

134

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik

Jan Löwer

**Untersuchungen zum
Bremsverhalten von PKW-Reifen
im Grenzbereich zwischen
Nassgriff und Aquaplaning**

Jan Löwer

**Untersuchungen zum Bremsverhalten von PKW-Reifen
im Grenzbereich zwischen Nassgriff und Aquaplaning**

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 134

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr.-Ing. Martin Cichon

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Prof. Dr.-Ing. Luise Kärger

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den Institutsteilen Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbau und Mobile Arbeitsmaschinen.

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

Untersuchungen zum Bremsverhalten von PKW-Reifen im Grenzbereich zwischen Nassgriff und Aquaplaning

von

Jan Löwer

Karlsruher Institut für Technologie
Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Untersuchungen zum Bremsverhalten von PKW-Reifen im
Grenzbereich zwischen Nassgriff und Aquaplaning

Zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der
Ingenieurwissenschaften von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) genehmigte Dissertation

von Jan Löwer, M.Sc.

Tag der mündlichen Prüfung: 29. November 2023

Hauptreferent: Prof. Dr. rer. nat Frank Gauterin

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. habil. Michael Kaliske

Impressum



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark
of Karlsruhe Institute of Technology.
Reprint using the book cover is not allowed.

www.bibliothek.kit.edu/ksp.php | E-Mail: info@ksp.kit.edu | Shop: www.ksp.kit.edu



*This document – excluding parts marked otherwise, the cover, pictures and graphs –
is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY 4.0):
<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.en>*



*The cover page is licensed under a Creative Commons
Attribution-No Derivatives 4.0 International License (CC BY-ND 4.0):
<https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0/deed.en>*

Print on Demand 2025 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-1439-8

DOI 10.5445/KSP/1000181733

Vorwort des Herausgebers

Die Fahrzeugtechnik ist kontinuierlich Veränderungen unterworfen. Klimawandel, die Verknappung einiger für Fahrzeugbau und –betrieb benötigter Rohstoffe, globaler Wettbewerb, gesellschaftlicher Wandel und das rapide Wachstum großer Städte erfordern neue Mobilitätslösungen, die vielfach eine Neudefinition des Fahrzeugs erforderlich machen. Die Forderungen nach Steigerung der Energieeffizienz, Emissionsreduktion, erhöhter Fahr- und Arbeitssicherheit, Benutzerfreundlichkeit und angemessenen Kosten sowie die Möglichkeiten der Digitalisierung und Vernetzung finden ihre Antworten nicht aus der singulären Verbesserung einzelner technischer Elemente, sondern benötigen Systemverständnis und eine domänenübergreifende Optimierung der Lösungen.

Hierzu will die Karlsruher Schriftenreihe für Fahrzeugsystemtechnik einen Beitrag leisten. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnhfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugsystemtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes, digitalisiertes mechatronisches System, die Mensch-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug in Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Der Reifen-Fahrbahn-Kontakt ist entscheidend für die Fahrsicherheit, da alle Antriebs-, Brems- und Seitenkräfte über die postkartengroßen Bodenaufstandsflächen übertragen werden. Tatsächlich ist die reale Kontaktfläche zwischen Reifengummi und Fahrbahnoberfläche noch erheblich kleiner, da Kontakt nur an den höher gelegenen Bereichen der Fahrbahntextur erfolgt. Bei Nässe wird der Kontaktbereich aufgrund von Wasseransammlungen in den

Vertiefungen der Fahrbahnoberfläche weiter eingeschränkt. Bei größeren Wasserhöhen kann das gefürchtete Aquaplaning auftreten. Noch nicht alle Mechanismen der Kraftübertragung auf nasser Fahrbahn sind vollständig verstanden. Insbesondere bei einer Wasserhöhe zwischen ein und drei Millimetern, bei der das Volumen der Profilrillen des Reifens noch ausreichend ist, das auf der Straße befindliche Wasser aufzunehmen, und daher meist noch kein Aquaplaning auftritt, fehlen detaillierte Erklärungsansätze und Prädiktionsmodelle für die dennoch zu beobachtende Verringerung des Reibbeiwerts.

Hier setzt die Arbeit von Herrn Löwer an, in der er diese Fahrsituationen in Versuch und Simulation beleuchtet. Er erstellt dazu ein Modell, dass die Trägheit des Wassers bei der Verdrängung durch den Reifen berücksichtigt sowie ein zweites Modell, das das Auspressen des Restwasserfilms unter Berücksichtigung der dafür relevanten Viskosität des Wassers beschreibt. Anschließend koppelt er beide Modelle und validiert sie durch Messungen an einem Innenstrommelprüfstand, wofür er ein neuartiges Messverfahren zur Erfassung des Wasserdrucks nutzt. Das Modell ist in der Lage, die Abhängigkeit des Reibbeiwerts von der Wasserhöhe, der Geometrie des Reifenprofils und der Fahrgeschwindigkeit für Bremsung auf Asphalt mit guter Genauigkeit vorherzusagen.

Frank Gauterin

Karlsruhe, im November 2023

Kurzfassung

Ziel dieser Arbeit war die Entwicklung und Validierung eines Modells für die Beschreibung des Bremsverhaltens von PKW-Reifen im Grenzbereich zwischen Nassgriff und Aquaplaning. Dazu wurden mit verschiedenen Reifenprofilen, Wasserhöhen und Fahrgeschwindigkeiten Bremsversuche an einem Innentrommelprüfstand durchgeführt. Die Ergebnisse der Bremsversuche und die direkte Messung des Fluideindrucks im Wasserfilm zwischen Reifen und Fahrbahn haben gezeigt, dass sowohl die Trägheit als auch die Viskosität des Fluids eine entscheidende Rolle bei der Übertragung der Bremskräfte spielen. Für die Beschreibung von reinem Aquaplaning existieren bereits Modelle, diese vernachlässigen jedoch in aller Regel die Fahrbahntextur. Bei der hier durchgeführten Modellierung von Wasserhöhen von wenigen Millimetern ist die Berücksichtigung der Fahrbahntextur zwingend erforderlich. Auf der anderen Seite existieren verschiedene Modelle auf Profilblockebene zur Beschreibung von Gummi-Hysteresereibung auf rauen Oberflächen. Diese berücksichtigen jedoch nicht einen eventuell im Kontakt vorhandenen Wasserfilm. Aus diesen Gründen wird ein neues Modell entwickelt, welches den Einfluss der Wasserfilmhöhe unter Berücksichtigung der Fahrbahneigenschaften, der Gummieigenschaften, des Reifenprofils und der Fahrgeschwindigkeit abbildet. Die Modellbildung erfolgt dabei in drei Schritten. Zunächst wird der Trägheitseinfluss des Wassers in einem eigenen Modell abgebildet. In einem zweiten Modell wird der Einfluss der Viskosität des Fluids über ein phänomenologisches Reibgesetz beschrieben. Beide Modelle werden anhand von Bremsversuchen getrennt voneinander validiert und die Grenzen der Modelle werden diskutiert. Anschließend wird ein Verfahren zur Kopplung der Modelle vorgestellt. Das

gekoppelte Modell wird validiert und die bessere Übereinstimmung mit den Messergebnissen demonstriert.

Abstract

The aim of this thesis is the development and validation of a model for the description of the braking behaviour of passenger car tyres in the borderline area between wet grip and aquaplaning. For this purpose, braking tests were carried out on an internal drum test rig with different tyre profiles, water levels and driving speeds. The results of the braking tests and the direct measurement of the fluid pressure in the water film between tire and road have shown that both the inertia and the viscosity of the fluid play a decisive role in the transmission of braking forces. Models already exist for the description of pure aquaplaning, but they usually neglect the road surface texture. For the modelling of water heights of a few millimetres, which is carried out here, the consideration of the road surface texture is absolutely necessary. On the other hand, various models exist on block level to describe rubber hysteresis friction on rough surfaces. These, however, do not consider a possible water film in the contact. For these reasons, a new model is being developed which shows the influence of the water film height under consideration of the road surface properties, the rubber properties, the tyre profile and the driving speed. The model is developed in three steps. First the inertial influence of the water is mapped in a separate model. In a second model, the influence of the viscosity of the fluid is described using a phenomenological friction law. Both models are validated separately by means of braking tests and the limits of the models are discussed. Subsequently, a method for coupling the models is presented. The coupled model is validated and the better agreement with the measurement results is demonstrated.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Institutsteil Fahrzeugtechnik am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Ich danke meinem Doktorvater Prof. Dr. rer. nat Frank Gauterin für die Ermöglichung dieser Arbeit, seine fachlichen Anregungen und für die sehr sorgfältige Durchsicht des Manuskriptes. Prof. Dr.-Ing. habil. Michael Kaliske danke ich für die Übernahme des Korreferates. Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer danke ich für die Übernahme des Vorsitzes im Prüfungsausschuss.

Mein Dank gilt ebenfalls meinem Forschungsgruppenleiter und direkten Vorgesetzten Dr.-Ing. Hans-Joachim Unrau, der stets ein offenes Ohr für mich hatte und ohne dessen Unterstützung und langjährige Erfahrungen mit dem Innentrommelprüfstand vor allem der experimentelle Teil dieser Arbeit sonst nicht möglich gewesen wäre. Auch für die schnelle und sorgfältige Durchsicht des Manuskriptes und die zahlreichen hilfreichen Anmerkungen möchte ich mich bedanken.

Die vorliegende Dissertation entstand im Rahmen eines Forschungsprojektes mit der Continental Reifen Deutschland GmbH. Hierbei danke ich Dr. Christoph Bederna und Prof. Dr. Burkhard Wies für die Ermöglichung dieses Projektes, für ihr Interesse an den wissenschaftlichen Fragestellungen dieser Arbeit und für die fruchtbaren Diskussionen während der Projektlaufzeit.

