochlast-ZST							
Mittel	Versuche	Zustand	Menge [mg]	Aufbringstellen	Schlupf [%]	Last [N]	Drehzahl Probekörper 1 [$\frac{U}{min}$]
SKS A	2	trocken	12	6	15	1890	100
SKS B	2	trocken	12	6	15	1890	100
SKS A	2	trocken	12	6	2	1890	100
SKS B	2	trocken	12	6	2	1890	100
SKS C	2	trocken	12	6	2	1890	100
SKS C	2	trocken	8	4	2	1890	100
SKS C	2	trocken	2	2	2	1890	100
SKS C	2	feucht	2	2	2	1890	100
SKS C	2	gekühlt	2	2	2	1890	100
SKS C	1	geheizt	2	2	2	1890	100

Tabelle 7.2: HL-ZST: Versuchsmatrix

Mengeneinfluss

Wie schon bei den Versuchen am Rad-Schiene-Teststand nachgewiesen werden konnte, hatte die Variation der Schmierstoffmenge einen klaren Einfluss auf den Reibungskoeffizienten. Um dies nun auch für den kleineren Versuchsaufbau und anhand kleinerer Mengen zu bestätigen, wurde SKS C in den Mengen 2, 8 und 12 mg auf Probekörper 1 aufgetragen.

Die entstandenen Verläufe des Reibungskoeffizienten sind in Abbildung 7.7 dargestellt. Zunächst sei erwähnt, dass die Versuche sehr gut reproduziert werden konnten und die Streuung demnach sehr gering ist. Die Messung mit 2 mg beginnt bei $\mu = 0,21$ und der Reibungskoeffizient nimmt rasch zu, bis nach etwa 270 U der Trockenreferenzwert erreicht wurde. Demgegenüber steht der Verlauf mit 12 mg, welcher bei $\mu = 0,11$ beginnt und erst nach etwa 1250 U deutlicher ansteigt. Der Trockenreferenzwert wird hier erst nach 3000 U

erreicht.

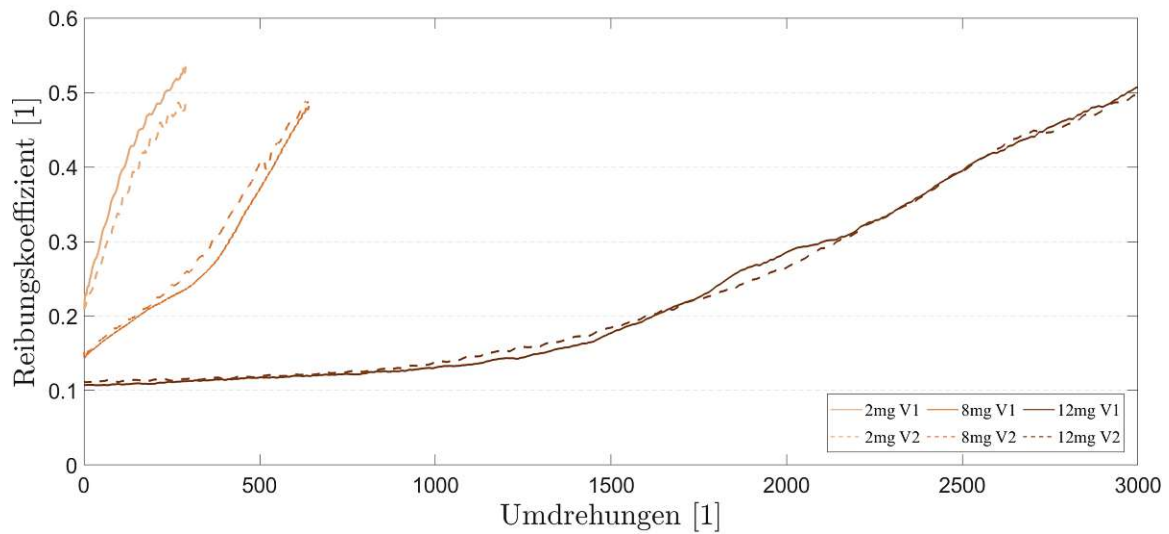


Abbildung 7.7: HL-ZST: SKS C - Mengeneinfluss

SKS - 12 mg

In Abbildung 7.8 wird die Gegenüberstellung der drei SKS bei 12 mg gezeigt. Zu erkennen ist ein anfänglich konstanter Reibungskoeffizient bei gleichzeitig sehr kleiner Streuung. Alle Schmierstoffe weisen nach einer gewissen Versuchsdauer einen Anstieg auf, wobei auch die Streuung bei den Messungen mit SKS B zunimmt. Dies könnte vermutlich an der Verdrängung des Schmierstoffes am Anfang des Versuchs liegen, wobei dann der Einfluss unterschiedlicher Oberflächenbeschaffenheit stärker zum Tragen kommt. Nichtsdestotrotz kann eine eindeutige Reihung der Schmierstoffe vorgenommen werden, wobei SKS C den höchsten Anfangswert $\mu = 0,11$ und SKS A und SKS C den geringsten Wert $\mu = 0,08$ aufweisen. Außerdem konnte SKS B den Reibungskoeffizienten über den längsten Zeitraum nachweisbar absenken, während SKS C schon nach 3000 U unwirksam war.

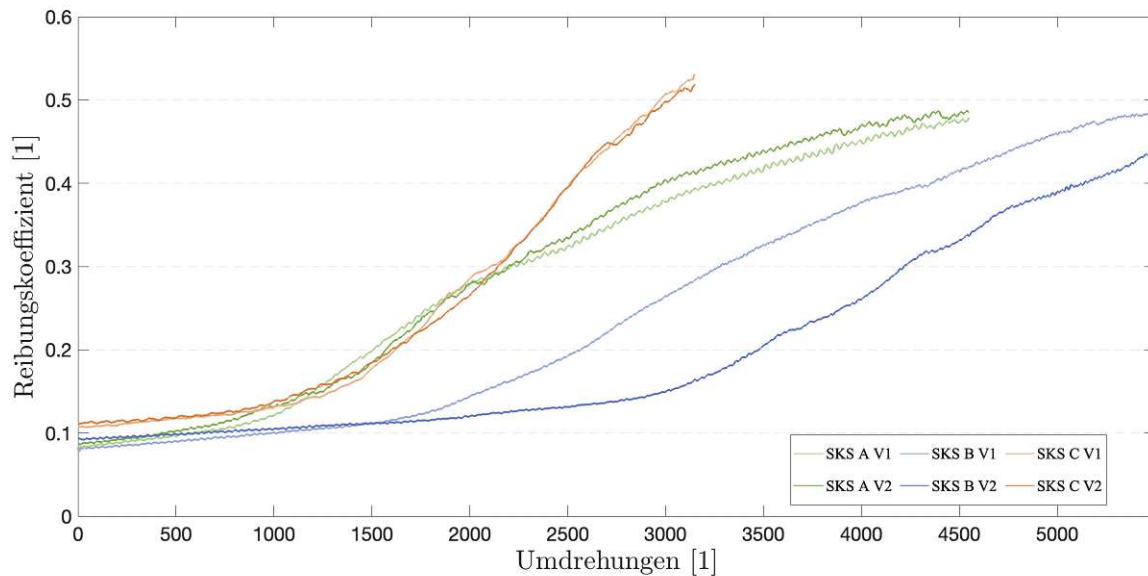


Abbildung 7.8: HL-ZST: Gegenüberstellung der SKS bei 12 mg

Einfluss des Schlupfes

In den Abbildungen 7.9 und 7.10 sind jeweils vier Verläufe dargestellt, wobei jeweils immer ein Wiederholversuch durchgeführt wurde. In beiden Gegenüberstellungen ist ein deutlicher Einfluss des Schlupfes auf den Reibungskoeffizienten zu erkennen. Unabhängig vom eingesetzten SKS steigt der Reibungskoeffizient bei 15 % Schlupf sehr viel früher und steiler an im Vergleich zu den Versuchen bei 2 % Schlupf. So wird der Trockenreferenzwert bei 15 % Schlupf mit SKS A etwa 5000 U und bei der Anwendung von SKS B rund 4000 U früher erreicht. Bei den Messungen mit SKS B konnte gezeigt werden, dass der initiale Reibungskoeffizient – wie zu erwarten – nahezu ident ist mit jenen Messungen bei geringerem Schlupf. Bei den Versuchen mit SKS A wird eine Abweichung dieser These festgestellt, dennoch konnte gezeigt werden, dass in beiden Fällen die Ergiebigkeit des SKS deutlich geringer ausfällt.

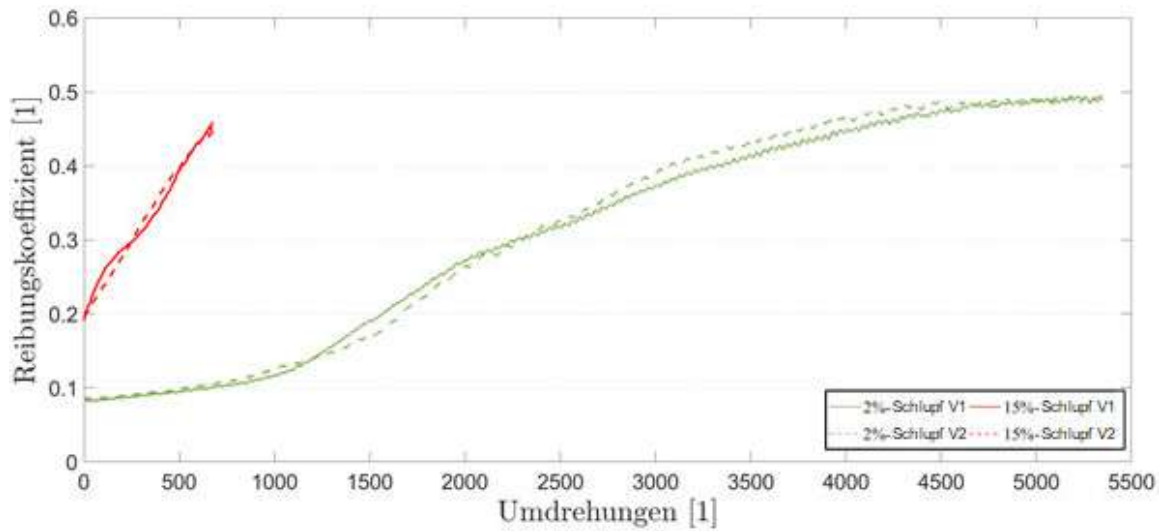


Abbildung 7.9: HL-ZST: 12 *mg* SKS A bei 2 % und 15 % Schlupf

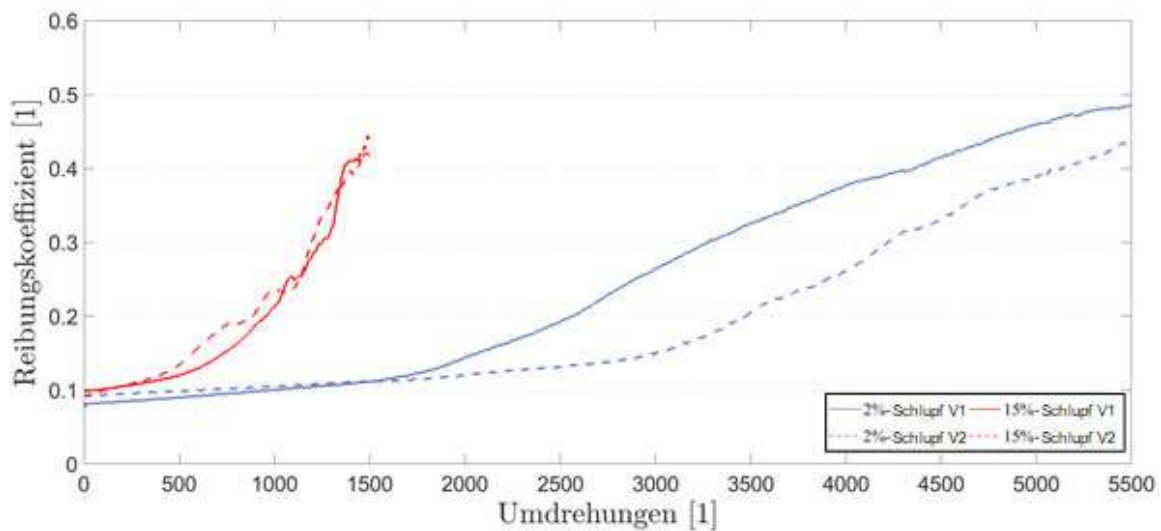


Abbildung 7.10: HL-ZST: 12 *mg* SKS B bei 2 % und 15 % Schlupf

Mit diesen Messungen konnte gezeigt werden, dass der Einfluss des Schlupfes auf den Reibungskoeffizienten sehr deutlich ist. Da vor allem am Spurkranz mit erhöhten Gleitschlupfen zu rechnen ist, sollte dieser Einfluss auf jeden Fall berücksichtigt werden. Aufgrund des sehr kurzen Versuchsdauer bei höheren Schlupfen, werden die Folgemessungen weiterhin mit 2 % durchgeführt.

Einfluss der Witterung

Für die Untersuchungen zum Witterungseinfluss wurden 2 mg von SKS C aufgetragen. Die resultierenden Verläufe zum mit Wasser kontaminierten Kontakt werden in Abbildung 7.11 dargestellt. Auch hier konnte der Versuch ohne große Streuung sehr gut reproduziert werden. Sofort erkennt man eine deutliche Beeinflussung des Reibungskoeffizienten durch den aufgespritzten Wasserfilm. Die Reibung ist über die gesamte Versuchsdauer sehr viel geringer. So steigt der Reibungskoeffizient bei den Versuchen mit Wasser gerade einmal um etwa $\Delta\mu = 0,13$ über 1000 U an, während die Differenz bei trockenen Bedingungen bei etwa $\Delta\mu = 0,28 - 0,33$ nach nur 270 U liegt.

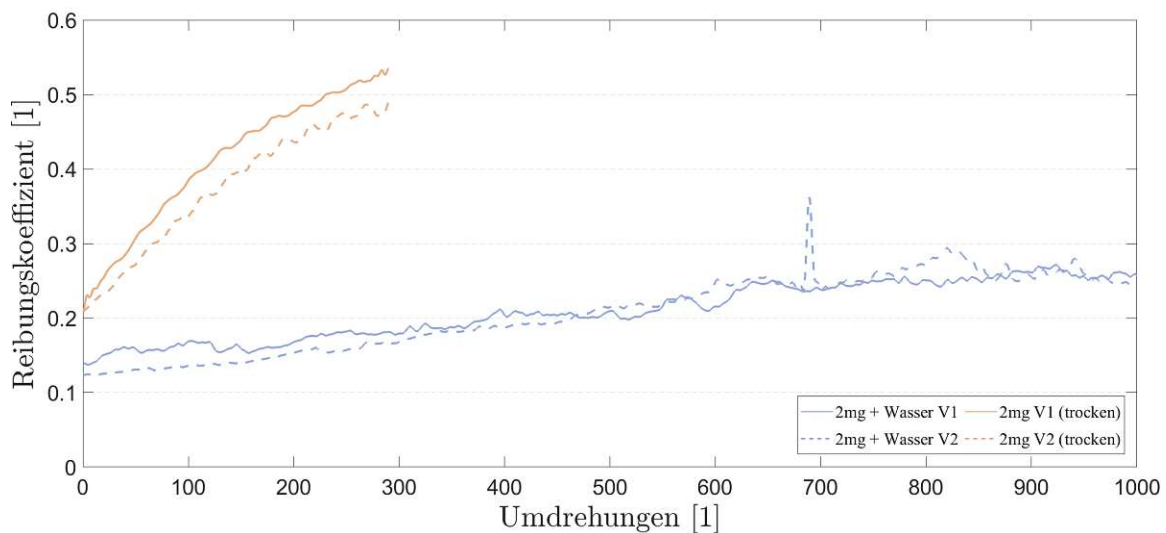


Abbildung 7.11: HL-ZST: SKS C - Wasser

Neben dem Feuchtigkeitseinfluss wird auch der Einfluss sowohl tiefer als auch hoher Temperaturen in Abbildung 7.12 ersichtlich. Auch hier wurden 2 mg SKS C appliziert. Die Messungen bei -20°C zeigen eine gute Übereinstimmung und liefern daher vertrauenswürdige Ergebnisse. Zwar wurde der geheizte Versuch bei $+60^\circ\text{C}$ nur einmal durchgeführt, liefert dennoch den zu erwartenden Verlauf.

Anhand dieser Versuche kann nachgewiesen werden, dass der Reibungskoeffizient bei tiefen Temperaturen geringer ist und auch deutlich langsamer zunimmt als bei Raumtemperatur oder höheren Temperaturen. Dies liegt vermutlich an der Temperaturabhängigkeit der SKS, dessen Viskosität bei höheren Temperaturen geringer ist und demnach nur schwer eine stabile Trennung der beiden Kontaktoberflächen sicherstellen kann. Umgekehrt verhält sich dies bei geringen Temperaturen, wobei sehr hohe Viskositäten im Extremfall zu erhöhten Scherspannungen im Fluid führen und dies wiederum in erhöhtem Widerstand

resultieren kann.

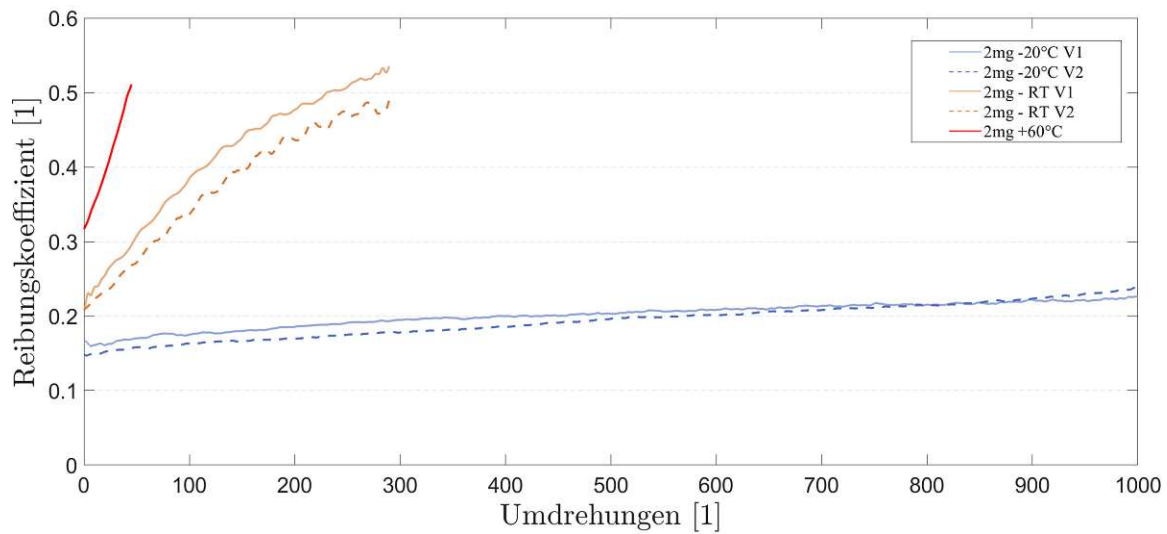


Abbildung 7.12: HL-ZST: SKS C - Temperatureinfluss

7.2 Druckmessfolienversuch am Rad-Schiene-Teststand

Dieses Experiment wird am Rad-Schiene-Teststand der *TU Wien* durchgeführt. Wie schon in Abschnitt *Druckmessfolien* erwähnt treten im vorliegenden Punktkontakt aufgrund der hohen Kräfte, kombiniert mit der kleinen Kontaktfläche Flächenpressungen auf, welche den messbaren Bereich der eingesetzten Druckmessfolie überschreiten. Daher kann zwar die Druckverteilung nicht ausgewertet werden, jedoch besteht die Möglichkeit Kontaktflächenform und -größe zu bestimmen und für die Validierung der FEA heranzuziehen.

7.2.1 Messpunkte

Die Messung wird an vier Messpunkten, definiert durch die axiale Lage der beiden Räder zueinander – später als Spur bezeichnet –, durchgeführt. Wie schon in früheren Abschnitten, wird hier die Lage durch den Abstand zwischen der Messkreisebene des Prüfrades und der Mittelebene des Schienenrades angegeben. Befindet sich nach Abbildung 7.13 die Messkreisebene des Rades rechts von der Mittelebene der Schiene, so ist der Wert für den Versatz u_y positiv anzusehen. Jede Spur umfasst zudem zwei Messungen mit unterschiedlichen Radiallasten $F_R = 5 \text{ kN}$ und $F_R = 15 \text{ kN}$. Um die Reproduzierbarkeit zu gewährleisten wird jeder dieser Messpunkte dreimal aufgenommen und daher in Summe 24 Messpunkte aufgezeichnet. So ergeben sich die folgenden Messpunkte nach Tabelle 7.3.

Übersicht Messpunkte			
	Versatz u_y [mm]	Kraft [kN]	Anzahl
Spur 1	5,35	5	3
		15	3
Spur 2	4,35	5	3
		15	3
Spur 3	2,35	5	3
		15	3
Spur 4	−6,35	5	3
		15	3
Gesamtanzahl Messungen			24

Tabelle 7.3: Rad-Schiene-Teststand: Messpunkte Druckmessfolien Versuch

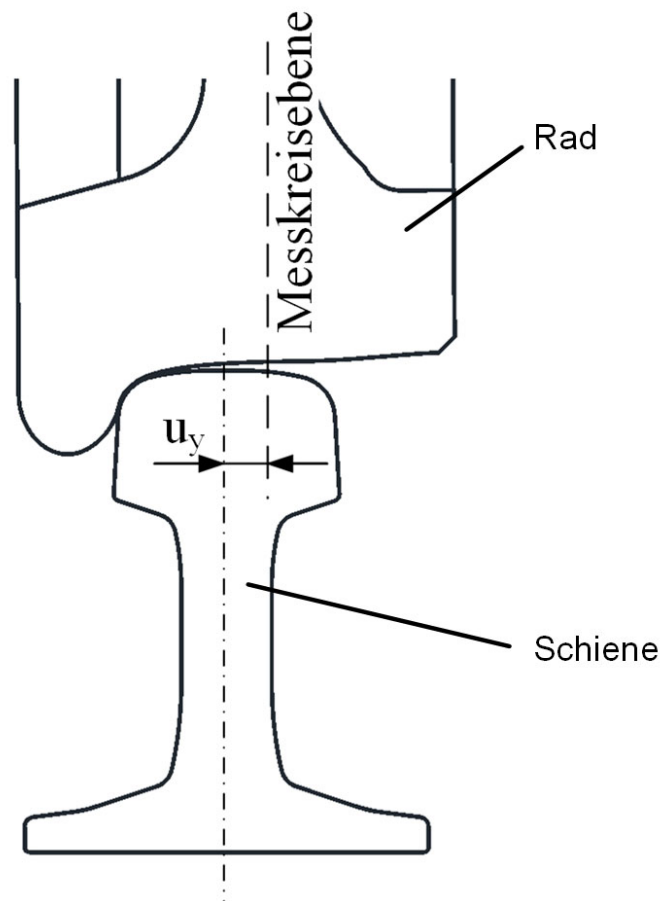


Abbildung 7.13: Definition des Abstandes u_y

7.2.2 Messdurchführung

Zunächst erfolgt der Zuschnitt passender Streifen, da die Druckmessfolie auf Rollen aufgewickelt zur Verfügung gestellt wird. Die Streifen weisen etwa eine Länge von 20 cm sowie eine Breite von rund 5 cm auf. Nun wird das Prüfrad vorerst vom Schienenrad abgehoben, sodass eine einfache Anbringung des Streifens am Schienenrad möglich ist. Die Befestigung erfolgt mittels Klebestreifen, wobei darauf zu achten ist, dass dieser nicht in die potentielle Kontaktzone ragt. Anschließend wird die Betriebsbremse des Teststandes gelöst und das Schienenrad per Hand in die gewünschte Position gedreht. Nun wird die gewünschte Radiallast $F_R = 5\text{ kN}/15\text{ kN}$ aufgebracht. Dies erfolgt bei $F_R = 5\text{ kN}$ zunächst manuell, ohne die automatische Druckregelung im Hydraulikzylinder, da die vorliegende Regelung für Kräfte $> 10\text{ kN}$ ausgelegt ist. Nachdem der Kontakt mit der gewünschten Last hergestellt ist, muss eine Haltedauer von 60 s eingehalten werden. Danach kann die Kraft wieder reduziert und das Prüfrad angehoben werden, sodass das Schienenrad in die nächste präparierte Position gedreht werden kann. Dieser Ablauf wird für jede Spur- und Krafteinstellung dreimal wiederholt.

Nach jeder Messung werden die Folien vom Schienenrad entfernt und zur besseren Übersicht auf einem A4-Papier, mit den notwendigen Informationen zum Messpunkt (Kraft, Spur und Uhrzeit), aufgeklebt (siehe bspw. Abbildung 7.14 *links*).

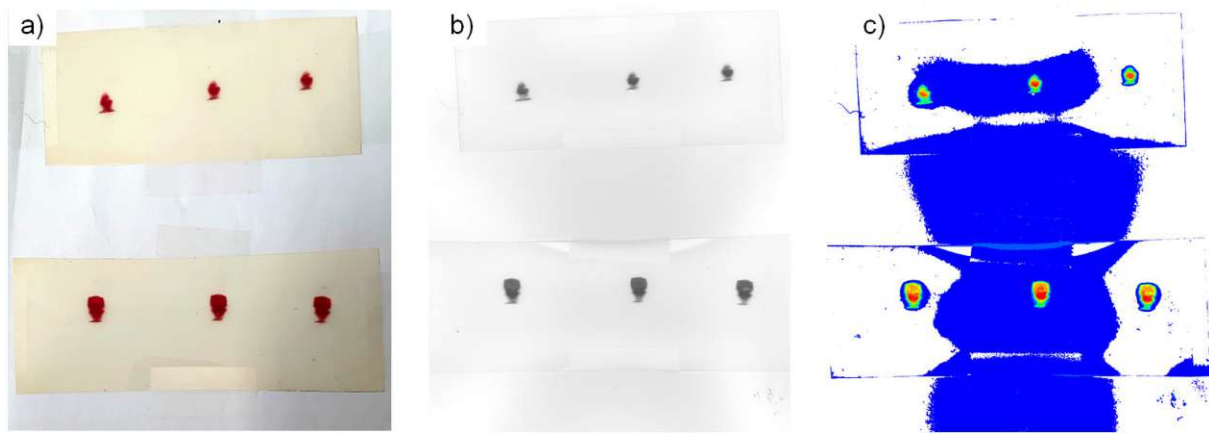


Abbildung 7.14: Druckmessfolien-Auswertung: a) Original, b) in Graustufen und c) ausgewertet

7.2.3 Ergebnisse und Vergleich

Die Kontaktflächen der ausgewerteten Messungen werden in Abbildung 7.15 gezeigt. Außerdem werden sämtliche Konfigurationen (Spuren) auch mittels FEM berechnet und die Ergebnisse mit den gemessenen Kontaktflächen verglichen. Dabei wird die obere Hälfte der Kontaktfläche durch die numerische Lösung abgebildet und die untere Hälfte durch die messtechnisch ermittelten Flächen dargestellt. Außerdem sind die gemessenen Flächen

zur jeweiligen Hälfte angeführt.

Dabei zeigt sich, dass vor allem im unmittelbaren Bereich des Spurkranzes – Spur 1 bis Spur 3 – große Abweichungen zustande kommen. Diese entstehen vor allem dadurch, dass die Druckmessfolie eine Stärke von bis zu $0,2\text{ mm}$ aufweist, welche jedoch für die FEA nicht modelliert wurde. Aufgrund der engen Verhältnisse im Spalt der Hohlkehle wirkt sich dies jedoch stark auf das Ergebnis aus. Des Weiteren werden die Versuche bei verschlissener Schiene durchgeführt, das numerische Modell jedoch eine neue Schiene abbildet.

Im Vergleich dazu kann im Übergangsbereich zum Schienenkopf gezeigt werden, dass die Kontaktfläche numerisch sehr gut wiedergegeben werden kann. So liegt die Abweichung der Kontaktflächengröße bei 22 % (5 kN) und 7 % (15 kN), wobei die Auswertung durch Abmessen der Halbachsen erfolgt und daher einen weiteren Fehlereinfluss beinhaltet.