Mein besonderer Dank gilt Dr. Paul Wagner, der das Projekt bei Continental geleitet hat und der durch sein Engagement und seine Ideen und Anregungen in unzähligen Telefonaten maßgeblich zum Gelingen des Projektes beigetragen

hat. Ihm danke ich auch für die sehr sorgfältige Durchsicht des Manuskriptes und die ausgezeichnete Zusammenarbeit bei den drei im Rahmen dieses Projektes entstandenen Veröffentlichungen.

Außerdem gilt mein Dank allen Mitgliedern des „Mikro-Aquaplaning“-Projektes bei Continental für die ausgezeichnete Zusammenarbeit, die vielen fruchtbaren Diskussionen und für die Fertigung der in dieser Arbeit verwendeten Versuchsreifen.

Den Mitarbeitern am Innentrommelprüfstand Kerstin Dieterich, Markus Diehm und Julian Deeg danke ich für die Unterstützung bei der Vorbereitung und Durchführung der Versuche.

Meinen Kollegen am Institut danke ich für die angenehme und freundschaftliche Arbeitsatmosphäre und den regen inhaltlichen Austausch. Mein besonderer Dank gilt hier Achim Winandi, der mit seinen Erfahrungen maßgeblich zum erfolgreichen Aufbau des Finite-Elemente-Modells beigetragen hat.

Außerdem gilt mein Dank all jenen Studenten, deren Bachelor- und Masterarbeiten ich betreuen durfte und die mit ihren Arbeiten zum Gelingen des Projektes beigetragen haben.

Abschließend möchte ich mich bei meinen Eltern für Ihre Unterstützung während des Studiums und der Promotion bedanken. Ganz besonders danke ich meiner Frau Lena für ihre Unterstützung und ihr entgegengebrachtes Verständnis während der Anfertigung der Dissertation.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort des Herausgebers	i
Kurzfassung	iii
Abstract	v
Danksagung	vii
1 Einleitung	1
2 Grundlagen	5
2.1 Gummi – Materialverhalten und Modellierung	5
2.2 Charakterisierung von rauen Oberflächen	9
2.3 Eigenschaften von Wasser	11
2.4 Gummireibung auf rauen Oberflächen	11
2.5 Numerische Lösung von Differentialgleichungen	14
3 Kraftübertragung auf nasser Fahrbahn	17
3.1 3-Zonen Modell	17
3.2 Aquaplaning	17
3.3 Nassbremsen	21
3.4 Mikro-Aquaplaning	24
4 Experimentelle Untersuchungen	27
4.1 Profilgeometrien	27
4.2 Nassbremsversuche am Innentrommelprüfstand	28
4.3 Messung des Fluiiddrucks	34
4.4 Fahrbahnvermessungen	48

5 Modell	51
5.1 Modell der Wasserverdrängung	54
5.1.1 Modellbildung	54
5.1.2 Kontinuitätsgleichung	58
5.1.3 Energieerhaltung	60
5.1.4 Kräftebilanz	67
5.1.5 Differentialgleichungssystem	68
5.1.6 Grundsätzliche Betrachtung der Ergebnisse	69
5.2 Modellierung von Nassgriff	73
5.2.1 Modellbildung	73
5.2.2 Das lokale Reibgesetz	74
5.2.3 Implementierung in Abaqus	82
5.2.4 Parametrierung	97
5.2.5 Grundsätzliche Betrachtung der Ergebnisse	99
5.3 Kopplung der Modelle	103
6 Modellvalidierung	105
6.1 Validierung Wasserverdrängung	105
6.2 Validierung Nassreibungsmodell	108
6.2.1 Weiterführende Untersuchungen	114
6.3 Validierung des gekoppelten Modelles	125
7 Zusammenfassung und Ausblick	127
7.1 Zusammenfassung	127
7.2 Ausblick	129
A Profilgeometrien	131
B Symbolverzeichnis	133
Abbildungsverzeichnis	139
Tabellenverzeichnis	141
Literaturverzeichnis	143
Eigene Veröffentlichungen	157

1 Einleitung

Im Jahre 1845 meldete ROBERT WILLIAM THOMSON das erste Luftreifenpatent an. Obwohl die Industrialisierung zunächst aufgrund der mangelnden Luftpichtigkeit der Konstruktion scheiterte [Zel18], war damit der Grundstein für den Reifen gelegt, wie er auch heute im Prinzip noch verwendet wird. Der Reifen ist das einzige Bindeglied zwischen Fahrzeug und Fahrbahn, somit müssen alle erforderlichen Seiten-, Brems- und Antriebskräfte über den Kontakt zwischen Laufstreifen und Fahrbahn übertragen werden. Gleichzeitig hat der Reifen über den Rollwiderstand einen großen Einfluss auf den Energiebedarf des Fahrzeugs und damit auf die im Betrieb verursachten CO_2 -Emissionen. Außerdem schirmt der Reifen das Fahrzeug durch die Schwingungsentkopplung von einer übermäßigen Anregung durch Fahrbahnunebenheiten ab. Zusätzlich werden an den Reifen Anforderungen hinsichtlich der Schallemissionen sowohl in die Umgebung als auch in den Fahrzeuginnenraum gestellt. Nicht zuletzt spielt die Lebensdauer eine wichtige Rolle, der Reifen muss also ausreichend robust gegenüber Umwelteinflüssen und Verschleiß sein. Das gilt insbesondere, da durch den Abrieb von Fahrbahn und Reifen verursachter Feinstaub und Mikroplastik zunehmend in den Fokus rücken.

Durch diese Vielzahl an Anforderungen ergeben sich Zielkonflikte, welche bei der Entwicklung von Reifen berücksichtigt werden müssen. Auf Seiten der Fahrsicherheit ist dafür Sorge zu tragen, dass der Reifen bei unterschiedlichsten Temperaturen auf nasser und trockener Fahrbahn Längs- und Seitenführungs Kräfte übertragen kann. Je nach Anwendungsfall muss dies sogar für das Fahren auf Schnee und Eis gewährleistet sein. An dem bis heute in Mitteleuropa üblichen saisonalen Einsatz von Sommer- und Winterreifen lässt sich erkennen,

dass sich bereits dieser Zielkonflikt innerhalb der Fahrsicherheit bis heute nicht vollständig auflösen lässt.

Das Übertragen von Längs- und Seitenführungskräften erfordert einen möglichst guten Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn und damit einen möglichst hohen Reibwert. Dieser lässt sich durch eine hohe Materialdämpfung in der Gummimischung realisieren. Genau gegenteilig sind die Anforderungen für einen möglichst niedrigen Rollwiderstand und damit einhergehend einen niedrigen Energieverbrauch. Hier ist eine möglichst niedrige Materialdämpfung in der Gummimischung erforderlich. Dieser Zielkonflikt kann zumindest teilweise dadurch aufgelöst werden, dass der für den Reibwert entscheidende Mechanismus der Hysteresereibung stark frequenzabhängig ist und die beim Bremsen auftretenden Anregungsfrequenzen wesentlich größer sind als die für den Rollwiderstand maßgeblichen Frequenzen. Über entsprechend optimierte Materialeigenschaften lässt sich so ein niedriger Rollwiderstand bei gleichzeitig hoher Fahrsicherheit erreichen [Lei18, S. 132]. Hinzu kommen Zielkonflikte durch Komfortanforderungen wie das Dämpfungsverhalten und das Reifengeräusch. Durch den in Zukunft zunehmenden Wegfall des Verbrennungsmotors gewinnt vor allem das Reifen-Fahrbahn-Geräusch an Bedeutung, da nun Effekte hörbar werden, welche zuvor durch das Motorengeräusch maskiert wurden [SFG13; Sta16].

Die wichtigste Aufgabe des Reifens bleibt jedoch die Gewährleistung der Fahrsicherheit durch eine optimale Übertragung der erforderlichen Längs- und Seitenführungskräfte. Weder die zunehmende Elektrifizierung des gesamten Antriebsstranges noch der Trend hin zum vollautomatisierten Fahren stellen diese Kernaufgabe des Reifens in Frage. Auch an der grundlegenden Materialpaarung von Gummi und Asphalt wird sich in absehbarer Zeit nichts ändern, sodass ein möglichst gutes Verständnis der Vorgänge in der Reifenaufstandsfläche weiterhin erstrebenswert und von großem wirtschaftlichen Interesse ist. Obwohl in der Vergangenheit große Fortschritte bei der Entwicklung neuer Materialien und Profile gemacht wurden, sind auf dem Gebiet der Elastomerreibung auf rauen Oberflächen noch viele Fragen ungeklärt. Dies gilt insbesondere, wenn noch ein zusätzliches Zwischenmedium in den Kontakt eingebracht

wird, wie es beim Bremsen auf nasser Fahrbahn in Form von Wasser geschieht. Eben dieser Anwendungsfall soll in der vorliegenden Arbeit näher untersucht werden, um anhand von Messungen am Reifen und Simulationen ein vertieftes Verständnis der Vorgänge in der Reifenaufstandsfläche beim Bremsen auf nasser Fahrbahn zu erhalten.

Vorgehen

Zunächst wird in Kapitel 2 ein Überblick über die wichtigsten Mechanismen bei Gummireibung auf rauen Oberflächen gegeben. Außerdem ist hier eine kurze Zusammenfassung zur numerischen Lösung von Differentialgleichungen zu finden. Dies wird bei der späteren Modellbildung eine Rolle spielen.

In Kapitel 3 wird der Stand der Technik bezüglich der Modellierung des Nassbrems- und des Aquaplaning-Verhaltens zusammengefasst. Darauf aufbauend werden die Forschungslücke und die Zielsetzung dieser Arbeit näher beschrieben.

Kapitel 4 behandelt alle experimentellen Untersuchungen, die in dieser Arbeit vorgenommen wurden. Dazu gehören Bremsversuche an einem Innentrommelprüfstand, die Messungen des Fluideindrucks im Wasserfilm zwischen Reifen und Fahrbahn, sowie die Vermessung der verwendeten Fahrbahnoberflächen mit einem Lasermessgerät.