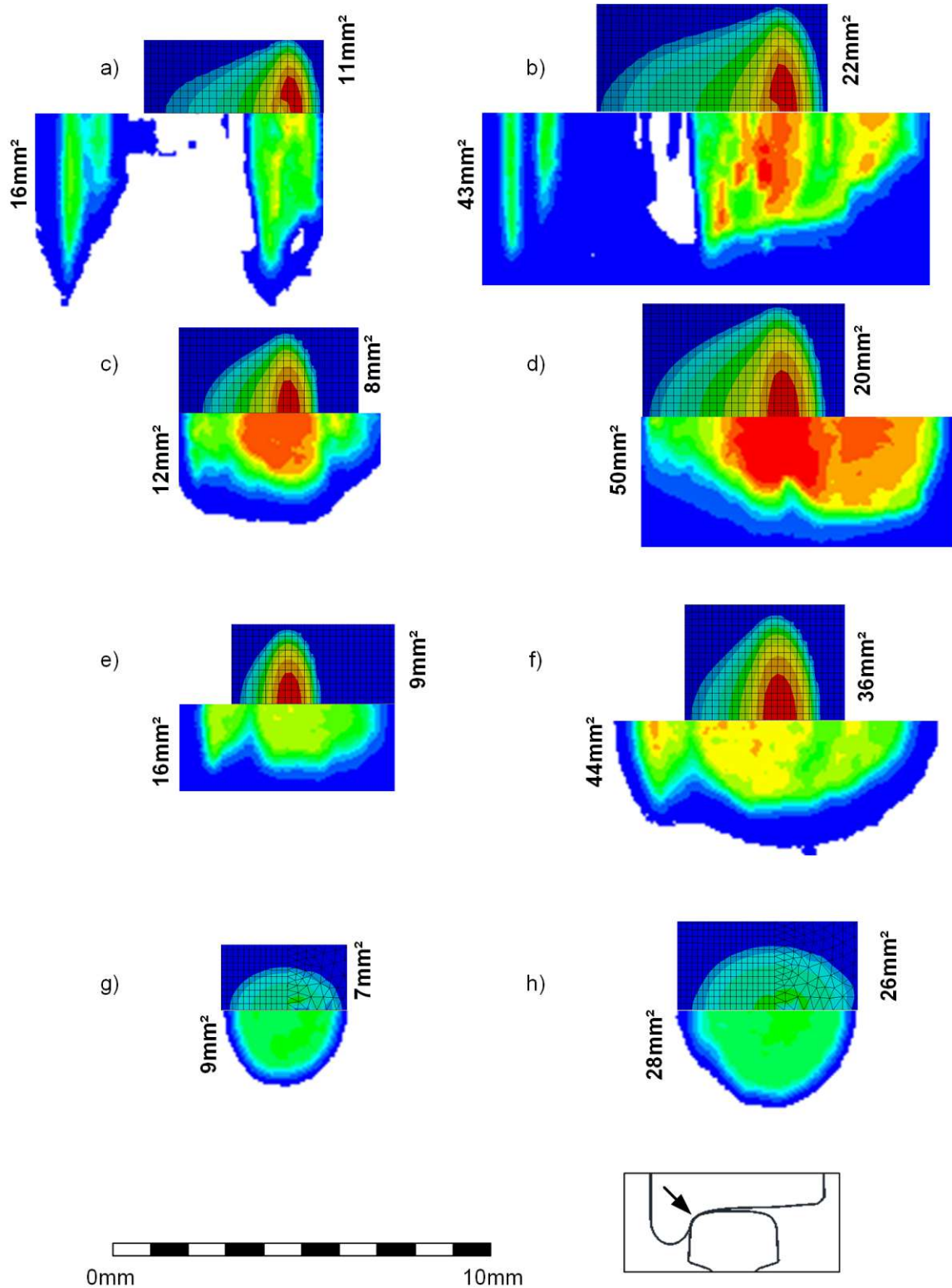


Abbildung 7.15: Druckmessfolien-Auswertung: Vergleich der Kontaktflächen aus der numerischen Berechnung und dem Experiment (maßstabgerecht) für a) Spur 1/5 kN , b) Spur 1/15 kN , c) Spur 2/5 kN , d) Spur 2/15 kN , e) Spur 3/5 kN , f) Spur 3/15 kN , g) Spur 4/5 kN , h) Spur 4/15 kN

7.3 Reibungskoeffizientenversuch am Rad-Schiene-Teststand

Dieser Abschnitt behandelt die Untersuchung ausgewählter Schmierstoffe auf den Reibungskoeffizienten zwischen Rad und Schiene. Ziel ist die Reduktion der Tangentialspannungen im Kontakt und daraus resultierend die reduzierte Entgleisungsgefahr durch Aufklettern, welche zu Beginn in 3.4.2: *Aufklettern* beschrieben wird. Der Versuch dient zur Abschätzung des Einflusses der Schmierstoffmenge auf den Reibungskoeffizienten, wobei gefordert wird, diesen im Bereich 0,10 bis 0,20 zu halten.

Die Reibungskoeffizientenmessung erfolgt bei vorgegebener Radlast bei 2 % Schlupf zwischen Prüf- und Schienenrad. Der Verlauf des Reibungskoeffizienten wird über den Umdrehungen des Prüfrades aufgezeichnet, womit auch der Einfluss der Verschleppung des SKS von der Aufbringstelle beurteilt werden kann. Grundlage der Reibungskoeffizientenermittlung bietet das Coulombsche Reibgesetz, siehe Gleichung 7.1 [8]. Zur Bestimmung des Proportionalitätsfaktors (Reibungskoeffizienten) ist daher die Kenntnis über die Anpress- wie auch Reibkraft notwendig. Dabei ist die Anpresskraft mit der vorgegebenen Radlast gleichzusetzen. Die Reibkraft hingegen kann nicht direkt gemessen werden, jedoch sind – wie in 4.2: *Full-Scale Rad-Schiene-Teststand TU Wien* vorgestellt – an den Momentenstützen der beiden Räder Kraftaufnehmer angebracht. Mit dessen Hilfe kann das Reibmoment am Prüfrad ermittelt und über den Radius zur Kontaktstelle r_{PR} auf die Reibkraft geschlossen werden.

$$F_F = \mu_k F_R \quad \longrightarrow \quad \mu_k = \frac{F_F}{F_R} = \frac{M_{PR}}{r_{PR} F_R} \quad (7.1)$$

mit:

- M_{PR} – Drehmoment am Prüfrad in Nm
- F_F – Reibkraft (Friction) in N
- F_R – Anpresskraft (Radlast) in N
- r_{PR} – Radius zur Kontaktstelle am Prüfrad in m
- μ_k – kinetischer Reibungskoeffizient (Gleitreibungskoeffizient) in 1

Demnach bleibt der Reibungskoeffizient μ_k sowohl von der Drehzahl der Räder wie auch der Radlast F_R unbeeinflusst. In 6.5: *Vergleich zwischen Testständen und Kontakt unter Realbedingungen* konnte gezeigt werden, dass die Flächenpressung am Teststand bei 120 kN in etwa jener bei Realbedingungen entspricht. Aus Gründen der Sicherheit, zur Schonung des Teststandes im Allgemeinen und dem möglichst geringen Verschleiß an der Schiene wird jedoch diese Kraft nicht eingestellt. Die Versuche werden basierend auf Erfahrungen früherer Messungen in [3] und [4] bei einer Last von 15 kN durchgeführt.

Wie schon erwähnt erfolgen die Messungen bei vorherrschendem Schlupf, näher beschrieben in 3.3.3: *Rollkontakt*. Wird nun Gleichung 3.5 betrachtet, die Fahrgeschwindigkeit v_T durch die Umfangsgeschwindigkeit am Schienenrad v_{SR} ersetzt und für positive Schlupfwerte die Definition des Treibschlupfes nach Gleichung 3.7 angewendet, folgt der Schlupf s_{SR} referenziert auf die Schienenradgeschwindigkeit nach Gleichung 7.2 [21].

$$s_{SR} = \frac{v_{PR} - v_{SR}}{v_{SR}} = \frac{n_{PR} r_{PR} - n_{SR} r_{SR}}{n_{SR} r_{SR}} \quad \text{mit} \quad n_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (7.2)$$

mit:

- s_{SR} – Schlupf mit Bezug Schienenradgeschwindigkeit in 1
- $v_{SR,PR}$ – Umfangsgeschwindigkeit des Schienen-/Prüfrades in $\frac{m}{s}$
- $n_{SR,PR}$ – Drehzahl des Schienen-/Prüfrades in $\frac{U}{min}$
- $r_{SR,PR}$ – Radius zur Kontaktstelle am Schienen-/Prüfrad in m
- ω_i – Winkelgeschwindigkeit in $\frac{rad}{min}$

Durch Einführen des Durchmesserverhältnisses ρ der beteiligten Räder folgt der Schlupf schlussendlich in Gleichung 7.3 [21] zu

$$s_{SR} = \frac{n_{PR} - n_{SR} \rho}{n_{SR} \rho} \quad \text{mit} \quad \rho = \frac{d_{SR}}{d_{PR}} = \frac{r_{SR}}{r_{PR}} \quad (7.3)$$

Ausgehend vom schlupffreien Betrieb, in dem das Prüfrad mit gegebener Drehzahl das Schienenrad antreibt, wird der Schlupf durch Bremsen des Schienenrades erreicht, d.h. dessen Umfangsgeschwindigkeit ist langsamer als jene des Prüfrades. Um den gewünschten Schlupf einzustellen, muss sowohl die Drehzahl des Prüfrades als auch die für den Schlupf notwendige Drehzahl des Schienenrades bekannt sein. Des Weiteren wird die Drehzahl in der Benutzeroberfläche dieses Teststandes in Prozent der Maximaldrehzahl angegeben. Die Umrechnung in Absolutwerte wird für die im weiteren Verlauf verwendeten Drehzahlen in Tabelle 7.4 angegeben.

Hierbei wird die Drehzahl nach den folgenden Gesichtspunkten gewählt:

- Die Betriebssicherheit muss zu jedem Zeitpunkt gegeben sein.
- Minimaler Verschleiß von Prüf- und Schienenrad.
- Möglichst schonender Betrieb für Mensch und Maschine.
- Möglichst kurze Messdauer.

Daher wird der überwiegende Teil der Messungen bei 90 % der Maximaldrehzahl des Prüfrades durchgeführt, wobei diese zu einem späteren Zeitpunkt aufgrund eines notwendigen Spurwechsels und der einhergehenden Verletzung des schonenden Betriebs weiter

auf 80 % reduziert wird.

	Drehzahl	
	[%]	$[\frac{U}{min}]$
Schienenrad	100	47,7
	5	2,4
Prüfrad	100	238,8
	90	214,9
	80	191,0
	5	11,9

Tabelle 7.4: Rad-Schiene-Teststand: Auftretende Drehzahlen von Schienen- und Prüfrad

Die für den gewünschten Schlupfbetrieb festzulegende Schienenraddrehzahl muss nach Gleichung 7.4 ermittelt werden. Außerdem ist auch hier zu berücksichtigen, dass die Eingabe der Drehzahl in das HMI in Prozent von der Maximaldrehzahl des Schienenrades erfolgen muss. Um die Übersicht zu wahren, wird das Verhältnis der Maximaldrehzahlen beider Räder in Φ_{max} berücksichtigt.

$$n_{SR,\%} = \frac{n_{PR,\%}}{\rho(1 + s_{SR})} \cdot \Phi_{max} \quad \text{mit} \quad \Phi_{max} = \frac{n_{PR,max}}{n_{SR,max}} \approx 5 \quad (7.4)$$

mit:

- $n_{SR,PR,\%}$ – Drehzahl des Schienen-/Prüfrades in %
- Φ_{max} – Verhältnis der Maximaldrehzahlen in 1
- ρ – Durchmesser Verhältnis in 1

7.3.1 Messergebnisse Rad-Schiene-Teststand

Der folgende Abschnitt behandelt die Ergebnisse der Reibungskoeffizientenmessungen am Rad-Schiene-Teststand. Dabei wurde der Reibungskoeffizient punktuell über der Messdauer – charakterisiert durch die Prüfrad-Umdrehungen – aufgetragen. Zunächst wird die Messung zur Bestimmung des Trockenreferenzwertes beschrieben. Gefolgt von den Ergebnissen zum Einfluss der Schmierstoffmenge auf den Reibungskoeffizienten und der Gegenüberstellung der untersuchten SKS bei unterschiedlichen Mengen.

Trockenreferenz

Vor Beginn der Messung wurde sichergestellt, dass die Oberflächen der beiden Räder keine Kontaminierung mit Feuchtigkeit oder Schmierstoff aufweisen. Das Prüfrad wurde mit 15 kN auf das stehende Schienenrad aufgesetzt und danach auf die gewünschte Prüfdrehzahl beschleunigt. Nach den ersten 250 U wurde der erste Messpunkt aufgenommen und

der Reibungskoeffizient ausgewertet, wobei dieser knapp unter 0,3 lag. Dies ist durch den ersten Ausschlag der strichlierten Verlaufslinie erkennbar. Dieser Vorgang wurde so oft wiederholt bis nahezu keine Veränderung des Reibungskoeffizienten mehr festgestellt werden konnte. So lag der Reibungskoeffizient nach rund 1000 U bei etwa 0,35. Daher wird der Referenzwert des trockenen Schienenrades auf diesem Wert festgesetzt.

Bei 0 % Schlupf ist ein Grundrauschen des Reibungskoeffizienten von 0,05 zu verzeichnen, welches jedoch keine nähere Bedeutung hat. Dies entsteht durch das kontinuierliche Antreiben des Schienenrades durch das Prüfrad. Um den Verlauf des Reibungskoeffizienten besser nachvollziehen zu können, werden hier außerdem die Maximalwerte an den jeweiligen Messpunkten miteinander verbunden und als durchgezogene Linie dargestellt.

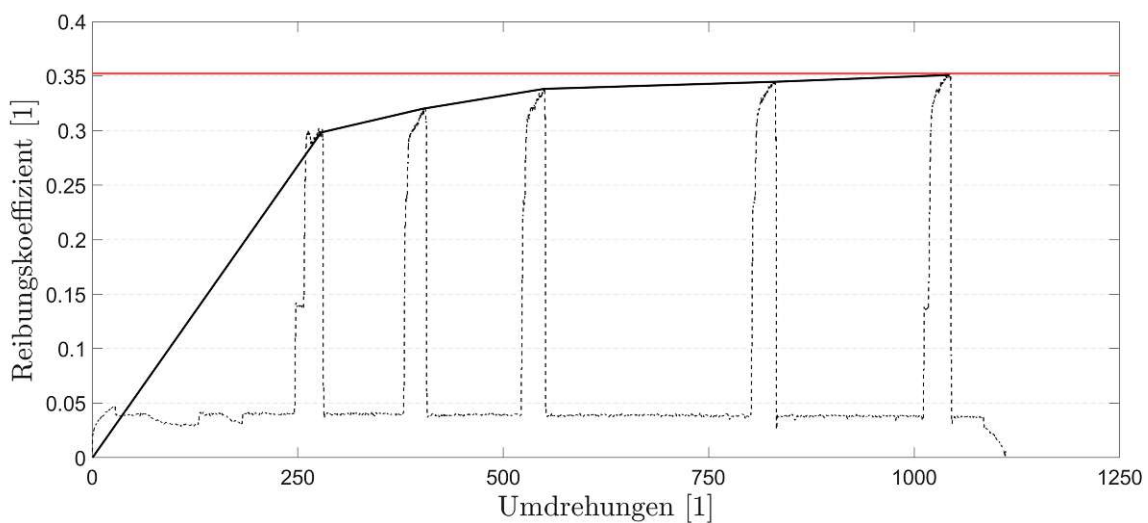


Abbildung 7.16: Rad-Schiene-Teststand: Messergebnis - Trockenlauf

7.3.2 Versuchsmatrix

Die Versuchsmatrix in Tabelle 7.5 bietet eine Übersicht zu den durchgeführten Messungen und den jeweiligen Parametern. Für alle Versuche wurde der Schlupf auf 2 % und die Last auf 15 kN gesetzt. Konditioniert wurde das Schienenrad mit den oben genannten SKS in den zwei unterschiedlichen Mengen 20 mg und 80 mg . Je nach Menge wurde der Schmierstoff mittels Kunststoffspachtel an zwei oder acht gleichmäßig verteilten Stellen am Umfang des Schienenrades aufgebracht. Die erste Messreihe MR1 konnte auf Spur 1 (siehe Abbildung 4.11) durchgeführt werden, jedoch musste nach weiteren drei Messungen der zweiten Messreihe MR2 die Spur aufgrund erhöhten Verschleißes und dementsprechender Geräuschentwicklung gewechselt werden. Bei der Wahl der neuen Spur wurde darauf geachtet, dass sie von der alten Spur unbeeinflusst bleibt, aber eine nahezu identische Kontaktsituation aufweist. Dazu zeigt Abbildung 7.17 einen Vergleich der beiden Spuren, wobei die verschlissene Spur 1 eine Breite von rund 20 mm gegenüber der frischen

Spur 2 mit 2 mm aufweist. Die Messungen in der neuen Spur wurden aufgrund von Resonanzerscheinungen und erhöhter Lärmemission bei reduzierter Prüfraddrehzahl (80%) verrichtet. Dies sollte jedoch keinen Einfluss auf das Messergebnis haben.

Unabhängig von den für den Vergleich der SKS durchgeführten Messungen, wurden vier weitere Messungen bei verschiedenen Spurbreiten erstellt. Für diese Messungen wurde 40 mg SKS B an vier Stellen aufgetragen. Ziel dieser Versuche war es, den Einfluss der Spurbreite und somit in weiterer Folge den Einfluss des Verschleißes auf den Reibungskoeffizienten aufzuzeigen. Diese Messungen werden nicht explizit in der Versuchsmatrix angeführt.

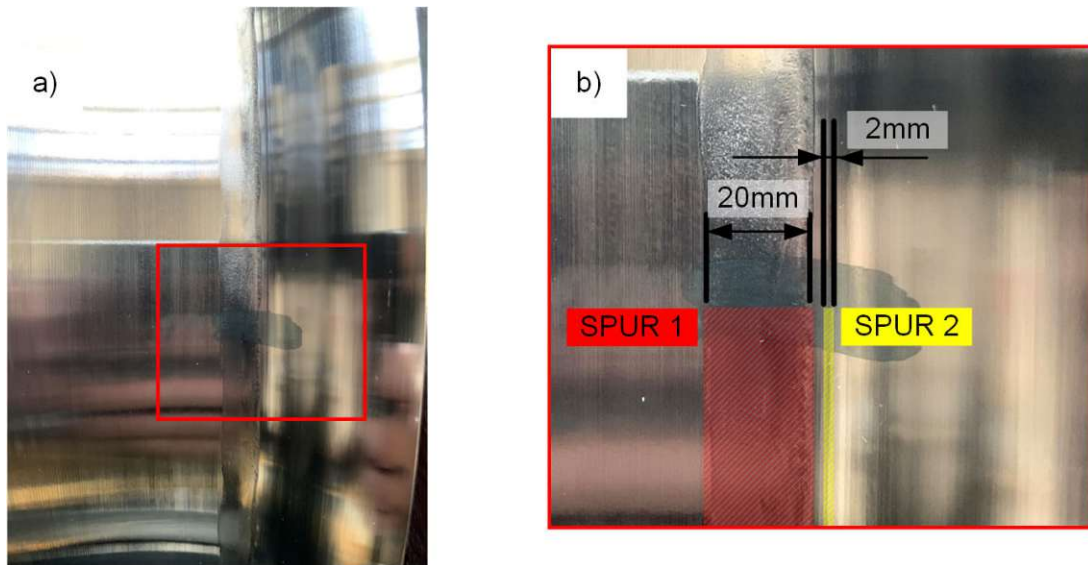


Abbildung 7.17: Gegenüberstellung Spur 1 (verschlissen) und Spur 2 (neu): a) Spurposition und b) Detailaufnahme der Spuren

Versuchsmatrix - Full-Scale-Teststand							
	Mittel [-]	Menge [mg]	Aufbringstellen	Schlupf [%]	Last [kN]	Drehzahl Prüfrad [$\frac{U}{min}$]	Spur
MR1	SKS A	20	2	2	15	215	1
		80	8	2	15	215	1
	SKS B	20	2	2	15	215	1
		40	8	2	15	215	1
		80	8	2	15	215	1
	SKS C	20	2	2	15	215	1
		80	8	2	15	215	1
MR2	SKS A	20	2	2	15	191	2
		80	8	2	15	191	2
	SKS B	20	2	2	15	191	2
		80	8	2	15	191	2
	SKS C	20	2	2	15	191	2
		80	8	2	15	191	2

Tabelle 7.5: Rad-Schiene-Teststand: Versuchsmatrix

Mengeneinfluss

Zunächst wird der Einfluss unterschiedlicher Mengen SKS auf den Reibungskoeffizienten behandelt. Hierzu wird anhand von SKS B in Abbildung 7.18 ein Vergleich zwischen 20, 40 und 80 mg angestellt.

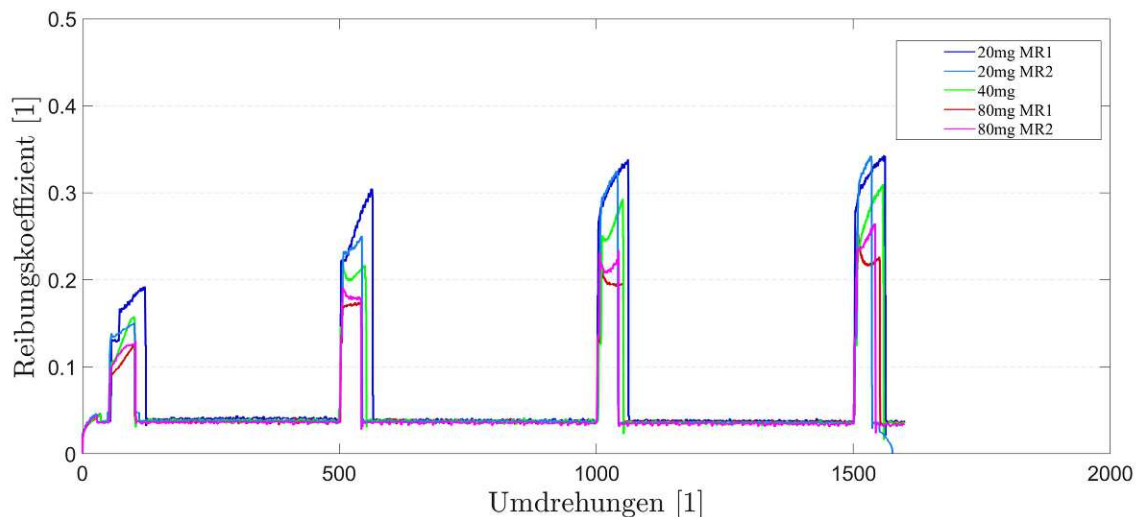


Abbildung 7.18: Rad-Schiene-Teststand: SKS B - Mengeneinfluss

Begonnen wurde mit dem Auftragen von 20 mg SKS B. Da ein möglichst geringer Rei-

Reibungskoeffizient Ziel der Schienenflankenschmierung ist, wird für die Bewertung der im Verlauf minimal erreichte Wert des Versuchs herangezogen. Dieser befindet sich für jede aufgebrachte Menge im ersten Messpunkt nach 50 U. (Um auch das Verhalten des Schmierstoffes während der Schlupfphase zu berücksichtigen, werden die Reibungskoeffizienten nach 80 U untereinander verglichen. Demnach wurde bei 20 mg schon ein Wert von $\mu = 0,15$ im zweiten Versuch erreicht. Dies entspricht jedoch gerade der Obergrenze des gewünschten Reibungskoeffizient $\mu = 0,10$ bis 0,20. So wurde die aufgebrachte Menge auf 40 mg verdoppelt, wodurch eine zu erwartende weitere Absenkung auch über den weiteren Verlauf des Versuchs stattgefunden hat. Der erreichte Reibungskoeffizient nach 80 U und 40 mg SKS B lag bei $\mu = 0,13$. Nach einer weiteren Erhöhung auf 80 mg wurde im Zuge der zweiten Messreihe ein Minimalwert von $\mu = 0,10$ erzielt. Eine weitere Erhöhung der Schmierstoffmenge wurde deshalb vermieden, da schon bei 80 mg eine große Menge des aufgetragenen SKS nach wenigen Überrollungen aus der Spur verdrängt wurde (siehe Abbildung 7.19). Dadurch könnte es im Feld zu unerwünschten Einflüssen im Bereich des Schienenkopfes kommen. Außerdem ist davon auszugehen, dass es zu keiner weiteren Absenkung des Reibungskoeffizienten kommt, wenn sich ein großer Teil des Schmierstoffs außerhalb des Wirkungsbereichs befindet.

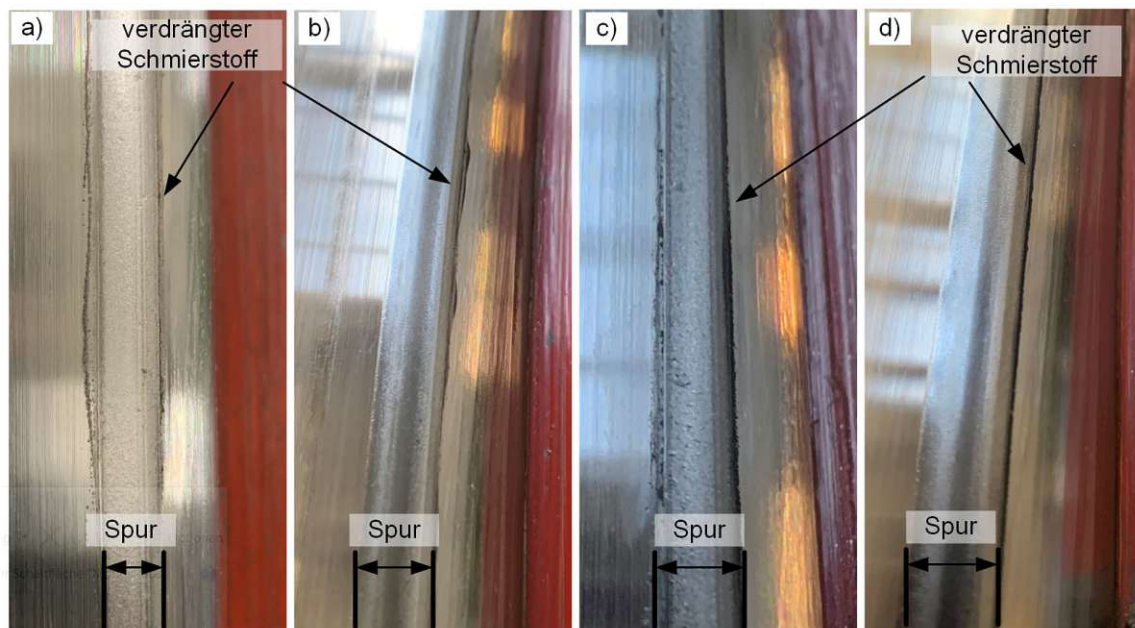


Abbildung 7.19: Verdrängter Schmierstoff nach den Messungen: SKS B a) 20 mg MR1, b) 20 mg MR2, c) 80 mg MR1 und d) 80 mg MR2

Anhand dieser Messungen kann gezeigt werden, dass die Schmierstoffmenge einen wesentlichen Einfluss auf das Reibungsniveau hat. So resultiert eine größere Menge an SKS zum einen in einem kleineren Minimalwert des Reibungskoeffizienten und zum anderen erfolgt die Erhöhung des Reibwertes über eine größere Anzahl an Überrollungen. Für al-

le Messungen gilt, dass der Reibungskoeffizient mit der Zahl der Prüfradumdrehungen ansteigt. Alle Messungen wurden nach 1500 U beendet. Zwar wurde der Trockenreferenzwert $\mu = 0,35$ nicht erreicht, jedoch sollten sowohl Schienen- wie auch Prüfrad möglichst schonend behandelt werden. Je nach aufgebrachter Menge lag der Reibungskoeffizient am Versuchsende im Bereich $\mu = 0,22$ bis $0,34$.

Einfluss des Verschleißes

Unabhängig von den Messreihen zum Vergleich der SKS, bei denen für konstante Rahmenbedingungen gesorgt wurde, wurden Versuche mit 40 mg SKS B auf verschieden breiten Kontaktsuren durchgeführt. Die Spuren des ersten und letzten Versuches sind in Abbildung 7.21 dargestellt.

In Abbildung 7.20 werden die Verläufe der Reibungskoeffizienten gezeigt. Hierzu wurden die Spitzenwerte an den Messpunkten der Kurzzeitversuche miteinander verbunden, um einen besseren Überblick über die Entwicklung des Reibungskoeffizienten über die Messdauer zu erlangen. Die vertikalen, strichlierten Linien kennzeichnen den Beginn (grün) und das Ende (rot) des schlupfbehafeten Betriebs. Der erste Versuch (V1) wurde dabei in einer schmalen Spur (4 mm) und der vierte Versuch (V4) in einer eher breiten Spur (20 mm) durchgeführt.