Die Modellierung des sogenannten Mikro-Aquaplanings erfolgt schließlich in Kapitel 5 und die Validierung des Modells in Kapitel 6. Hier werden auch Aspekte des Modells beleuchtet, welche anhand der Messungen nicht direkt validiert werden können, aber dennoch von Interesse für das Modellverständnis sind.

Eine Zusammenfassung der gewonnenen Erkenntnisse und ein Ausblick auf offene Fragen sind zuletzt in Kapitel 7 zu finden.

2 Grundlagen

Die im Kontakt zwischen Fahrbahn und Reifen entstehenden Reibkräfte hängen maßgeblich von den Materialeigenschaften des Gummis und der Fahrbahntextur ab. In diesem Kapitel wird zunächst auf die Materialeigenschaften des Gummis eingegangen und es werden verschiedene Modelle zur Beschreibung des Materialverhaltens vorgestellt. Anschließend wird die Beschreibung und Charakterisierung von rauen Oberflächen diskutiert und es werden Kenngrößen zu deren Beschreibung vorgestellt. Des Weiteren wird kurz auf die wichtigsten Eigenschaften von Wasser eingegangen. In Abhängigkeit von Gummi- und Fahrbahneigenschaften lässt sich im Anschluss die Reibung zwischen den Reibpartnern anhand verschiedener Mechanismen erklären. Zuletzt wird noch kurz auf den Unterschied zwischen expliziten und impliziten Verfahren zur Lösung von Differentialgleichungssystemen eingegangen, da bei der späteren Modellbildung beide Verfahren zum Einsatz kommen.

2.1 Gummi – Materialverhalten und Modellierung

Polymere, Vulkanisationszusätze und Verstärkerfüllstoffe verleihen Elastomerverbindungen ihre viskoelastischen Eigenschaften. Viskoelastizität bedeutet, dass das Material sowohl viskose als auch elastische Eigenschaften aufweist. Sowohl Elastizitätsmodul als auch Materialdämpfung hängen dabei von verschiedenen Parametern ab. Eine ausführliche Beschreibung dieser Themen ist unter anderem bei [Ihl03] und [Lio97] zu finden. Eine Kurzform dieses Kapitels wurde bereits in [Löw+21] veröffentlicht.

Wird ein viskoelastisches Material verformt, so hängt die Antwort sowohl von der Verformungsamplitude als auch von der Verformungsgeschwindigkeit ab. Für den Zusammenhang zwischen Spannungsamplitude σ und Dehnungsamplitude ϵ in Abhängigkeit der Kreisfrequenz ω gilt bei periodischer Belastung

$$\sigma(\omega) = \sqrt{E'(\omega)^2 + E''(\omega)^2} \epsilon(\omega), \quad (2.1)$$

wobei das Verhältnis von Speichermodul E' und Verlustmodul E'' durch den Verlustwinkel

$$\tan \delta(\omega) = \frac{E''(\omega)}{E'(\omega)} \quad (2.2)$$

beschrieben wird. Die Kombination aus Speicher- und Verlustmodul wird komplexer Modul E^* genannt und lautet

$$E^*(\omega) = E'(\omega) + iE''(\omega). \quad (2.3)$$

Abbildung 2.1 zeigt exemplarisch den Verlauf des Speichermoduls E' und des Verlustmoduls E'' für den in dieser Arbeit verwendeten Gummiwerkstoff in Abhängigkeit der Kreisfrequenz. Bereits 1955 haben WILLIAMS, LANDEL und

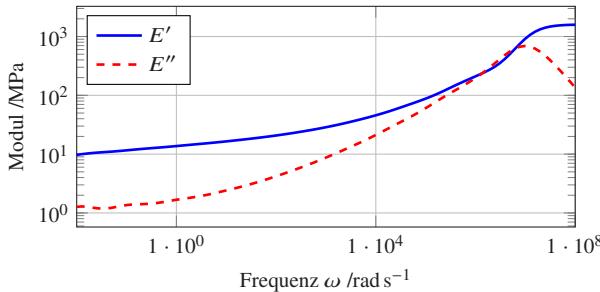


Abbildung 2.1: Speichermodul E' und Verlustmodul E'' für einen Gummiwerkstoff in Abhängigkeit der Frequenz ω (Material m1 aus [Wag17, Appendix C]) [Löw+21].

FERRY das Zeit-Temperatur-Superpositionsprinzip beschrieben [WLF55]. Die WLF-Gleichung besagt, dass Frequenz- und Temperaturänderung äquivalent

zueinander sind. Ein bestimmtes dynamisches Materialverhalten kann also sowohl durch eine Absenkung der Frequenz als auch durch eine Erhöhung der Temperatur erreicht werden. Bei ungefüllten Elastomeren hat sich die WLF-Gleichung bewährt, bei gefüllten Elastomeren, wie sie heute bei Reifen zur Anwendung kommen, ist neben der Verschiebung der Frequenz auch eine Verschiebung des Moduls nötig [Mol10]. Dies soll hier aber nicht weiter diskutiert werden, da im späteren Modellierungsprozess keine Temperatureffekte berücksichtigt werden.

Die Historie der Belastung kann insbesondere bei gefüllten Elastomeren eine Rolle spielen. Dies schlägt sich im sogenannten **MULLINS-Effekt** nieder [Mul69]. Dieser ist jedoch vor allem bei einem zeitlichen Abstand zwischen den einzelnen Belastungszyklen von Bedeutung und kann bei unmittelbar aufeinander folgenden Belastungen des Elastomers vernachlässigt werden [Sed00]. Daher ist er für den Anwendungsfall des rollenden Reifens im eingefahrenen Zustand zunächst von vernachlässigbarer Bedeutung. Die Abnahme des mittleren Elastizitätsmodul mit zunehmender Dehnungsspannweite wird als **PAYNE-Effekt** bezeichnet [Pay62b; Pay62a; FG54]. Er tritt bei gefüllten Elastomeren auf, insbesondere bei Ruß-gefüllten [Wag17].

Sowohl der **PAYNE-** als auch der **MULLINS-Effekt** sind bei ungefüllten Elastomeren praktisch vernachlässigbar [Lio97; Sed00] und bei gefüllten Elastomeren mit kleinen Dehnungsspannweiten wesentlich weniger bedeutend als die bereits beschriebene Frequenz- und Temperaturabhängigkeit [Mol10].

Eine einfache Möglichkeit das Materialverhalten abhängig von Amplitude und Deformationsgeschwindigkeit zu modellieren ist durch ein sogenanntes, in Abbildung 2.2 dargestelltes, **KELVIN-VOIGT-Element**. Dabei handelt es sich um eine Parallelschaltung von Feder und Dämpfer [WR00, S.35f]. Die Spannung hängt also über

$$\sigma = E\epsilon + \eta\dot{\epsilon}. \quad (2.4)$$

vom Elastizitätsmodul E , der Dämpfung η und der Verzerrung $\dot{\epsilon}$ ab. Dieses Modell kommt in Kapitel 5.1 zum Einsatz.

Ein wesentlich komplexeres, aber auch realistischeres, Materialmodell wird durch die in Abbildung 2.3 dargestellte Anordnung von Federn und Dämpfern erzeugt. Diese Parallelschaltung von Maxwell-Elementen wird Prony-Reihe

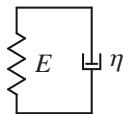


Abbildung 2.2: Kelvin-Voigt Element

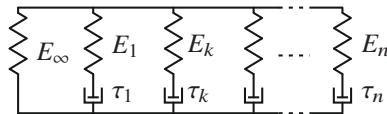


Abbildung 2.3: Maxwell Elemente

genannt. Durch eine entsprechende Wahl der PRONY-Parameter E_k und τ_k lässt sich der Verlauf von experimentell ermittelten Kurven des Speicher- und Verlustmoduls in Abhängigkeit der Frequenz abbilden. Die Gleichung für den komplexen Modul lautet damit [Wag17; SimoJb]

$$E^*(\omega) = E_\infty + \sum_{k=1}^n \frac{E_k \tau_k^2 \omega^2}{1 + \tau_k^2 \omega^2} + i \sum_{k=1}^n \frac{E_k \tau_k \omega}{1 + \tau_k^2 \omega^2}. \quad (2.5)$$

Dabei gilt

$$E_\infty = E^*(\omega \rightarrow 0) \text{ und} \quad (2.6)$$

$$E_0 = E^*(\omega \rightarrow \infty) = E_\infty + \sum_{k=1}^n E_k \quad (2.7)$$

für den statischen Modul E_∞ und den instantanen Modul E_0 . Dieses Materialmodell ist in ABAQUS verfügbar und wird in Kapitel 5.2 verwendet.

Neben dem viskoelastischen Anteil gilt es auch den hyperelastischen Anteil des Materialverhaltens von Gummi zu modellieren [GSG95]. Dafür besteht eine Vielzahl von Möglichkeiten, wie beispielsweise das Ogden-Modell, das Neo-Hooke-Modell oder das Marlow-Modell [SimoJb]. Eine weit verbreitete

Methode ist das MOONEY-RIVLIN-Modell. Die dafür benötigten Parameter c_{01} , c_{10} , D_1 aus [SimoJb] lassen sich nach [Wag17, S. 77] über

$$c_{01} = \frac{E(1-f)}{4(1+\nu)}, \quad c_{10} = \frac{Ef}{4(1+\nu)}, \quad D_1 = \frac{6(1-2\nu)}{E} \quad (2.8)$$

durch den Elastizitätsmodul E , die Querkontraktionszahl ν und den Nichtlinearitäts-Faktor f des BLATZ-Ko-Modells berechnen [Wag17; BK62]. Dieses Modell des hyperelastischen Materialverhaltens wird ebenfalls in Kapitel 5.2 verwendet. Dabei wurden die Parameter

$$E = 2,8883 \text{ MPa}, \quad f = 0,6398, \quad \nu = 0,495 \quad (2.9)$$

verwendet (Berechnet nach den Mooney-Rivlin-Parametern von Material m1 aus [Wag17, Appendix C]). Der E-Modul beschreibt die Steifigkeit des Materials bei statischer Belastung und ist somit äquivalent zu E_∞ aus Gleichung 2.6.