Mit diesen Versuchen kann gezeigt werden, dass mit breiter werdender Spur infolge des fortgeschrittenen Verschleißes und plastischer Deformationen der Reibungskoeffizient über einen längeren Zeitraum auf einem abgesenkten Niveau gehalten wird. So führt eine breiter werdenden Spur zu einer größeren Kontaktfläche, welche wiederum mit einer Reduktion der Flächenpressung einhergeht. Der eingesetzte Schmierstoff kann so einerseits besser in der Kontaktstelle verweilen, ohne herausgepresst zu werden, und wird aufgrund des geringeren Kontaktdrucks langsamer „verbraucht“. Um daher die Vergleichbarkeit und Reproduzierbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen, muss auch die Spurbreite bei den Versuchen mit unterschiedlichen SKS konstant gehalten werden.

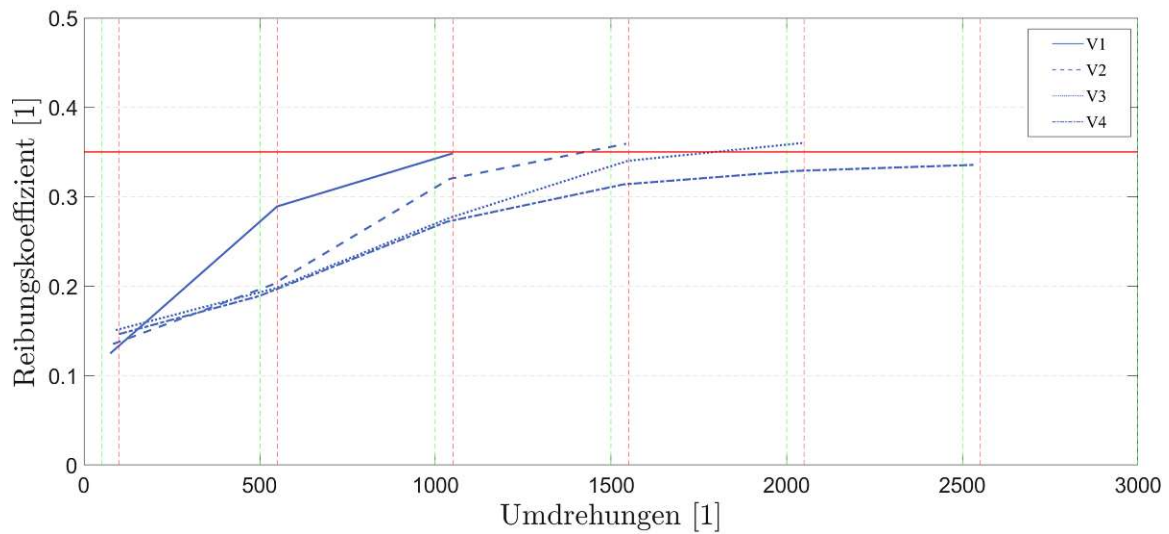


Abbildung 7.20: Rad-Schiene-Teststand: SKS B 40 mg - Einfluss des Verschleißes

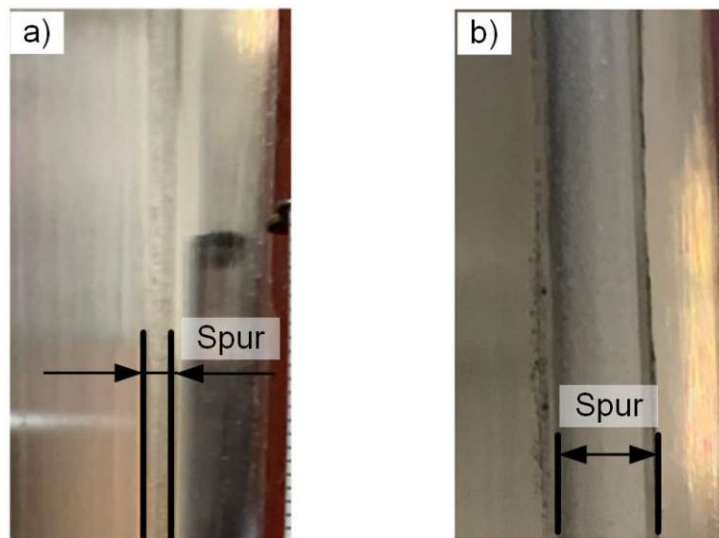


Abbildung 7.21: Entwicklung der Spur infolge Verschleiß anhand der Messungen mit SKS B 40 mg nach a) einer Messung und b) nach 15 Messungen

SKS - 20 mg

Nachdem der Einfluss der Menge wie auch der Spurbreite auf den Reibungskoeffizienten gezeigt werden konnte, wurde unter Einhaltung konstanter Bedingungen mit den Vergleichsmessungen begonnen. Zunächst werden die drei Schmierstoffe SKS A, SKS B und SKS C bei 20 mg verglichen.

Die Messergebnisse der beiden Messreihen MR1 und MR2 werden in Abbildung 7.22 dargestellt. SKS B weist bei der zweiten Messung (MR2) über die gesamte Messdauer den

geringsten Reibungskoeffizienten auf. Im Zuge der ersten Messung mit SKS B wird ein höheres Reibungsniveau zu Beginn der Messung festgestellt. Im Verlauf der Messung gleicht sich der Reibungskoeffizient wieder jenem des zweiten Versuchs an. SKS C weist am Anfang und am Ende den höchsten Reibungskoeffizienten auf, während SKS A zu Beginn auf demselben Niveau wie SKS B ist und sich zum Ende hin zwischen den beiden anderen Schmierstoffen einordnen lässt. Alle Versuche wurden aufgrund des Erreichens des Trockenreferenzwertes ($\mu = 0,35$) beendet. So wurde der Versuch mit SKS C schon nach 1000 U abgebrochen, während die Messungen mit den beiden anderen SKS nach 1500 U beendet wurden. Teilweise ist eine leichte Streuung zwischen den Messreihen festzustellen, welche vermutlich auf unterschiedliche Umgebungsbedingungen an verschiedenen Messtagen oder Messungenauigkeiten beim Auftragen der SKS zurückzuführen ist.

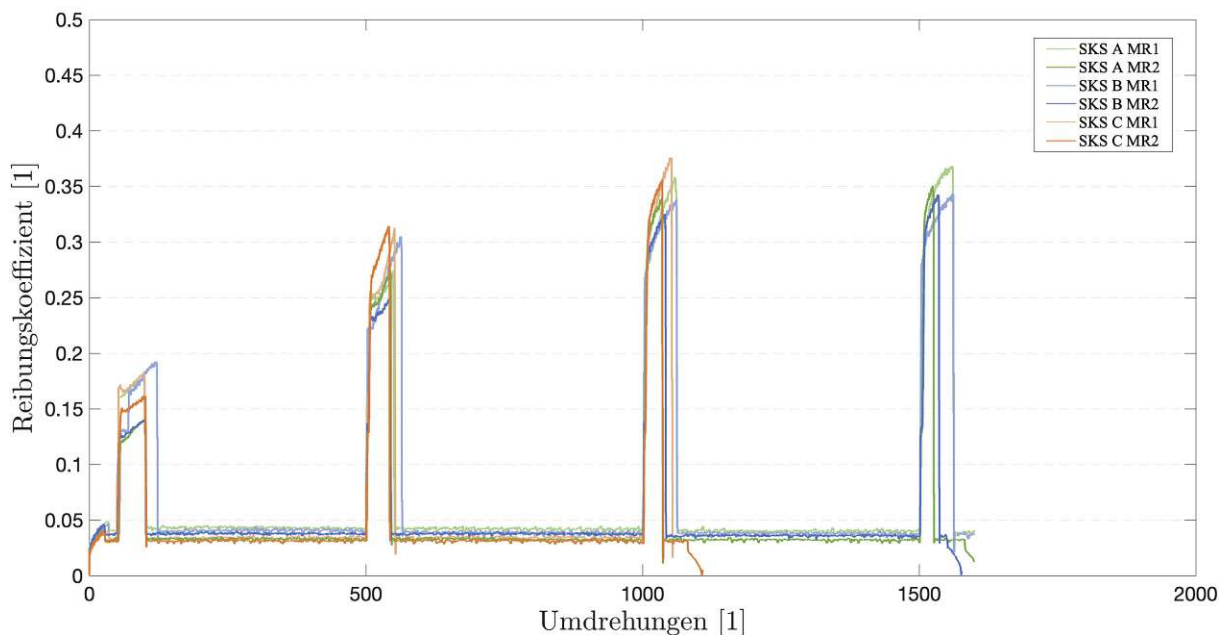


Abbildung 7.22: Rad-Schiene-Teststand: Gegenüberstellung der SKS - 20 mg

SKS - 80 mg

Die Anhebung der Schmierstoffmenge auf 80 mg hat erwartungsgemäß einen deutlichen Unterschied ergeben. So konnte mit allen SKS der Reibungskoeffizient über die Versuchsdauer hinweg gesenkt werden, wie in Abbildung 7.23 gezeigt. SKS B senkt auch hier über die gesamte Versuchsdauer den Reibungskoeffizienten am Besten. Die größere Menge wirkt sich jedoch auch bei SKS A und SKS C sehr klar aus. Vergleicht man den zweiten Messpunkt nach 500 U mit jenem aus den Versuchen mit 20 mg , ist eine durchschnittliche Differenz von $\Delta\mu = 0,1$ zu erkennen. Der absolute Minimalwert konnte mit SKS B im Zuge des ersten Versuchs erzielt werden, wobei der Reibungskoeffizient bei rund $\mu = 0,11$ liegt. SKS A weist einen geringeren, initialen Reibungskoeffizienten auf, wobei

die Entwicklung über die Prüfradumdrehungen nahezu ident wahrzunehmen sind. Vor allem zwischen den Messreihen von SKS A ist eine relativ große Streuung am Versuchsende zu erkennen. Die möglichen Gründe dafür wurden schon bei der Auswertung der Versuche mit 20 mg erläutert. Eine Reihung zwischen SKS A und SKS C ist demnach nicht eindeutig möglich. Alle Versuche wurden nach 1500 U beendet, wobei zwar der Trockenreferenzwert nicht erreicht wurde, die Reibungskoeffizienten jedoch schon auf einem für diese Anwendung, unbrauchbaren Niveau lagen.

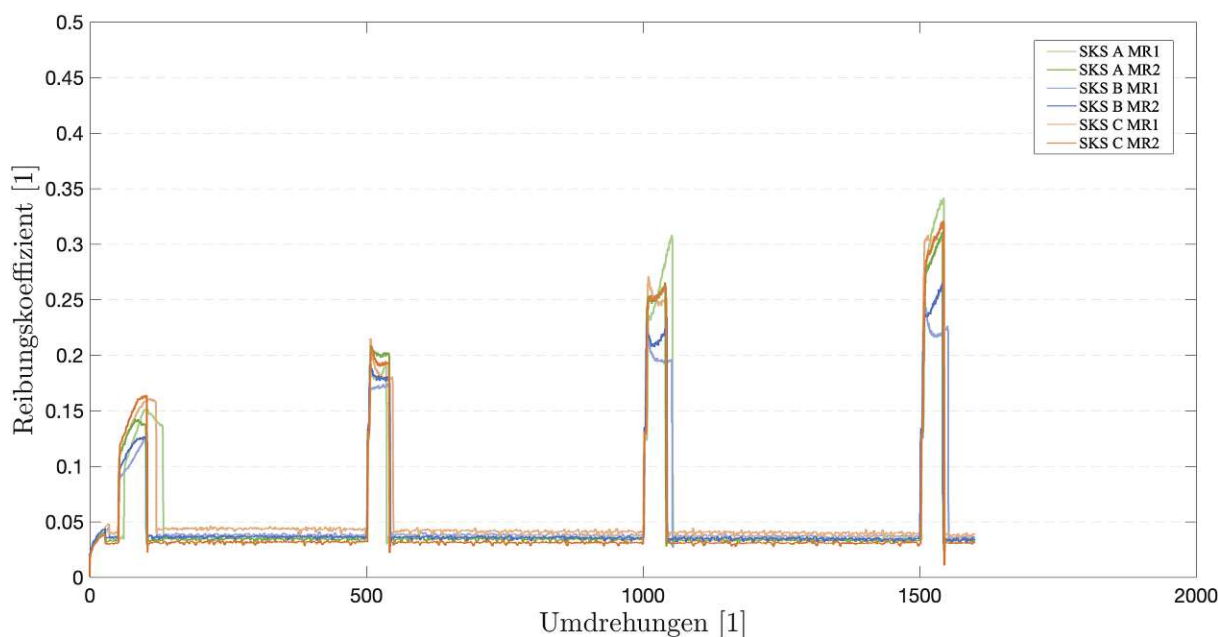


Abbildung 7.23: Rad-Schiene-Teststand: Gegenüberstellung der SKS - 80 mg

7.4 Diskussion der Versuchsergebnisse

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der Experimente, welche sowohl auf den Zwei-Scheiben-Tribometern (NL-ZST und HL-ZST) als auch am Rad-Schiene-Teststand erfolgten, diskutiert. Zudem werden anhand der vorliegenden Einschränkungen, Überlegungen zu weiterführenden Arbeiten angeführt.

Die ersten Messungen wurden im Rahmen von Dauerversuchen am Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometer durchgeführt. Dabei konnten beim jeweils ersten Versuch mit 1 mg SKS A und SKS C unerwartete Schwankungen festgestellt werden, welche den Vergleich der SKS erschweren. Diese könnten bei diesen kleinen Mengen auf Ungenauigkeiten bei der Schmierstoffmenge aber auch auf den erhöhten Einfluss der Oberflächenrauheit hindeuten. Im zweiten Versuch hat sich bei allen Messungen nach einem raschen Anstieg des Reibungskoeffizienten ein Plateau ausgebildet, anhand dessen eine gute Vergleichbarkeit möglich ist. So wies das Ergebnis der Messung mit 1 mg SKS B

in beiden Messungen den geringsten Reibungskoeffizient zu Beginn und im Verlauf der Messung auf. Der initial schlechteste Einfluss hat sich bei der Anwendung von SKS C gezeigt, wobei nach einigen Überrollungen der höchste Reibungskoeffizient erzielt wurde.

Anhand der weiterführenden Dauerversuche am Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometer wurde der allgemeine Einfluss der Schmierstoffmenge auf den Reibungskoeffizienten untersucht. Diese haben gezeigt, dass größere Mengen an Schmierstoff zu initial geringeren Reibungskoeffizienten führen, aber auch die Einflusszeit des SKS erhöhen. Des weiteren wurde der Einfluss von Wasser, Temperatur und Schlupf auf die Wirksamkeit des SKS untersucht. So konnte durch Einwirken von Wasser wie auch von geringen Temperaturen der Reibungskoeffizient auf ein geringeres Niveau abgesenkt werden im Vergleich zu den Messungen bei trockenen Bedingungen und Raumtemperatur. Das Anheben der Temperatur auf $+60^{\circ}\text{C}$ bzw. die Erhöhung des Schlupfes auf 15 % haben das Gegenteil bewirkt und führten zu höheren Reibungskoeffizienten wie auch zu geringerer Ergiebigkeit.