2.2 Charakterisierung von rauen Oberflächen

Reale Fahrbahnen weisen Rauheit auf verschiedenen Längenskalen von der Mikrorauheit bis zur Megatextur auf [Per01]. Es gibt verschiedenen Möglichkeiten solch eine Oberfläche zu charakterisieren. Die einfachste Möglichkeit ist die Angabe einer skalaren Kenngröße wie der mittleren Texturtiefe (MTD) [Deu07]. Diese gibt eine Information über das in der Fahrbahn vorhandene Negativvolumen, allerding nicht über dessen Verteilung oder wie hoch die höchsten Spitzen oder wie tief die tiefsten Täler der Oberfläche sind. Die mittlere Profiltiefe (MPD) [Deu07] bietet die Information über die Höhe der Spitzen respektive Tiefen der Täler, allerdings geht hierbei die Information über den Negativvolumenanteil verloren. Einen etwas detaillierteren Einblick in die Beschaffenheit der Oberfläche bietet die in Abbildung 2.4, für zwei verschiedene Fahrbahnbeläge, dargestellte ABBOTT-FIRESTONE Kurve. Sie beschreibt die Zunahme des Materialanteils der Oberfläche x_a mit abnehmender Höhe z_a

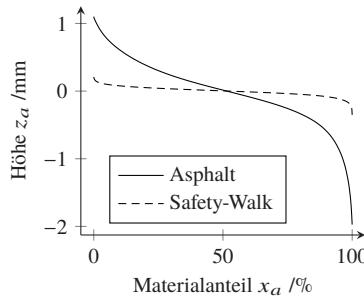


Abbildung 2.4: ABBOTT-Kurven für Asphalt und Safety-Walk™ [Löw+20b].

des Rauheitsprofils [Deu04]. Damit beinhaltet die Kurve sowohl eine Aussage über die Höhe der Spitzen und die Tiefe der Täler, als auch über den Verlauf des Materialanteils im Bereich dazwischen. Aus dieser Materialanteilkurve lassen sich wiederum skalare Kenngrößen ableiten. Diese werden hier nicht weiter diskutiert, da im Modell in Kapitel 5.1 die gesamte ABBOTT-FIRESTONE-Kurve berücksichtigt wird und eine weitere Vereinfachung damit nicht mehr vonnöten ist. Die höhere Makrorauheit des Asphaltbelages im Vergleich zu Safety-Walk™ ist in Abbildung 2.4 deutlich zu erkennen. Diese beeinflusst maßgeblich die Drainagefähigkeit des Belages, was in Kapitel 5.1 näher beschrieben wird. Sowohl MTD und MPD als auch die ABBOTT-FIRESTONE-Kurve beschreiben lediglich die Makrorauheit der Fahrbahn. Zur Beschreibung der Oberflächencharakteristik auf kleineren Längenskalen, also der Mikrorauheit, wird sich oft die Selbstaffinität fraktaler Oberflächen zunutze gemacht. Eine Übersicht fraktaler Strukturen ist in [Man82] zu finden. Selbstaffinität bezeichnet die statistische Invarianz einer Struktur unter anisotroper Vergrößerung [Man82]. Die mathematische Beschreibung der Oberfläche über alle Längenskalen ist zur Modellierung von Hysteresereibung wichtig [Wag17; KH00; HK08; Per+05], wird in dieser Arbeit aber nicht verwendet. Bei Do ET AL. ist eine Übersicht über verschiedene Methoden zur Erfassung von Mikro- und Makrorauheit von Fahrbahnoberflächen zu finden.

2.3 Eigenschaften von Wasser

Wasser hat zwei Eigenschaften, welche für das Bremsen auf nasser Fahrbahn von entscheidender Bedeutung sind, zum einen die Dichte ρ und zum anderen die dynamische Viskosität η . Die Dichte entscheidet über die Effekte der Massenträgheit und wird wichtiger je höher die Wasserhöhe auf der Fahrbahn ist und je höher die Strömungsgeschwindigkeit ist. Die Viskosität beschreibt die Zähigkeit des Fluids und ist bei kleinen Wasserhöhen und niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten von Bedeutung. Für die in Kapitel 5 hergeleiteten Modelle spielen beide Größen eine Rolle. Dort wird im Detail auf die Modellierung von Trägheits- und Viskositätseffekten eingegangen.

2.4 Gummireibung auf rauen Oberflächen

In diesem Kapitel wird ein Überblick über die verschiedenen Mechanismen gegeben, die zur Modellierung von Gummireibung auf rauen Oberflächen herangezogen werden. Dabei werden zumeist die vier Hauptmechanismen Hysterese, Adhäsion, Kohäsion und viskose Reibung unterschieden [Kum66; Wer71; Har91]. Zusätzlich können noch Verzahnungseffekte eine Rolle spielen, was einer Kraftübertragung durch Formschluss entspricht. Abbildung 2.5 zeigt eine schematische Darstellung der verschiedenen Mechanismen.

Hysteresereibung

Wird Gummi über eine raue Oberfläche bewegt, so wird ein Teil der aufgebrachten Arbeit durch die Materialdämpfung im Gummi dissipiert. Diese Energiedissipation macht sich in einer Reibkraft bemerkbar. Bei nasser Fahrbahn ist dies der größte Anteil der gesamten Reibkraft [Mol10; Mof+08]. Die Größe der Reibkraft hängt neben der Oberflächenbeschaffenheit der Fahrbahn und den Materialeigenschaften des Gummis vor allem von der Relativgeschwindigkeit der Reibpartner, der Last und der Temperatur ab. Ein wichtiges Modell

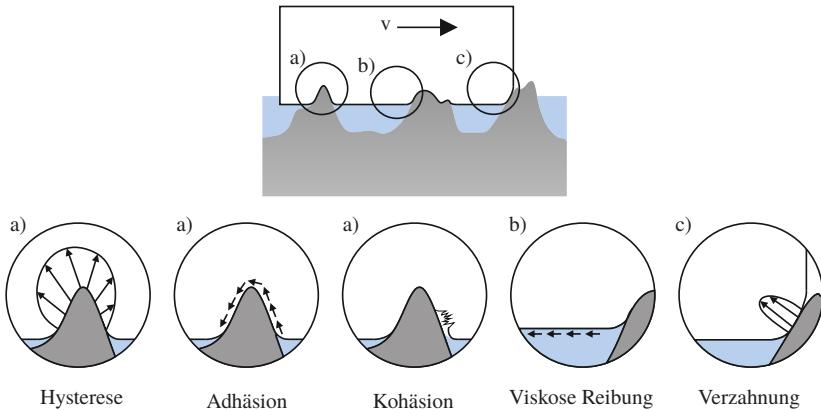


Abbildung 2.5: Übersicht der verschiedenen Reibmechanismen im Kontakt zwischen einer waserbedeckten Fahrbahn und einem Gummiklotz, welcher mit der Geschwindigkeit v über die Fahrbahn gleitet. (nach [Gey72])

zur Beschreibung von Hysteresereibung ist bei HEINRICH und KLÜPPEL [KH00; HK08] zu finden. Dabei hängt die dissipierte Energie vom Verlustmodul E'' , der spektralen Leistungsdichte der rauen Oberfläche, dem deformierten Gummi volumen und der Gleitgeschwindigkeit ab. Die Reibkraft ergibt sich dann als Quotient von dissipierter Leistung und Gleitgeschwindigkeit.

Ein ähnlicher Ansatz wird von PERSSON in [Per+05] verfolgt. Allerdings wird hier durch ein dreidimensionales Kontaktmodell berechnet, wie das Gummi auf den verschiedenen Längenskalen der Oberflächenrauheit folgt. HEINRICH und KLÜPPEL erfassen dies lediglich global durch eine Integration über die anregenden Wellenlängen.

Ein Modell im Zeitbereich wurde von MOLDENHAUER [Mol+05] vorgeschlagen. Im Gegensatz zu den beiden zuvor genannten Modellen können durch die Rechnung im Zeitbereich nichtlineare und instationäre Effekte abgebildet werden. Dadurch steigt jedoch auch der Rechenaufwand stark [Mol10]. Eine Vereinfachung von PERSSONS Reibtheorie wurde von CIAVARELLA [Cia18] vorgeschlagen.

Adhäsion

Der direkte Kontakt der Reibpartner ermöglicht intermolekulare Wechselwirkungen, wie zum Beispiel VAN-DER-VALS-Bindungen oder Wasserstoffbrückenbindungen. Zum Aufbrechen dieser Bindungen muss Energie aufgebracht werden, sodass eine Reibkraft erzeugt wird. GROSCH zeigte einen Einfluss des Verlustmoduls auf die Adhäsionskräfte [Gro63]. PERSSON entwickelte darauf aufbauend eine Theorie zur Adhäsionsreibung, laut der Adhäsionskräfte das Elastomer bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten in Unebenheiten auf sehr kleinen Längenskalen hineinziehen und so eine Erhöhung der Hysteresereibung bewirken [Per98; Per99; PT00]. Laut PERSSON leistet Adhäsion nur bei sehr sauberen und trockenen Oberflächen einen signifikanten Beitrag zur gesamten Reibung [Per99]. Auch LORENZ ist der Meinung, dass der Adhäsionsanteil sehr empfindlich gegenüber Schmutz und Flüssigkeiten auf der Fahrbahn ist [Lor+15]. Bei nassen Oberflächen wird im Allgemeinen davon ausgegangen, dass der Anteil der Hysteresereibung den der Adhäsion bei weitem überwiegt.