Neben den Messungen zu den verschiedenen Einflüssen, wurden auch Vergleichsmessungen zu den drei SKS vollzogen. Diese wiesen bei den Versuchen mit SKS B eine relativ große Streuung auf. Nichtsdestotrotz konnte in beiden Versuchen mit SKS B der Reibungskoeffizient am effizientesten gesenkt werden. SKS C senkt den Reibungskoeffizienten am wenigsten.

Die statischen Untersuchungen zur Kontaktflächengröße mittels Druckmessfolien hat nur in Teilen eine Übereinstimmung mit den simulativen Berechnungen gezeigt. Das liegt zum einen daran, dass die Experimente zum Teil auf der verschlissenen Oberfläche durchgeführt wurden, dieser Verschleiß jedoch im numerischen Modell unberücksichtigt bleibt. Zum anderen wird die Dicke der Druckmessfolie in der Simulation nicht modelliert. Vor allem im Bereich der Hohlkehle, wo vergleichsweise kleine Krümmungsradien vorliegen im Gegensatz zur konischen Lauffläche des Rades, kann das einen wesentlichen Einfluss auf den Ausgang des Versuchs haben. Daher wurde abschließend ein Versuch am Schienenkopf durchgeführt, welcher auch numerisch sehr gut abgebildet werden konnte, da die Schiene in diesem Bereich keinen Verschleiß aufwies. Außerdem blieb hier aufgrund der großen Hauptkrümmungsradien die Kontaktgeometrie durch die Folie nahezu unbeeinflusst. Eine weiterführende Arbeit könnte die Berücksichtigung der Folie in der numerischen Simulation untersuchen, wie auch die Versuche bei glatten (unverschlissenen) Oberflächen durchführen.

Anhand der Reibungskoeffizientenuntersuchungen am Rad-Schiene-Teststand konnten neben dem Vergleich unterschiedlicher Schmierstoffe auch andere Erkenntnisse gewonnen werden. Im Zuge der anfänglichen Trockenreferenzmessungen wurde ein weitaus höherer Gleitreibungskoeffizient festgestellt, als es bspw. in [47] beschrieben wird. Wobei der ermittelte Referenzwert ausschließlich für die vorliegende Kontaktsituation und Oberflächen-

beschaffenheit gültig ist. Es konnte gezeigt werden, dass nach einer kurzen Einlaufphase ein nahezu konstanter Reibungskoeffizient $\mu = 0,35$ gehalten wird. Alle Versuche wurden als Kurzzeitversuche durchgeführt, welche einen alternierenden Betrieb aus Phasen ohne Schlupf und Phasen mit 2 % Schlupf abbilden. Die Anzahl der schlupfbehafteten Phasen (Versuchsdauer) wurde individuell für jeden Versuch gewählt, sodass entweder das Erreichen der Trockenreferenz, jedoch maximal 3000 U als Abbruchkriterien definiert wurden. Im Zuge der ersten Messreihe konnte ein nicht unwesentlicher Einfluss der Kontaktspurbreite auf den Reibungskoeffizienten festgestellt werden. So nahm der Reibungskoeffizienten bei Messungen in breiter Spur flacher zu, d.h. der Schmierstoff konnte über einen längeren Zeitraum in der Kontaktspur seine Wirkung zeigen und den Reibungskoeffizienten reduzieren. In einer künftigen Arbeit könnte der Einfluss des Oberflächenzustandes auf den Reibungskoeffizienten im trockenen und geschmierten Kontakt anhand von Oberflächentopografiemessungen untersucht werden.

Aufgrund der sehr geringen Schmierstoffmengen, erfolgte die Konditionierung des Schienenrades mittels Kunststoffspachtel punktuell an zwei, vier oder acht Stellen am Schienenradumfang. Durch einen Einrollvorgang (50 U reines Rollen) wurde versucht den Schmierstoff gleichmäßig zu verteilen. Demnach wurde jede Schmierstelle am Schienenrad zehnmal überrollt. Betrachtet man den Verlauf des Reibungskoeffizienten im ersten Messpunkt jedes Versuchs, wird ersichtlich, dass die Einlaufphase ihren Zweck erfüllt hat, sodass kein „rupfender“ Betrieb aufgezeichnet werden konnte, sondern der Schmierstoff tatsächlich erfolgreich verschleppt wurde.

Die Messreihen haben gezeigt, dass der Einsatz diverser SKS i.A. zu einer Reduktion des Reibungskoeffizienten im Vergleich zum trockenen, unbehandelten Kontakt führt. So soll es im Betrieb unter Realbedingungen zu geringeren Geräuschemissionen und Verschleiß kommen. Außerdem kann bei Reduktion des Reibungskoeffizienten im Bereich des Spurkanzes die Gefahr des Aufkletterns und somit das Risiko des Entgleisens gesenkt werden. Daher besteht die Forderung nach einem möglichst minimalen Reibungskoeffizienten, welcher zudem im Zuge mehrerer Überrollungen gehalten werden soll. Bei den Messungen auf diesem Teststand hat sich gezeigt, dass unabhängig vom Schmierstoff und dessen Menge eine starke Reduktion des initialen Reibungskoeffizienten ($\mu = 0,11 - 0,18$) erreicht wird, jedoch eine Senkung auf Werte unter 0,1 nicht möglich war. Zudem konnte nachgewiesen werden, dass die eingesetzte Menge am Beispiel von SKS B den initialen Reibungskoeffizienten senkt, wie auch die Ergiebigkeit steigert. So wird durch Erhöhung der aufgetragenen Menge, der reibungsmindernde Einfluss über einen längeren Zeitraum gehalten. Die Konditionierung durch SKS A und SKS C führt über alle Messungen zu ähnlichem Verhalten. Eine höhere Schmierstoffmenge an SKS B zeigte den größten Einfluss auf den Verlauf des Reibungskoeffizienten, wobei der Einsatz von 80 mg den Reibungskoeffizienten bei beiden Messreihen über den längsten Zeitraum senken konnte. Jedoch konnte gezeigt werden,

dass beim Einsatz von größeren Mengen, ein Teil des Schmierstoffes aus der Kontaktspur verdrängt wird. Hier muss darauf geachtet werden, dass keine Verdrängung in den Bereich des Schienenkopfes erfolgt und es daher zu keiner unerwünschten Beeinflussung des Reibungskoeffizienten kommt. Eine Untersuchung der verdrängten Menge, deren Ausdehnung in den unerwünschten Bereich und der Betrachtung verschiedener Schmierstoffe (mit unterschiedlichen Feststoffanteilen) könnte in einer zukünftigen Arbeit untersucht werden.

Abschließend wird die Bewertung und Reihung der SKS vorgenommen. Als Bewertungskriterien werden zum einen der minimale Reibungskoeffizient zu Beginn der Messung und zum andere die Änderung mit der Zahl an Überrollungen herangezogen. Der Kandidat mit dem geringsten Reibungskoeffizienten zu Beginn der Messung und einem reibungsmindernden Einfluss über den längsten Zeitraum, bekommt Rang 1, das SKS mit dem geringsten Einfluss auf die Reibung im Vergleich zur Trockenreferenz den 3. Rang. Im Anschluss wird über die Versuche auf allen Testständen eine Gesamtreihung gemacht.

Die nach den beschriebenen Kriterien erstellte Bewertung ist in Tabelle 7.6 angeführt. Dabei fällt auf, dass durch die Schmierung mit SKS C in keinem Versuch die Reibung am besten reduziert werden konnte. Hingegen konnte mit SKS B in fast allen Versuchen einerseits der kleinste Reibungskoeffizienten andererseits auch die längste Schmierung gewährleistet werden. Am Rad-Schiene-Teststand bei 20 mg und 80 mg ergibt sich die Reihenfolge zu SKS B, SKS A und SKS C. Auf beiden ZSTs konnte SKS B vor SKS A und SKS C überzeugen. Demnach konnte durch Aufbringen von SKS B in allen Versuchen der Reibungskoeffizient am besten gesenkt werden.

Bewertung-Schmierstoffe					
Schmierstoff	Rad-Schiene-Teststand		NL-ZST	HL-ZST	GESAMT
	20 mg	80 mg	1 mg	12 mg	
SKS A	2	2	2	2	2
SKS B	1	1	1	1	1
SKS C	3	2	3	3	3

Tabelle 7.6: Bewertungstabelle der SKS

Anhand der durchgeführten Versuche konnte gezeigt werden, dass durch den Einsatz von SKS die Reibung abgesenkt werden kann. Zudem konnte nachgewiesen werden, dass der Einsatz von größeren Mengen SKS, unabhängig vom Schmierstoff, auch zu einer besseren Reduktion des Reibungskoeffizienten führt. Aufgrund unterschiedlicher Kontaktbedingungen und verschiedener Oberflächeneigenschaften des jeweiligen Teststandes, weichen die Absolutwerte der ermittelten Reibungskoeffizienten untereinander zwar ab, dennoch kann die relative Reduktion durch den jeweils aufgetragenen Schmierstoff gut abgeschätzt werden. In [3] und [4] konnte anhand der Schienenkopfkonditionierung gezeigt werden, dass die relative Einschätzung auf das Feld übertragen werden kann. Dadurch können zumindest teilweise hohe Kosten, welche durch eine Vielzahl an Feldversuchen verursacht werden, vermieden werden. Hierfür sollten jedoch noch weiterführende Feldtests durchgeführt werden, welche sich auf die Schienenflankenschmierung beziehen.

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

Das primäre Ziel dieser Arbeit war es, den Einfluss von drei unterschiedlichen Spurkranzschmierstoffen (SKS) auf den Reibungskoeffizienten, durch Reibwertversuche auf verschiedenen Testständen, zu ermitteln. Im Zuge dessen wurde die Auswirkung reduzierter Reibung im Spurkranzbereich auf die Entgleisungssicherheit gezeigt. Außerdem wurden die Kontaktbedingungen des jeweiligen Teststandes mithilfe der Finite-Element-Methode (FEM) ermittelt und verglichen. Die simulativen Ergebnisse wurden analytisch, wie auch experimentell mittels Druckmessfolien am Rad-Schiene-Teststand validiert.

Aufgrund unterschiedlich gekrümmter Oberflächen (Hauptkrümmungsradien) und verschiedener Lasten, treten Abweichungen in den Kontaktbedingungen der Teststände untereinander, wie auch gegenüber des Feldes, auf. Dies konnte anhand geeigneter Modelle der jeweiligen Kontaktsituation, welche einer stationären FEA unterzogen wurden, gezeigt werden. Für die Validierung der Modelle und der zu wählenden Kontakteinstellungen wurden analytische Berechnungen, wie auch Experimente mittels Druckmessfolie, durchgeführt. Da der analytische Ansatz an gewisse Annahmen und Einschränkungen geknüpft ist, wurden die Validierungsschritte vorab anhand eines einfachen Kontakts (Kugel-Platte), welcher die Bedingungen sehr gut einhält, durchgeführt.

Die Reibungskoeffizientenversuche wurden am Rad-Schiene-Teststand der *TU Wien* und auf Zwei-Scheiben-Tribometern (ZST) von *AC2T* durchgeführt. Im Gegensatz zu den Dauerversuchen auf den ZSTs, wurden die SKS am Rad-Schiene-Teststand Kurzzeitversuchen unterzogen, wobei die Auswertung des Reibungskoeffizienten nur an vorher definierten Zeitpunkten erfolgte. Am Rad-Schiene-Teststand und am Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometer (NL-ZST) wurden alle Versuche bei Raumtemperatur und trockenen Oberflächenbedingungen durchgeführt. Der Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometer (HL-ZST) hingegen wurde neben den Trockenversuchen auch dafür genutzt, die Einflüsse durch Wasser und unterschiedliche Temperaturniveaus (-20°C und $+60^{\circ}\text{C}$), wie auch unterschiedlicher

Schlupfe auf den Reibungskoeffizienten zu untersuchen.

Es konnten dieselben Tendenzen nachgewiesen werden und daher idente Schlüsse, unabhängig vom jeweiligen Teststand, gezogen werden, welche im Folgenden angeführt werden:

- Der Einsatz jedes der drei SKS führt zu einer Absenkung des Reibungskoeffizienten. Dieser Einfluss nimmt mit der Anzahl an Überrollungen der geschmierten Stelle ab, da der Schmierstoff verschleppt und/oder verdrängt wird.
- Der Einsatz größerer Schmierstoffmengen führt zu geringeren Reibungskoeffizienten und einer höheren Ergiebigkeit.
- Durch die Zunahme der Spurbreite aufgrund von Verschleiß konnte eine länger anhaltende Wirkung des jeweiligen SKS festgestellt werden. Dies ist auf die größere Kontaktfläche im Vergleich zur neuwertigen Oberfläche zurückzuführen, wodurch aufgrund geringerer Kontaktspannungen der Schmierstoff schwerer verdrängt und somit länger in der Kontaktzone wirken kann.
- Der reibungsmindernde Effekt des SKS bleibt nicht unbeeinflusst durch Witterung. So wird durch Aufbringen von Wasser im Kontakt ein deutlich reduzierter Reibungskoeffizient erzielt im Vergleich zu den Messungen bei trockenen Bedingungen. Außerdem steigt der Reibungskoeffizient bei höheren Oberflächentemperaturen und auch die Ergiebigkeit des SKS wird vermindert. Hingegen wird bei tiefen Temperaturen das genaue Gegenteil erreicht.
- Anhand der Messungen konnte gezeigt werden, dass die Reduktion des Reibungskoeffizienten am größten war und der reibungsmindernde Effekt am längsten angehalten hat, nachdem die Kontaktzone mit SKS B geschmiert wurde. Der Unterschied zwischen SKS A und SKS C war nur schwer eindeutig feststellbar. Dennoch wurde SKS A über alle Messungen hinweg besser bewertet als SKS C.

Bei allen Versuchen wurde der Schmierstoff mittels Kunststoffspachtel aufgebracht, wohingegen im Feld Sprühhvorrichtungen zum Einsatz kommen. Um den Einfluss der Aufbringungsart und in weiterer Folge des Sprühbildes auf den resultierenden Reibungskoeffizienten ebenfalls ausfindig zu machen, müssten weitere Versuche mit einer geeigneten Vorrichtung durchgeführt werden. Außerdem werden zur Festlegung der optimalen Schmierstoffmenge im realen Betrieb (Feld) Feldversuche notwendig sein.