Kohäsion

Kohäsionsreibung wird durch die Energiedissipation bei der Entstehung von Rissen und Abrieb im Gummi erzeugt. Das Auftrennen von Bindungen und Vergrößern der Oberfläche benötigt Energie und leistet so einen Beitrag zur globalen Reibkraft, dieser ist jedoch im Allgemeinen sehr klein und kann daher vernachlässigt werden. Eine Abschätzung des Kohäsionsanteils am Gesamtreibwert ist beispielsweise bei LIND [Lin17] zu finden.

Viskose Reibung

Befindet sich zwischen den Reibpartnern ein Fluid, so wird in Abhängigkeit der Viskosität durch die Scherung ebendieses Fluids eine Reibkraft aufgebaut. Dieser Effekt wird insbesondere beim Aquaplaning wichtig, wenn alle Bremskräfte über das Fluid übertragen werden müssen. Da der Wert der viskosen

Reibung jedoch sehr klein ist, ist er vernachlässigbar, solange noch direkter Kontakt zwischen den Reibpartnern besteht.

Verzahnungs- und Kanteneffekte

Trifft die Kante eines Gummiklotzes auf Fahrbahnunebenheiten, so kann dies über den Formschluss eine Reibkraft erzeugen [Wag17; Sch+10]. Nach BACHMANN und TORBRÜGGE ist dieser Effekt für die Reibung zwischen Gummi und Asphalt jedoch von untergeordneter Bedeutung [Bac98; Tor+15]. In dieser Arbeit wird jedoch gezeigt werden, dass Verzahnungs- und Kanteneffekte in Verbindung mit einer nassen Fahrbahn eine wichtige Rolle spielen können (siehe Kapitel 5.2).

2.5 Numerische Lösung von Differentialgleichungen

Die Beschreibung physikalischer Prozesse anhand von mathematischen Formeln führt in den meisten Fällen auf eine oder mehrere Differentialgleichungen. Für diese Differentialgleichungssysteme lassen sich nur in Sonderfällen geschlossene Lösungen angeben. Im Allgemeinen muss die Lösung jedoch unter Zuhilfenahme numerischen Verfahren gefunden werden. Grundsätzlich lassen sich explizite und implizite Lösungsverfahren unterscheiden. Bei expliziten Lösungsverfahren lässt sich die Lösung zu einem Zeitpunkt t_i direkt aus der Lösung zum vorangegangenen Zeitpunkt t_{i-1} berechnen mit $\vec{x}(t_i) = f(\vec{x}(t_{i-1}))$. Bei impliziten Verfahren ist die Lösung zum Zeitpunkt t_i hingegen eine Funktion der Lösung selbst. In diesem Fall muss die Lösung der Gleichung $\vec{x}(t_i) = f(\vec{x}(t_i), \vec{x}(t_{i-1}))$ über geeignete Verfahren iterativ gefunden werden. Der Vorteil der impliziten Verfahren ist ein allgemein besseres Stabilitätsverhalten [MW06, S. 107]. Ein Nachteil ist, dass in jedem Zeitschritt ein, im Allgemeinen nichtlineares, Gleichungssystem gelöst werden muss.

Der Vorteil expliziter Verfahren ist der geringere Rechenaufwand, welcher aber mit einem schlechteren Stabilitätsverhalten erkauft wird. Diese Verfahren sind nur bedingt stabil und benötigen deshalb eine hinreichend kleine Zeitschrittweite. Die schnellere Berechnung der einzelnen Zeitschritte wird dadurch teilweise wieder kompensiert. Explizite Verfahren kommen insbesondere bei der Lösung von extrem diskontinuierlicher und kurzfristiger Ereignisse oder Prozesse zum Einsatz [SimoJa]. Um solch einen Vorgang handelt es sich auch beim Kontakt zwischen einem potentiell stark deformierten Gummi und einer rauen Fahrbahn.

Das nichtlineare Problem in Kapitel 5.1 hat nur sehr wenige Freiheitsgrade, die Gleichungen lassen sich nicht in eine explizite Form überführen und das System ist in seinem Verhalten sehr stabil, deswegen wird es mit dem impliziten Matlab™ Solver ODE15I [Mat19] gelöst. Außerdem bewegt sich der Rechenaufwand im Bereich von wenigen Sekunden pro Simulation und ist daher nicht ausschlaggebend für die Wahl des Verfahrens.

In Kapitel 5.2 wird mit ABAQUS Explicit [SimoJa] ein explizites Lösungsverfahren für das dort diskutierte Kontaktproblem verwendet, da das System eine sehr große Anzahl an Freiheitsgraden hat und zudem stark nichtlinear ist. Auch die Rechenzeit spricht in diesem Fall für die Verwendung eines expliziten Verfahrens.

3 Kraftübertragung auf nasser Fahrbahn

In diesem Kapitel wird ein Überblick über die bisher existierenden Modelle zur Beschreibung des Bremsverhaltens von PKW-Reifen auf feuchten und nassen Fahrbahnoberflächen gegeben.

3.1 3-Zonen Modell

Beim Bremsen auf nasser Fahrbahn lässt sich die Reifenaufstandsfläche in drei Zonen unterteilen [Moo65; Sch69]. In Zone I trennt ein geschlossener Wasserfilm Reifen und Fahrbahn voneinander. Zone II beginnt, sobald erste Spalten der Fahrbahn mit dem Reifen in Kontakt kommen. In Zone III ist schließlich das Wasser verdrängt und es herrscht nahezu trockene Reibung.

Diese Modellvorstellung ist zunächst rein phänomenologisch. In den einzelnen Zonen sind jeweils andere Mechanismen aus Kapitel 2.4 entscheidend. Im Folgenden werden zwei Grenzfälle des 3-Zonen Modells betrachtet. Zum einen Aquaplaning und zum anderen Nassgriff.

3.2 Aquaplaning

Man spricht von Aquaplaning, wenn der Reifen durch einen geschlossenen Wasserfilm vollständig von der Fahrbahn getrennt ist und sich somit Zone I über die gesamte Länge der Reifenaufstandsfläche erstreckt. In diesem Fall stehen

für die Übertragung vom Bremskräften nur noch die viskose Reibung [Eic94] und bei großen Wasserhöhen Trägheitseffekte des Wassers zur Verfügung. Eine niedrige Makrorauheit begünstigt Aquaplaning, da die Drainagefähigkeit der Fahrbahn reduziert und somit die Entwässerung der Reifenaufstandsfläche erschwert wird. Eine hohe Radlast beziehungsweise ein schmaler Reifen wirken Aquaplaning entgegen, da in beiden Fällen die Flächenpressung ansteigt und das Wasser schneller aus der Reifenaufstandsfläche verdrängt wird. Ein hoher Negativprofilanteil wirkt sich ebenfalls positiv aus, da zum einen die Flächenpressung steigt und zum anderen die Entwässerung der Reifenaufstandsfläche, vor allem durch breitere Umfangsrillen, erleichtert wird. So gut wie keine Rolle spielt dagegen die Mirkorauheit der Fahrbahn, da allenfalls ein sehr geringer Einfluss auf die Fluidströmungen zwischen Reifen und Fahrbahn zu erwarten ist. Auch die Gummimischung des Reifens ist von untergeordneter Bedeutung, da zum einen kein direkter Kontakt mit der Fahrbahn besteht und das Profil zum anderen, aufgrund der niedrigen übertragbaren Kräfte in tangentialer Richtung, wesentlich weniger beansprucht und deformiert wird, als beim Bremsen auf trockener oder lediglich feuchter Fahrbahn.

Die Beschreibung von Aquaplaning erfolgt in aller Regel anhand der kritischen Geschwindigkeit, bei welcher der Reifen vollständig von der Fahrbahn getrennt wird. Zur Vorhersage dieser Geschwindigkeit existieren verschiedene empirische Modelle, wie beispielsweise in [Gal+; ILB75]. Die Haupteinflussgrößen in diesen Modellen sind Reifeninnendruck, Profiltiefe, Wasserfilmtiefe und mittlere Texturtiefe. Eine Übersicht über die existierenden empirischen Methoden ist bei [Anu12] zu finden.

Analytische Modelle existieren unter anderem von HORNE und HUEBNER. HORNE stellt mit der sogenannten NASA-Aquaplaning-Gleichung einen Zusammenhang zwischen Radlast und hydrodynamischer Auftriebskraft auf [HD63]. Obwohl hier die Texturtiefen von Reifenprofil und Fahrbahn nicht berücksichtigt werden, findet die Gleichung heute noch Anwendung. PAVDRN ist ein Modell, das die Geschwindigkeit berechnet, bei der Aquaplaning auf einem Autobahnabschnitt auftritt [Hue+97]. Es basiert auf einer eindimensionalen, stationären Form der kinematischen Wellengleichung. BATHELT berechnet eine