Abschließend wird auf Basis der getätigten Versuche auf verschiedenen Testständen unter Laborbedingungen eine klare Empfehlung für SKS B ausgesprochen. Zudem kann der Reibungskoeffizient nachweisbar stärker gesenkt werden durch den Einsatz größerer Schmierstoffmengen. Hier muss jedoch darauf geachtet werden, dass bei sehr großen Mengen ein Teil des aufgetragenen SKS frühzeitig aus der Spur verdrängt wird und so im Betrieb auf Bereiche des Schienenkopfes oder der Radlaufläche gelangen kann.

Literatur

- [1] J. Ihme. *Schienenfahrzeugtechnik*. 2. Aufl. 2019. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- [2] R. Müller, A. Zach und R. Beutler. *Leitfaden Schmierung und Konditionierung im Kontakt Rad - Schiene*. Hasle-Rüegsau, 2019.
- [3] S. Zechner. *Untersuchung des Einflusses von Schienenkopfkonditionierungsmitteln auf den Reibungskoeffizienten am Rad-Schiene-Teststand der TU Wien-Verifizierung mittels Feldtests*. Wien, 2022.
- [4] P. Stadlmaier. *Auswirkungen von Schienenkopfkonditionierungsmittel und Witterungsbedingungen auf den Reibungskoeffizienten mittels neuartiger Modellversuche*. Wien, 2022.
- [5] *EN 13715: Bahnanwendungen-Radsätze und Drehgestelle-Räder-Radprofile*. Norm. 2020.
- [6] *EN 13260: Bahnanwendungen-Radsätze und Drehgestelle-Räder-Radsätze-Produktanforderungen*. Norm. 2020.
- [7] *EN 13674: Bahnanwendungen-Oberbau-Schienen-Teil 1: Vignolschienen ab 46 kg/m*. Norm. 2011.
- [8] V. L. Popov. *Kontaktmechanik und Reibung: Von der Nanotribologie Bis Zur Erdbebendynamik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin / Heidelberg, 2016.
- [9] K. Rießberger u. a. *Handbuch Eisenbahninfrastruktur*. 3. Aufl. 2019. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin / Heidelberg, 2019.
- [10] V. L. Popov, M. Heß und E. Willert. *Handbuch der Kontaktmechanik: Exakte Lösungen Axialsymmetrischer Kontaktprobleme*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin / Heidelberg, 2018.
- [11] H. Hertz. „Über die Berührung fester elastischer Körper.“ In: *Journal für die reine und angewandte Mathematik* 1881.92 (1881), S. 156–171.
- [12] H. Hertz. „Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Härte.“ In: *Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfließes* 1882 (), S. 449–463.

- [13] J. Kunz und E. de Maria. „Die Abplattung im Kontaktproblem paralleler Zylinder“. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 67 (2002), S. 146–156.
- [14] K. L. Johnson. In: *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, 1985.
- [15] J. Heck. „Zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen“. Diss. 2015.
- [16] F. W. Carter und A. E. H. Love. „On the action of a locomotive driving wheel“. In: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character* 112.760 (1926), S. 151–157.
- [17] H. Bufler. „Beanspruchung und Schlupf beim Rollen elastischer Walzen“. In: *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A* 27.4 (1961), S. 121–126.
- [18] L. Föppl. *Die strenge Lösung für die rollende Reibung*. München: Leibniz-Verlag, 1947.
- [19] K. L. Johnson. „The Effect of a Tangential Contact Force Upon the Rolling Motion of an Elastic Sphere on a Plane“. In: *Journal of Applied Mechanics* 25.3 (1958), S. 339–346.
- [20] J. J. Kalker. „On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction“. Diss. Delft, Juli 1967.
- [21] J. J. Kalker. *Three-dimensional elastic bodies in rolling contact*. Solid mechanics and its applications. Dordrecht: Kluwer, 1990.
- [22] *EN 14363: Bahnanwendungen - Versuche und Simulationen für die Zulassung der fahrtechnischen Eigenschaften von Eisenbahnfahrzeugen - Fahrverhalten und stationäre Versuche*. Norm. 2019.
- [23] T. Knauer. „Spurkranz- und Schienenkopfschmieranlagen zur Senkung der LCC“. In: *Eisenbahningenieur* 51.9 (2000), S. 54–63.
- [24] *EN 15427: Bahnanwendungen-Behandlung der Reibung zwischen Rad und Schiene-Spurkranzschmierung*. Norm. 2008.
- [25] SKF Gruppe. *Reibung erfolgreich beherrschen mit automatischen SKF und Lincoln stationären und fahrzeuggebundenen Schmiersystemen*. 2014. URL: <https://www.skf.com/at/industries/railways/solutions/easyrail-high-pressure>.
- [26] SKF Gruppe. *Stationäre Schienenschmiersysteme für die Schieneninfrastruktur von Vollbahnen Systeme zur Förderung von Schmier- und Konditionierungsmittel an die Schiene*. 2012. URL: www.skf.com/at/industries/railways.
- [27] U. Olofsson und T. Telliskivi. „Wear, plastic deformation and friction of two rail steels—a full-scale test and a laboratory study“. In: *Wear* 254.1 (2003), S. 80–93.

- [28] P. Waara. „Lubricant influence on flange wear in sharp railroad curves“. In: *Industrial Lubrication and Tribology* 53.4 (2001), S. 161–168.
- [29] C. Hardwick, R. Lewis und D.T. Eadie. „Wheel and rail wear—Understanding the effects of water and grease“. In: *Wear* 314.1 (2014), S. 198–204.
- [30] T. Telliskivi und U. Olofsson. „Contact mechanics analysis of measured wheel-rail profiles using the finite element method“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 215.2 (2001), S. 65–72.
- [31] P. D. Cassidy. *Variation of normal contact stresses for different wheel/rail profile combinations*. 1996.
- [32] K. Knothe, A. Theiler und S. Güney. „Investigation of contact stresses on the wheel/rail-system at steady state curving“. In: *16th IAVSD Conference, Pretoria, South Africa* (1999).
- [33] B. Klein. *FEM: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. 10., verb. Aufl. 2015. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- [34] B. E. Abali und C. Çakıroğlu. *Numerische Methoden für Ingenieure: mit Anwendungsbeispielen in Python*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 3662613247.
- [35] M. Bischof. „Theorie und Numerik einer dreidimensionalen Schalenformulierung“. Diss. 1999.
- [36] F. Koschnik. „Geometrische Locking-Effekte bei Finiten Elementen und ein allgemeines Konzept zu ihrer Vermeidung“. Diss. 2004.
- [37] *ANSYS Mechanical User's Guide*. ANSYS, Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2013.
- [38] *ANSYS Mechanical APDL Element Reference User's Guide*. ANSYS, Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2011.
- [39] *EN 13262: Bahnanwendungen-Radsätze und Drehgestelle-Räder-Produktanforderungen*. Norm. 2020.
- [40] *FUJIFILM Europe GmbH*. URL: <https://www.fujifilm.com>.
- [41] J. Kunz. „Kontaktprobleme und ihre praktische Lösung“. In: *Konstruktion - Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe* 11-12 (2009), S. 54–58.
- [42] E. W. Deeg. „New Algorithms for Calculating Hertzian Stresses, Deformations, and Contact Zone Parameters“. In: *AMP Journal of Technology* 2 (1992), S. 14–24.

- [43] D. Hills, D. Nowell und Sackfield A. *Mechanics of elastic contacts*. Oxford; Boston: Butterworth-Heinemann, 1993.
- [44] Marcel Huber. „Zur Theorie der Berührung fester elastischer Körper“. In: *Annalen der Physik* 319 (19), S. 153–163.
- [45] *ANSYS Mechanical APDL Command Reference User's Guide*. ANSYS, Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2010.
- [46] S. Butterworth. „On the Theory of Filter Amplifiers“. In: *Experimental Wireless & the Wireless Engineer* 7 (Okt. 1930), S. 536–541.
- [47] Rainer Müller. *Klassische Mechanik: Vom Weitsprung zum Marsflug*. De Gruyter, 2015.

Abbildungsverzeichnis

2.1	Ablaufdiagramm der vorliegenden Arbeit (grün hinterlegte Felder: Experimente am Teststand. blau hinterlegt: analytische oder numerische Berechnungen)	8
3.1	Grundprinzip des Sinuslaufs aus [8]	10
3.2	Radprofil nach [5]	11
3.3	Stellung eines Schienenfahrzeugs im Gleisbogen aus [1]: a) Außensehnenstellung, b) Freilauf, c) Spießgang und d) Innensehnenstellung	13
3.4	Schienenprofil 49E1 nach [7]	14
3.5	Definition von Spurweite, Spurmaß und Schienenneigung	15
3.6	Kontakt zweier elastischer Körpern [15]	17
3.7	Koordinatensystem des Rad-Schiene-Kontaktes	20
3.8	Kräftegleichgewicht im a) nicht überhöhten Gleisbogen und b) im überhöhten Gleisbogen	22
3.9	Kräfte am Spurkranz infolge a) der Gewichtskraft und b) der Fliehkraft . .	23
3.10	Schmierkanäle für stationäres Schienenschmiersystem bei Straßenbahnen aus [25].	24
3.11	Prinzipskizze eines stationären Schienenflankenschmiersystems aus [26] . .	25
3.12	SKF EasyRail Compact a) und SKF EasyRail Low Pressure b)	26
3.13	Spannungstensor	30
3.14	a) Stab-Element und b) Balken-Element	34
3.15	lineares Hexaeder-Element; graue Integrationspunkte (voll integriert) roter Integrationspunkt (reduziert integriert)	35
3.16	Kontaktvarianten: a) konkav/konkav, b) konvex groß/konkav klein, c) scharfkantig/n. scharfkantig und d) beide scharfkantig	37
3.17	Elementtypen: a) lin. Tetraeder (Option von SOLID185), b) lin. Hexaeder (SOLID185), c) quadr. Tetraeder (SOLID187) und d) quadr. Hexaeder (SOLID186) aus [33]	39
4.1	Aufbau des Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometers	41

4.2	Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometer: a) Probekörper und b) Detail des Punktkontakts	42
4.3	Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometer: a) Probekörper 1 aus Rad und b) Probekörper 2 aus Schiene aus [4]	43
4.4	Verlauf des Reibungskoeffizienten während eines Einlaufvorganges am NL-ZST	44
4.5	Aufbau des Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometers	45
4.6	Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometer: a) Probekörper und b) Detail des Linienkontakts	46
4.7	Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometer: a) Probekörper 2 aus Rad und b) Probekörper 1 aus Schiene aus [4]	46
4.8	Rad-Schiene-Teststand: a) Getriebemotor, b) Teststand (Aggregatseite), c) automatische Abdrehvorrichtung des Schienenrades und d) Hydraulikaggregat	50
4.9	Gegenüberstellung des a) Prüfrades und des b) Rades im Feld; Spurkranz laut Basisprofil (Höhe 28 mm und Breite 32,5 mm) nach [5]	51
4.10	Gegenüberstellung der Schienenprofile a) des Schienenrades (ohne Berücksichtigung der Einbauneigung) und b) der Schiene im Feld (Einbauneigung 1:40) nach [7]	52
4.11	Kontaktbereich $\approx 2\text{ mm}$ des a) Prüfrades und b) Schienenrades nach dem Einfahren (6.000 U ohne Schlupf)	55
4.12	Beispielhafte konditionierte Aufbringstelle	57
4.13	Zyklus der ersten 550 Prüfradumdrehungen eines Versuchs	58
4.14	Aufbau von Druckmessfolien: a) einlagig und b) zweilagig [40]	58
4.15	Kalibrierpunkt bei 130 MPa (6535 N) und zylindrischer Druckstempel mit Durchmesser 8 mm	59
4.16	a) Druckstelle unbearbeitet, b) in Graustufen, c) ausgewertet und d) Druckverlauf entlang des Schnitts durch die Druckstelle	60
5.1	Definition der Hauptkrümmungsebenen und -radien für a) allgemeine Halbräume nach [41] und b) Rad-Schiene	62
5.2	Kontakt Kugel-Platte	67
5.3	Kontaktfläche Kugel-Platte mit $a = b = r = 6,64\text{ mm}$	68
5.4	Verlauf der Flächenpressung beim Kugel-Platte Kontakt: a) in x-Richtung und b) in y-Richtung	69
5.5	Spannungsverteilungen beim Kugel-Platte Kontakte: a) Oberflächenspannung und b) Tiefenspannung	70
5.6	Kontaktfläche NL-ZST mit $a = 1,70\text{ mm}$ und $b = 0,22\text{ mm}$	71

5.7	Verlauf der Flächenpressung beim Punktkontakt am NL-ZST: a) in x-Richtung und b) in y-Richtung	72
5.8	Spannungsverteilungen Punktkontakt am NL-ZST: a) Oberflächenspannung und b) Tiefenspannung	73
5.9	Kontaktfläche zwischen Prüf- und Schienenrad mit den Halbachsenlängen $a = 3,22\text{ mm}$ und $b = 0,97$	75
5.10	Verlauf der Flächenpressung beim Rad-Schiene-Kontakt am Teststand: a) in x-Richtung und b) in y-Richtung	75
5.11	Spannungsverteilungen beim Rad-Schiene-Kontakt am Teststand: a) Oberflächenspannung und b) Tiefenspannung	76
5.12	Kontaktfläche zwischen Prüf- und Schienenrad mit den Halbachsenlängen $a = 8,40\text{ mm}$ und $b = 1,41\text{ mm}$	78
5.13	Verlauf der Flächenpressung beim Rad-Schiene-Kontakt unter Realbedingungen: a) in x-Richtung und b) in y-Richtung	78
5.14	Spannungsverteilungen beim Rad-Schiene-Kontakt am Teststand: a) Oberflächenspannung und b) Tiefenspannung	79
6.1	Vereinfachtes Modell: a) Kugel-Platte Übersicht und b) Kontaktbereich . .	81
6.2	Netz: APDL Command Snippet zur Erzeugung reduziert integrierter, linearer Hexaederelemente	82
6.3	Netz: Kugel-Platte	82
6.4	Randbedingungen: Kugel-Platte	83
6.5	Konvergenzstudie anhand des Kugel-Platten-Modells	85
6.6	Kugel-Platte: Kontaktfläche bei $F = 100\text{ kN}$	85
6.7	Kugel-Platte: Vergleichsspannung bei $F = 100\text{ kN}$	85
6.8	Zwei-Scheiben-Tribometer: Vereinfachte Geometrie des a) NL-ZST und b) HL-ZST	87
6.9	Zwei-Scheiben-Tribometer: Randbedingungen am a) NL-ZST und b) HL-ZST	88
6.10	Zwei-Scheiben-Tribometer: Netz des a) NL-ZST und b) HL-ZST	89
6.11	Zwei-Scheiben-Tribometer: NL-ZST Flächenpressung bei 800 N	90
6.12	Zwei-Scheiben-Tribometer: NL-ZST Vergleichsspannung nach von Mises bei 800 N	90
6.13	Zwei-Scheiben-Tribometer: HL-ZST Flächenpressung bei 1890 N	91
6.14	Zwei-Scheiben-Tribometer: HL-ZST Vergleichsspannung nach von Mises bei 1890 N	91
6.15	Rad-Schiene-Teststand: Vereinfachte Geometrie des Modells	92
6.16	Rad-Schiene-Teststand: Randbedingungen	93
6.17	Rad-Schiene-Teststand: Netz	93