analytische Lösung der NAVIER-STOKES Gleichungen für elliptische Profilklötze und erweitert diese dann näherungsweise auf rechteckige Geometrien. Der Prozess der Wasserverdrängung wird in zwei Phasen unterteilt. Zunächst wird das Wasser vom Negativprofil aufgenommen, sobald dieses gefüllt ist, wird der Reifen wie ein profilloser Reifen behandelt. Der Prozess der Wasserverdrängung endet, wenn die verbleibende Wasserhöhe dem Ausflussquerschnitt der realen Fahrbahn entspricht. Dadurch wird indirekt der Einfluss der Fahrbahnrauheit auf die Wasserverdrängung berücksichtigt [Bat73]. Eine kurze Beschreibung von Bathelts Theorie ist in [GW06, S. 435f] zu finden. WIES ET AL. entwickeln Daumenregeln für den Einfluss des Negativprofilanteils und seiner räumlichen Verteilung im Laufstreifen auf das Aquaplaningverhalten eines Reifenprofils. Grundlage ist die analytische Lösung für das trägeheitsgetriebene Einsinken einer unendlich lange Rippe mit definierter Breite in einen Fluidfilm von BATHELT [Bat73]. Der Prozess der Wasserverdrängung wird dabei in zwei Phasen unterteilt. Zunächst nimmt das Negativprofil das verdrängte Fluidvolumen auf. Wenn die Längs- und Querrillen vollgelaufen sind, wird nur noch die Entwässerung der gesamten Reifenaufstandsfläche betrachtet. Eine weitere Entwässerung der Längs- und Querrillen findet in diesem Modell dann nicht mehr statt. Abgeschlossen ist die Berechnung, wenn die Spitzen der Fahrbahn mit einer gegebenen Rauheit erreicht werden. Zur Validierung wurde für Sommer- und Winterreifen mit verschiedenen Gummimischungen der Negativprofilanteil sowohl in Umfangs- als auch in Querrichtung variiert [WRM09]. Ein ähnlicher Ansatz ist bei THOM zu finden. Offensichtlich basierend auf den NAVIER-STOKES Gleichungen (es ist keine Herleitung angegeben), ist eine Formel angegeben, welche den vertikalen Abstand zwischen Gummi und Fahrbahn in der Reifenaufstandsfläche beschreibt. Dabei wird sowohl die Trägheit als auch die Viskosität des Fluids berücksichtigt. Das Ausquetschen des Wassers wird nur in lateraler Richtung betrachtet und vom Profil werden lediglich die breiten Umfangsrillen berücksichtigt. Laufen die Rillen voll, so wird der Transport des Wassers bis zu den Grenzen der Reifenaufstandsfläche berechnet. Zur Beschreibung der Fahrbahnrauheit werden eine Texturtiefe und ein „Connectivity“-Faktor herangezogen welcher beschreibt, wie gut das Wasser durch die Fahrbahntextur fließen kann [Tho18].

Mit stetig wachsender Rechenleistung gewinnen in jüngerer Vergangenheit zunehmend Verfahren an Bedeutung, welche die numerische Lösung der beschreibenden Gleichung der Flüssigkeitsdynamik und des Materialverhaltens erlauben. Zu nennen sind hier die Finite Elemente Methode (FEM) und Finite Volumen Methode (FVM). Ong und Fwa stellen in [OF07] ein dreidimensionales FE-Modell basierend auf der Kontinuums- und Flüssigkeitsdynamik vor. Die so berechneten Aquaplaning Geschwindigkeiten werden mit anhand der NASA-Gleichung berechneten Ergebnissen verglichen. Die Validierung des Modells erfolgt in [FO08] mit Hilfe von Messdaten aus der Literatur von Bremsversuchen mit glatten unprofilierten Reifen. Die Autoren konstatieren eine gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit Messdaten aus anderen Quellen für verschiedene Geschwindigkeiten und Wasserhöhen. Allerdings wird nur das blockierte Rad betrachtet, der Reifen ist als Glattreifen modelliert und die Fahrbahntextur wird nicht berücksichtigt. Ein profiliertes und rollender Reifen wird bei SETA ET AL. modelliert [Set+00]. Die Viskosität des Fluids und die Rauheit der Fahrbahn werden hier jedoch vernachlässigt. Der Reifen wird mit der FEM und Langrange-Elementen modelliert, das Fluid mit der FVM und der Euler-Diskretisierung. Anhand dieses Modells lassen sich konkrete Maßnahmen zur Verbesserung des Aquaplaning-Verhaltens ableiten, wie beispielsweise die von den Autoren vorgeschlagene Abflachung der Profilblockecken des untersuchten Reifenprofils. Bei ANUPAM [Anu12] wird ein Glattreifen auf einer Fahrbahn mit Rillen untersucht und mit Messungen aus der Literatur validiert. Das Modell erlaubt dabei auch die Vorhersage des Nassgriffverhaltens für Geschwindigkeiten unterhalb des Aquaplanings.

WEYDE ET AL. extrahiert relevante Informationen aus Profilbildern der untersuchten Reifen, um so, mit Hilfe des maschinellen Lernens, Aquaplaning vorherzusagen [Wey+13]. Dem Vorteil eines geringen Rechenaufwandes des Verfahrens steht jedoch der Nachteil gegenüber, dass keine Aussagen über physikalische Kausalitäten getroffen werden können. Es kann also kein Ersatz für eine Modellierung sein, sofern das Verständnis der physikalischen Mechanismen das Ziel ist.

Eine zusammenfassende Beurteilung der hier vorgestellten Arbeiten ist in Kapitel 3.4 zu finden.

3.3 Nassbremsen

Der in diesem Abschnitt vorgestellte Stand der Technik zum Nassbremsen wurde bereits in [Löw+21] veröffentlicht. In den folgenden Abschnitten werden die aus dem Englischen übersetzten Inhalte dieser Veröffentlichung größtenteils übernommen. Beim Nassbremsen besteht nur ein relativ dünner Wasserfilm auf der Fahrbahn. Zone I ist hier vernachlässigbar und Zone II und III sind ausschlaggebend für die Generierung von Bremskräften. Im Gegensatz zu Aquaplaning ist die Definition hier etwas schwieriger, da die Angabe einer definierten Wasserhöhe oder Geschwindigkeit, bis zu der man von Nassgriff spricht, nicht möglich ist. Direkter Kontakt zwischen Gummi und Fahrbahn reicht als Kriterium für Nassgriff nicht aus, da die Trägheitskräfte des Fluids auch nach dem ersten Kontakt noch eine Rolle spielen können. Inwiefern das der Fall ist, hängt wiederum von der Fahrgeschwindigkeit ab. In dieser Arbeit wird deshalb von Nassgriff gesprochen, wenn die Fahrbahn mindestens feucht ist, die Wasserhöhe respektive Geschwindigkeit aber so niedrig ist, dass die Trägheit des Fluids einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Bremsleistung des Reifens hat. In diesem Fall wird ein Großteil der Bremskräfte durch Hysteresereibung übertragen. Auch bei sehr wenig Wasser auf der Fahrbahn lässt sich ein deutlicher Abfall des Reibwertes gegenüber einer trockenen Fahrbahn beobachten.

Laut PERSSON leistet Adhäsion nur bei sehr sauberen und trockenen Oberflächen einen signifikanten Beitrag zur gesamten Reibung [Per99]. Dabei stützt er sich neben seiner eigenen Argumentation auch auf eine Veröffentlichung von FULLER und TABOR [FT75]. PERSSON ist allerdings der Meinung, dass die fehlende Adhäsion als alleinige Erklärung nicht ausreicht um den unterschiedlichen Reibwert auf nassen und trockenen Oberflächen zu erklären. In [Per+04] führt er den Effekt auf eine Glättung des Power-Spektrums durch

eingeschlossene Wasserpools und somit auf eine Reduzierung der Hysteresereibung zurück. Anderer Meinung ist hier SCHRAMM, der in seiner Dissertation aus dem Vergleich von Messungen mit Wasser und Öl als Zwischenmedium folgert, dass beim Einsatz von Wasser als Zwischenmedium die Adhäsionsreibung einen erheblichen Anteil hat [Sch02, S. 65]. Weitgehende Einigkeit herrscht jedoch darüber, dass der wichtigste Mechanismus die verbleibende Hysteresereibung des Gummis ist [Lin05, S. 36], [Kum66; Per+04; Mol10; Mof+08; DC15; BBK11]. Hinzu kommt noch ein Beitrag der viskosen Reibung durch die Scherung des Fluidfilms. Dieser wird jedoch in den meisten Fällen vernachlässigt. DO ET AL. untersuchen in [Do+13] den Einfluss der Mikrorauheit auf den Reibwert bei Wasserhöhen unter einem Millimeter. Während der Reibwert bei Belägen ohne Mikrotextur abfällt, sobald die Fahrbahn feucht ist, tritt dieser Abfall bei einer größeren Mikrorauheit erst bei höheren Wasserhöhen auf. Ein Modell wird in drei Schritten entwickelt. Im ersten Schritt werden alle Fahrbahnspitzen, die unterhalb des Wasserfilms liegen, ignoriert und der Reibwert berechnet sich dementsprechend nur aus dem Traganteil der verbleibenden Spitzen. Damit lässt sich jedoch der Einfluss der Mikrorauheit nicht erklären. Als zweiter Schritt wird eine Adhäsionskomponente eingeführt, welche die Kontaktfläche der Spitzen stärker berücksichtigt. Damit wird der Einfluss der Mikrorauheit besser abgebildet. Zuletzt wird noch ein hydrodynamischer Anteil eigenföhrt, welcher dem Reibwert bei hohen Wasserhöhen entspricht. Ein großer Nachteil des Modells ist, dass die Wasserfilmhöhe als zeitlich konstant angenommen wird und somit kein Geschwindigkeitseinfluss abgebildet wird.

In [KC15] präsentieren KANE und CEREZO ein Modell zur Beschreibung von Hysteresereibung auf trockenen Oberflächen. Dabei wird das viskoelastische Verhalten des Gummis durch ein KELVIN-VOIGT-Element modelliert und die Reibkraft ergibt sich aus der Asymmetrie der Druckverteilung auf den Fahrbahnunebenheiten. Dieses Modell wird in [Kan+17] um das Zwischenmedium Wasser erweitert. Dazu wird der Einfluss des Fluids über ein sogenanntes „pseudo“-hydrodynamisches Gleitlagermodell abgebildet. Anhand der REYNOLDS-Gleichung wird die hydrodynamische Auftriebskraft ermittelt und

bei der Berechnung der Reibkräfte von der Normalkraft abgezogen. Das Modell prognostiziert einen starken Abfall des Reibwertes bei niedriger Makrorauheit und hohen Geschwindigkeiten, während der Reibwert bei einer hohen Makrorauheit nur sehr moderat abfällt. Ähnliche Messergebnisse, bezüglich des Einflusses der Mikrorauheit bei niedrigen Wasserhöhen, sind auch bei [Kul90] zu finden.

Persson untersucht in [Per10] die Fluideodynamik im Kontaktbereich eines elastischen Festkörpers mit einer rauen Oberfläche. Dabei wird die Theorie des effektiven Mediums nach BRUGGEMAN [Bru35] zur Beschreibung des Einflusses der Fahrbahnrauheit auf die Fluidströmung verwendet. Der direkte Kontakt zwischen elastischem Festkörper und rauer Oberfläche wird durch PERSSONS Kontakttheorie beschrieben [Per01; Per06]. Trägheitseffekte des Fluids werden aufgrund der niedrigen Fluidfilmhöhe vernachlässigt. Außerdem berücksichtigt die Theorie die Anisotropie der rauen Oberfläche auf verschiedenen Längenskalen.

GOLDEN präsentiert in [Gol81] ein physikalisches Modell, welches auf dem Kontaktmodell von GREENWOOD und WILLIAMSON [GW66] aufbaut und die Zeitabhängigkeit der Wasserfilmhöhe mit der Theorie von MOORE [Moo72] beschreibt. Dabei werden grundlegende Gummieigenschaften, die Fahrbahn-Textur und die Geometrie der Kontaktfläche berücksichtigt. Der Profileinfluss wird jedoch nur stark vereinfacht über das vorhandene Negativprofil berücksichtigt.

WAGNER ET AL. bilden die Hysteresereibung über ein FEM-Multiskalen-Modell ab [Wag+15]. Die Adhäsionskomponente wird hier für den Fall einer nassen Fahrbahn vernachlässigt. Das Fluid spielt nur über das Verhindern der Adhäsionskomponente eine Rolle, es hat jedoch keinen Einfluss auf den Hysteresanteil. In einer späteren Veröffentlichung wird die Adhäsionskomponente berücksichtigt, allerdings betreffen die Untersuchungen nur relativ niedrige Gleitgeschwindigkeiten bis 10 mm s^{-1} [Wag+17] und sind daher für das Bremsen auf nasser Fahrbahn nicht aussagekräftig.

Eine zusammenfassende Beurteilung der hier vorgestellten Arbeiten und eine Abgrenzung zum Stand der Technik bei der Modellierung von Nassgriff ist im folgenden Kapitel zu finden.

3.4 Mikro-Aquaplaning

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung und Validierung eines Modells für die Beschreibung des Bremsverhaltens von PKW-Reifen im Grenzbereich zwischen Nassgriff und Aquaplaning. Dieser Grenzbereich wird im Folgenden Mikro-Aquaplaning genannt und beschreibt jene Kombinationen aus Wasserhöhe und Fahrgeschwindigkeit, bei denen sowohl die Trägheitseffekte des Wassers als auch die Hystereseeigenschaften des Gummis einen entscheidenden Einfluss auf das Bremsverhalten des Reifens haben. Für die Beschreibung von reinem Aquaplaning existieren gute Modelle, wie in Kapitel 3.2 gezeigt wurde. Diese erlauben eine Berücksichtigung des Reifenprofils, vernachlässigen jedoch in aller Regel die Fahrbahntextur. Geht es, wie in diesem Fall, jedoch um die Modellierung von Wasserhöhen von wenigen Millimetern, so ist die Berücksichtigung der Fahrbahntextur zwingend erforderlich. Auf der anderen Seite existieren verschiedene Modelle zur Beschreibung von Hysteresereibung auf rauen Oberflächen. Diese berücksichtigen jedoch nicht die Wirkung der Reibkraft auf das Reifenprofil und die damit einhergehenden Änderungen in den Kontaktbedingungen. Auch Verzahnungseffekte oder der Einfluss von Profilkanten und -lamellen wurde bisher nicht direkt physikalisch modelliert. Ebenso ist die Frage nach der Relevanz von Adhäsionsreibung noch nicht abschließend beantwortet, auch wenn die Mehrheit der Forschenden hier der Meinung ist, dass sie bei nassen Bedingungen nur eine untergeordnete Rolle spielt. Als Forschungslücke ergibt sich also der in Abbildung 3.1 dargestellte Bereich des Mikro-Aquaplanings. Es beschreibt den Bereich von moderaten Wasserhöhen und mittleren bis hohen Geschwindigkeit, in dem noch kein vollständiges Aquaplaning auftritt, die Trägheitseffekte des Fluids aber dennoch nicht zu vernachlässigen sind. Gleichzeitig findet in Zone II und III Nassrei-

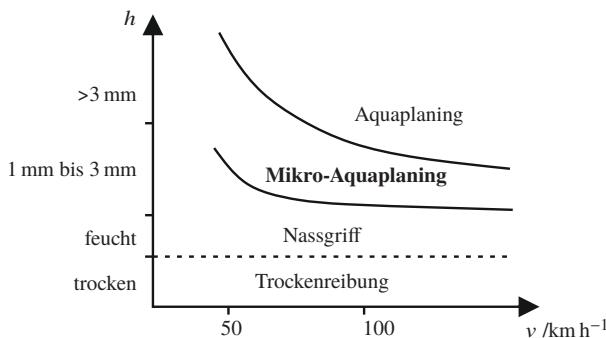


Abbildung 3.1: Abgrenzung Mikro-Aquaplaning in Abhängigkeit von Wasserhöhe h und Fahrgeschwindigkeit v .

bung statt, die hauptsächlich durch die Viskosität des Fluids und zusätzlich zur Makrotextrur auch durch die Mikrotextur der Fahrbahn beeinflusst wird. Das Reifenprofil spielt zum einen in Zone I und II bei der Verdrängung des Fluids eine Rolle, zum anderen beeinflusst es aber auch über Materialeigenschaften und geometrische Steifigkeiten in Zone II und III die Kontaktbedingungen und somit die Kraftübertragung durch Hysteresereibung. Dies wird in Kapitel 5.2 näher untersucht. Bei niedrigen Geschwindigkeiten spielt die Wasserhöhe keine Rolle, da in jedem Fall genug Zeit für die Verdrängung des Wassers zur Verfügung steht und somit Aquaplaning oder Mikro-Aquaplaning gar nicht erst auftreten. Zone I ist in diesem Fall von vernachlässigbarer Länge. Selbst bei niedrigen Geschwindigkeiten besteht jedoch hinsichtlich des Reibwertes ein deutlicher Unterschied zwischen trockener und nasser oder feuchter Fahrbahn.

4 Experimentelle Untersuchungen

In diesem Kapitel wird ein Überblick über alle experimentellen Untersuchungen gegeben, welche in Kapitel 6 zur Modellvalidierung herangezogen werden. In Abschnitt 4.2 werden die Bremsversuche am Innentrommelprüfstand (IPS) beschrieben. Mit Ihnen werden μ -Schlupf Kurven ermittelt, anhand derer die maximal übertragbaren Bremskräfte für die untersuchten Parameterkombinationen bestimmt werden. In Abschnitt 4.1 werden zunächst die untersuchten Profilgeometrien vorgestellt. In Abschnitt 4.3 wird ein neu entwickelter Testaufbau vorgestellt, mit dem der Fluiaddruck im Wasserfilm zwischen Reifen und Fahrbahn gemessen werden kann. Abschnitt 4.4 beschreibt die Vorgehensweise bei der Vermessung der Fahrbahnoberflächen. Diese Messdaten dienen später als Grundlage für die Modellierung der Fahrbahneigenschaften in den, in Kapitel 5 beschriebenen, Modellen.

4.1 Profilgeometrien

In Abbildung 4.1 sind alle in dieser Arbeit diskutierten Profilgeometrien dargestellt. Die Reifengröße beträgt für alle Reifen 245/45 R18 und die Profiltiefe 7,5 mm. Detailliertere Angaben zur Abmessungen der Profilklötzte, Negativprofilanteil und Anzahl der Klotzreihen sind in Anhang A zu finden.

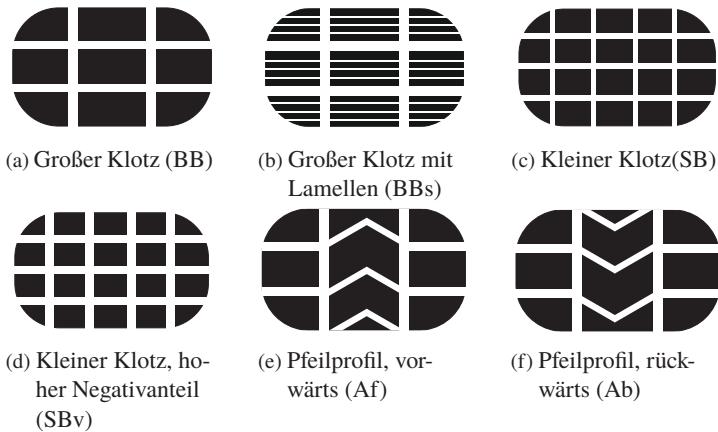


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung der in dieser Arbeit diskutierten Profilgeometrien (nach [Löw+20a]). Die Rollrichtung der Profile ist von unten nach oben auf der Seite.

4.2 Nassbremsversuche am Innentrommelprüfstand

Eine Kurzfassung dieses Kapitels ist in [Löw+21] zu finden. Die aus dem Englischen übersetzten Inhalte dieser Veröffentlichung werden in den folgenden Abschnitten teilweise übernommen. Der Innentrommelprüfstand des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik bietet die Möglichkeit, unter kontrollierten Umgebungsbedingungen Bremsversuche mit einzelnen PKW-Reifen durchzuführen. Im Folgenden wird der Prüfstandsaufbau vorgestellt und die Messprozedur sowie Messdatenauswertung diskutiert. Die Ergebnisse der Bremsversuche werden in Verbindung mit den Messungen mit dem Drucksensor in Abschnitt 4.3, beziehungsweise in Verbindung mit den Modellergebnissen aus Kapitel 5 besprochen.