6.18 Rad-Schiene-Teststand: Kontaktfläche des Halbmodells Prüfrad bei $F_R = 15\text{ kN}$	94
6.19 Rad-Schiene-Teststand: Vergleichsspannung bei $F_R = 15\text{ kN}$	95
6.20 Rad-Schiene Realbedingungen (Feld): Vereinfachte Geometrie des Modells .	97
6.21 Rad-Schiene Realbedingungen (Feld): Randbedingungen	97
6.22 Rad-Schiene Realbedingungen (Feld): Netz	98
6.23 Rad-Schiene unter Realbedingungen (Feld): Kontaktfläche des Halbmodells Rad	99
6.24 Rad-Schiene unter Realbedingungen (Feld): Vergleichsspannung	99
6.25 a) Konturabweichung zwischen realem Rad und Prüfrad des Teststandes im Bereich der Hohlkehle und b) Detailansicht	101
7.1 Anwendung eines Tiefpassfilters zur Beseitigung des hochfrequenten Rau- schens	104
7.2 NL-ZST: Trockenfahrten zwischen den Versuchen	105
7.3 NL-ZST: Vergleich der Versuche mit 1 mg a) SKS A, b) SKS B und c) SKS C	107
7.4 NL-ZST: Gegenüberstellung der SKS bei 1 mg a) Versuch 1 und b) Versuch 2	108
7.5 HL-ZST: Trockenreferenzläufe	109
7.6 HL-ZST: Oberfläche von Probekörper 1 a) vor dem Trockenlauf und b) nach dem Trockenlauf	109
7.7 HL-ZST: SKS C - Mengeneinfluss	111
7.8 HL-ZST: Gegenüberstellung der SKS bei 12 mg	112
7.9 HL-ZST: 12 mg SKS A bei 2 % und 15 % Schlupf	113
7.10 HL-ZST: 12 mg SKS B bei 2 % und 15 % Schlupf	113
7.11 HL-ZST: SKS C - Wasser	114
7.12 HL-ZST: SKS C - Temperatureinfluss	115
7.13 Definition des Abstandes u_y	116
7.14 Druckmessfolien-Auswertung: a) Original, b) in Graustufen und c) ausge- wertet	117
7.15 Druckmessfolien-Auswertung: Vergleich der Kontaktflächen aus der nume- rischen Berechnung und dem Experiment (maßstabgerecht) für a) Spur $1/5\text{ kN}$, b) Spur $1/15\text{ kN}$, c) Spur $2/5\text{ kN}$, d) Spur $2/15\text{ kN}$, e) Spur $3/5\text{ kN}$, f) Spur $3/15\text{ kN}$, g) Spur $4/5\text{ kN}$, h) Spur $4/15\text{ kN}$	119
7.16 Rad-Schiene-Teststand: Messergebnis - Trockenlauf	123
7.17 Gegenüberstellung Spur 1 (verschlissen) und Spur 2 (neu): a) Spurposition und b) Detailaufnahme der Spuren	124
7.18 Rad-Schiene-Teststand: SKS B - Mengeneinfluss	125

7.19	Verdrängter Schmierstoff nach den Messungen: SKS B a) 20 <i>mg</i> MR1, b) 20 <i>mg</i> MR2, c) 80 <i>mg</i> MR1 und d) 80 <i>mg</i> MR2	126
7.20	Rad-Schiene-Teststand: SKS B 40 <i>mg</i> - Einfluss des Verschleißes	128
7.21	Entwicklung der Spur infolge Verschleiß anhand der Messungen mit SKS B 40 <i>mg</i> nach a) einer Messung und b) nach 15 Messungen	128
7.22	Rad-Schiene-Teststand: Gegenüberstellung der SKS - 20 <i>mg</i>	129
7.23	Rad-Schiene-Teststand: Gegenüberstellung der SKS - 80 <i>mg</i>	130

Tabellenverzeichnis

3.1	Regeln bei Zuordnung von Kontakt- und Zielkörper	36
4.1	Chemische und technische Eigenschaften R260 [7] und ER9 [39]	42
5.1	Tiefe und Betrag der maximalen Schubspannung in Bezug auf das Halb- achsenverhältnis der Kontaktellipse aus [14]	66
5.2	Angaben: Kugel-Platte	67
5.3	Analytische Ergebnisse: Kugel-Platte	70
5.4	Angaben: Eigenschaften der Probekörper am Teststand	71
5.5	Analytische Ergebnisse: NL-ZST	73
5.6	Angaben: Prüfrad- und Schienenradeigenschaften am Teststand	74
5.7	Analytische Ergebnisse: Rad-Schiene-Kontakt am Teststand	77
5.8	Angaben: Rad- und Schieneneigenschaften unter Realbedingungen am Feld	77
5.9	Analytische Ergebnisse: Rad-Schiene-Kontakt unter Realbedingungen . . .	79
6.1	Übersicht der Ergebnisse aus der Konvergenzstudie	84
6.2	Übersicht der Ergebnisse: NL-ZST (numerisch und analytisch) und HL-ZST (numerisch)	90
6.3	Übersicht der Ergebnisse: Numerisch Rad-Schiene-Teststand	94
6.4	Vergleich der numerischen und den analytischen Ergebnisse von Rad-Schiene-Teststand bei $F_R = 15 \text{ kN}$	95
6.5	Übersicht der Ergebnisse: Numerisch Rad-Schiene Realbedingungen (Feld)	98
6.6	Vergleich der numerischen und den analytischen Ergebnisse von Rad-Schiene unter Realbedingungen (Feld) bei $F_R = 80 \text{ kN}$ und $F_A = 40 \text{ kN}$	99
6.7	Gegenüberstellung der maximalen Flächenpressung und der Kontaktfläche der Teststände und dem Kontakt unter Realbedingungen	100
7.1	NL-ZST: Versuchsmatrix	105
7.2	HL-ZST: Versuchsmatrix	110
7.3	Rad-Schiene-Teststand: Messpunkte Druckmessfolien Versuch	116
7.4	Rad-Schiene-Teststand: Auftretende Drehzahlen von Schienen- und Prüfrad	122

7.5	Rad-Schiene-Teststand: Versuchsmatrix	125
7.6	Bewertungstabelle der SKS	133

Symbole und Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
AC2T	AC2T research GmbH (Österreichisches Kompetenzzentrum für Tribologie)
allg.	allgemeines
ANSYS	ANalysis SYStem, Finite-Elemente-Software
anal.	analytisch
APDL	ANSYS Parametric Design Language (Skriptsprache)
bspw.	beispielsweise
C	Kohlenstoff
CAD	rechnergestütztes Konstruieren (engl.: Computer Aided Design)
CNC	frei programmierbare, rechnergestützte Steuerung (engl.: Computerized Numerical Control)
d.h.	das heißt
DMS	Dehnmessstreifen
EU	Europäische Union
FEA	Finite-Elemente-Analyse
FEM	Finite-Elemente-Methode
GUI	grafische Benutzeroberfläche (engl.: Graphical User Interface)
HMI	Benutzerschnittstelle (engl.: Human Machine Interface)
HL-ZST	Hochlast-Zwei-Scheiben-Tribometer
i.A.	im Allgemeinen
LabVIEW	Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench
lin.	linear
MKS	Mehrkörpersimulation
Mn	Mangan
num.	numerisch
NL-ZST	Niederlast-Zwei-Scheiben-Tribometer

quadr.	quadratisch
S	Schwerpunkt
SFS	Schienenflankenschmierung
Si	Silizium
SKK	Schienenkopfkonditionierung
SKKM	Schienenkopfkonditioniermittel
SKS	Spurkranzschmierung
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
TU Wien	Technische Universität Wien
u.a.	und andere
uvm.	und vieles mehr
vgl.	vergleiche
VSC	Vienna Scientific Cluster
z.B.	zum Beispiel
ZST	Zwei-Scheiben-Tribometer

lat. Symbol	Einheit	Beschreibung
a	mm	lange Halbachse der Kontaktellipse bzw. Kontaktflächenradius
a_{kipp}	$\frac{m}{s^2}$	Seitenbeschleunigung bei der Kippen auftritt
A	m^2	Querschnittsfläche
$A_{Ellipse}$	m^2	Fläche der Kontaktellipse
A_{Kreis}	m^2	Fläche des Kontaktkreises
A_{Punkt}	m^2	Kontaktfläche Punktberührung
$A_{Stempel}$	m^2	Stempelfläche des Kalibrierstempels (Druckmessfolienversuche)
A_{zyl}	m^2	Querschnittsfläche des Druckzylinders
b	mm	kurze Halbachse der Kontaktellipse
$b_{SR,PR}$	m	Bogenlänge am Schienen-/Prüfrad
$d_{SR,PR}$	m	Durchmesser des Schienen-/Prüfrades
E	$\frac{N}{m^2}$	Elastizitätsmodul
f_{Sinus}	Hz	Frequenz des Sinuslaufs
F_D	N	Druckkraft
F_F	N	Reibkraft
F_N	N	Normalkraft
F_{norm}	N	Kontaktnormalkraft
F_h	N	Fliehkraft
F_R	N	Radlast
F_{Res}	N	resultierende Kraft
F_{Rh}	N	horizontale Radlast
F_{Rv}	N	vertikale Radlast

F_x	N	Tangentialkraft
F_z	N	Kraft normal zur Kontaktfläche
g	$\frac{m}{s^2}$	Erdbeschleunigung
h_s	m	vertikaler Abstand des Schwerpunktes zum Kipppunkt
I	kgm^2	Massenträgheitsmoment
k	1	Halbachsenverhältnis
k_{norm}	$\frac{N}{m}$	Kontaktsteifigkeit
l_s	m	lateraler Abstand des Schwerpunktes zum Kipppunkt
L	m	Länge
m	kg	Masse
M_K	Nm	Kippmoment
M_{PR}	Nm	Drehmoment am Prüfrad
M_S	Nm	Standmoment
$n_{PR,\%}$	$\%$	Drehzahl Prüfrad
$n_{SR,\%}$	$\%$	Drehzahl Schienenrad
p	$\frac{N}{m^2}$	Normalspannung
p_F	$\frac{N}{m^2}$	Fluiddruck
$p_{kal1,kal2}$	MPa	Kalibrierdrücke (Druckmessfolienversuche)
$p(x, y)$	$\frac{N}{m^2}$	Druckverteilung über der Fläche
p_{zm}	$\frac{N}{m^2}$	mittlerer Kontaktdruck
p_{zmax}	$\frac{N}{m^2}$	maximale Flächenpressung
R	m	Rollradius
r	m	Radius des Gleisbogens
r_0	m	Rollradius bei mittlerer Lage des Radsatzes im Gleis
R_{ij}	m	Hauptkrümmungsradien
$r_{SR,PR}$	m	Radius des Schienen-/Prüfrad
s	1	Schlupf
s_B	1	Bremsschlupf
s_R	m	Abstand der Radaufstandspunkte
s_{SR}	1	Schlupf mit Bezug auf Schienengeschwindigkeit
s_T	1	Treibschlupf
$v_{SR,PR}$	$\frac{m}{s}$	Umfangsgeschwindigkeit des Schienen-/Prüfrades
v_T	$\frac{m}{s}$	Fahrgeschwindigkeit
v_U	$\frac{m}{s}$	Umfangsgeschwindigkeit
$v_{Schlupf}$	$\frac{m}{s}$	Schlupfgeschwindigkeit
x_P	m	Durchdringung

gr. Symbol	Einheit	Beschreibung
α	°	Überhöhungswinkel
β	°	Spurkranzwinkel
ε_{ij}	1	Dehnung
γ_e	1	effektive Konizität aus der Differenz der Rollradien
γ_{ij}	1	Scherung
$\varphi_{SR,PR,m}$	°	gemittelter Winkel Schienen-/Prüfrad
Φ_{max}	1	Verhältnis der Maximaldrehzahlen
Ψ	rad	Winkel zwischen den Hauptkrümmungsebenen
λ	N	Lagrange-Multiplikator
μ	1	Reibungskoeffizient
μ_k	1	kinetischer Reibungskoeffizient
μ_{Sp}	1	Spurkranzreibungskoeffizient
ν	1	Querkontraktionszahl
ρ	1	Durchmesser Verhältnis
σ_{ii}	$\frac{N}{m^2}$	Hauptspannungskomponente
σ_{vMises}	$\frac{N}{m^2}$	Vergleichsspannung nach von Mises
$\sigma_{vM,max}$	$\frac{N}{m^2}$	maximale Vergleichsspannung nach von Mises
Θ	$\frac{N}{m^2}$	Hertz-Koeffizient des Körpers
τ_{ij}	$\frac{N}{m^2}$	Schubspannungskomponente
τ_{max}	$\frac{N}{m^2}$	Grenzscherungsspannung
$\tau_{x,y}$	$\frac{N}{m^2}$	Schubspannung in x,y-Richtung
Ω	rad	Hilfswinkel (Berechnung nach Hertz)
ω	$\frac{1}{s}$	Winkelgeschwindigkeit

Tensoren/Vektoren	Beschreibung
ε	Verzerrungstensor
d	Verschiebungsvektor der Knotenpunkte
D	Differentialoperatormatrix
E	Elastizitätstensor
F	Vektor konzentrierter Einzellasten
G	Vektor der Ansatzfunktion
k	Elementsteifigkeitsmatrix
K	Systemsteifigkeitsmatrix
u	Verschiebungsvektor
U	Gesamtverschiebungsvektor
p	Kraftvektor der äußeren Belastungen
P	Gesamtlastvektor

$\boldsymbol{p_v}$	Vektor der Volumenkräfte
$\boldsymbol{q}$	Vektor der Oberflächenkräfte
$\boldsymbol{\sigma}$	Spannungstensor