Prüfstandsaufbau

Der in Abbildung 4.2 schematisch dargestellte Innentrommelprüfstand besteht aus einer Stahltrommel mit einem Innendurchmesser von 3,8 m, welche von einem elektrischen Motor angetrieben wird. Die Trommel wird mit asphaltbe-stückten Stahlkassetten oder Safety-WalkTM der Marke 3M ausgestattet. Eine genauere Beschreibung der verwendeten Beläge wird in Kapitel 4.4 gegeben. Der Reifen wird über einen Hydraulikmotor angetrieben. Radlast, Reifensturz und Schräglaufrinkel werden ebenfalls über ein hydraulisches System einge-stellt. Die resultierenden Käfte und Momente werden mit einer 6-Komponenten Messnabe erfasst und mit einer Frequenz von 100 Hz aufgezeichnet. Der Rei-feninnendruck wird während der gesamten Messung geregelt und konstant gehalten. Bei Nassmessungen wird, in Fahrtrichtung hinter dem Reifen, Was-ser auf die Fahrbahn aufgebracht. Das Wasser verteilt sich unter dem Einfluss der Fliehkräfte innerhalb einer dreiviertel Umdrehung der Trommel gleichmä-ßig auf der Fahrbahn. Durch einen kapazitiven Sensor kurz vor dem Reifen wird die Wasserhöhe gemessen und der Wasserzufluss durch eine automati-sche Regelung angepasst. Damit wird eine über den Trommelmumfang gemittelte Wasserhöhe eingestellt, lokal kann die Wasserhöhe auf den unterschiedlichen Segmenten der Fahrbahn jedoch aufgrund von Höhenschwankungen des Fahr-bahnbelages variieren. Da kapazitiv gemessen wird, beschreibt 1 mm Wasser-höhe die Wassermenge von 1 l m^{-2} . Je nach Struktur der Fahrbahn ist bei einer Wasserhöhe von 1 mm also noch kein geschlossener Wasserfilm vorhanden. Um Kalkablagerungen beim Abtrocknen der Fahrbahn zu verhindern, wird die Wasserhärte mit einer Entkalkungsanlage von etwa 20° auf unter 1° reduziert. Eine detaillierte Beschreibung des Prüfstandes ist in [Gna+95] und [Fis00] zu finden.

Messprozedur

Die Trommel rotiert mit einer konstanten Drehzahl, wobei die Bahngeschwin-digkeit der Trommel der zu untersuchenden Fahrgeschwindigkeit entspricht.

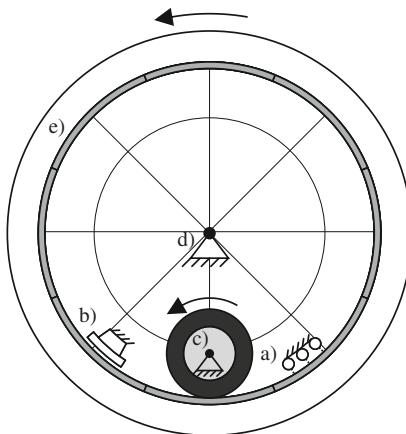


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung des Innentrommelprüfstandes mit Wasserzufuhr (a), kapazitivem Wasserhöhensensor (b), Radführung (c), Trommellager (d) und Fahrbahnbelag (e). Die Pfeile markieren die Rotationsrichtung von Trommel und Reifen [Löw+21].

Zu Beginn der Messungen wird die Fahrbahn mit einem geeigneten Reifen poliert. Dadurch wird die Griffigkeit der Fahrbahn zunächst reduziert und ändert sich im Folgenden durch die Poliereffekte während der Messungen weniger stark.

Jeder neu montierte Reifen wird mit einer elfminütigen Prozedur unter variierendem Schräglauftyp auf nasser Fahrbahn eingefahren. Nach jeder Messung wird der Reifen 30 s frei rollend gefahren, um eine Abkühlung des Laufstreifens zu ermöglichen. Um eine sogenannte Sägezahnbildung zu vermeiden [Rie68], werden die Reifen abwechselnd gebremst und angetrieben. In dieser Arbeit werden jedoch nur die Bremsmessungen ausgewertet.

Beim Bremsen wird das Rad durch den Hydraulikmotor mit einem zunehmenden Moment beaufschlagt. Dadurch erhöht sich der Bremsschlupf

$$S = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}, \quad (4.1)$$

wobei ω die Drehzahl des Reifens beschreibt und ω_0 die Drehzahl eines formschlüssig mitlaufenden Rades. Frei rollend ergibt sich somit $S=0\%$ und bei einer Bremsung mit blockiertem Rad $S=100\%$. Mit dem Reibbeiwert μ als Quotient aus Umfangs- und Normalkraft lassen sich somit μ -Schlupf-Kurven ermitteln. Die hier gemessenen μ -Schlupf-Kurven beschreiben also die auftretenden Bremskräfte bei einer konstanten Bahngeschwindigkeit der Trommel.

Während einer Messkampagne über mehrere Wochen und auch innerhalb eines Messtages ändert sich im Allgemeinen die Griffigkeit der Fahrbahn. Um den Fahrbahntrend zu ermitteln, wurden deswegen mehrmals täglich Messungen mit einem Referenzreifen durchgeführt. Dabei wird ein Serienreifen mit einer Gummilaufreifenmischung verwendet, die identisch mit der Gummilaufstreifenmischung der Testreifen ist. Die Referenzmessungen werden bei 80 km h^{-1} , 1 mm Wasserhöhe und 4875 N Radlast durchgeführt. Anhand dieser Referenzmessungen lassen sich Trends für die Griffigkeit der Fahrbahn innerhalb einzelner Tage und auch über mehrere Tage ermitteln. Durch eine Korrektur der Messergebnisse um den Anteil des Fahrbahntrends können so Messergebnisse verschiedener Tage miteinander verglichen werden, auch wenn sich die Griffigkeit der Fahrbahn zwischenzeitlich geändert hat.

Messdatenauswertung

Die mit 100 Hz aufgezeichneten Rohdaten werden zunächst nach Augustin und Unrau [van+98] um den Einfluss der Trommelkrümmung korrigiert und anschließend gefiltert, um den Einfluss von Radlastschwankungen, Fahrbahnunregelmäßigkeiten und Messungenauigkeiten auf den ermittelten maximalen Reibbeiwert zu reduzieren. Danach wird der Reibbeiwert μ als Quotient aus Umfangskraft und Radlast über dem Schlupf aufgetragen und die Magic Formula nach Pacejka für jede einzelne Messung parametriert [PB12]. Um die Sensitivität gegenüber Ausreißern und Schwingungen in den gemessenen Rohdaten zu reduzieren, wird der maximale Reibbeiwert μ_{max} aus den Parametern der Magic Formula berechnet und anschließend entsprechend des gemessenen Fahrbahntrends korrigiert, um die sich ändernde Griffigkeit der Fahrbahn zu

berücksichtigen. Um den Einfluss von Ausreißern und Messungenauigkeiten zu reduzieren, werden für jede Parameterkombination mehrere Messwiederholungen durchgeführt und anschließend der Mittelwert aus den Ergebnissen gebildet. Dieser Ablauf ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Zudem wird nach

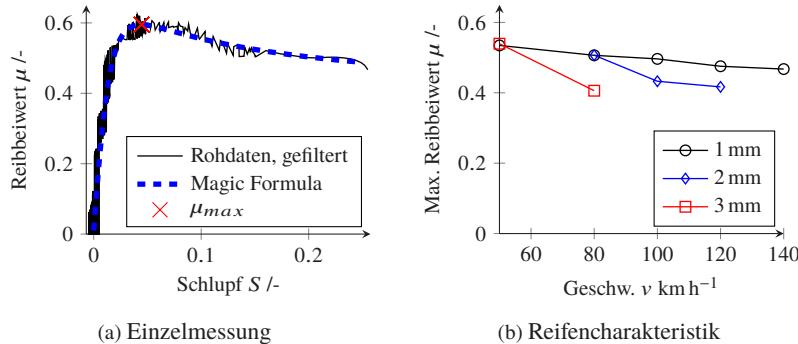


Abbildung 4.3: Gefilterte Rohdaten, Magic Formula nach Pacejka und maximaler Reibbeiwert μ_{max} (a). Aus mehreren Messwiederholungen ermittelte Reifencharakteristik für ein Profil mit den verschiedenen Wasserhöhen und Geschwindigkeiten (b).

Möglichkeit innerhalb eines Tages ein symmetrischer Testablauf gewählt, sodass etwaige lineare Trends über den Messtag durch die Mittelung automatisch entfernt werden. Insbesondere bei Messungen mit mehreren verschiedenen Reifen an einem Tag ist dieses Vorgehen jedoch nicht möglich, weswegen in diesem Fall die Trendkorrektur anhand der Referenzmessungen benötigt wird. Anzumerken ist, dass die Messungen aufgrund des hohen Durchsatzes an Frischwasser und der Verwendung einer Entkalkungsanlage am ehesten einer Messung auf der Straße nach langem Regen entsprechen, da so gut wie keine Verschmutzungen und Partikel mehr auf der Fahrbahn anzufinden sind. Dies hat nach [Per01] einen Einfluss auf den gemessenen Reibwert, da sich im Kontakt befindliche Partikel und Verschmutzungen den Reibwert reduzieren würden.

Ergebnisse

In Abbildung 4.4 und 4.5 sind die Messergebnisse für die verschiedenen Profile bei 80 km h^{-1} bis 120 km h^{-1} und Wasserhöhen von 1 mm und 2 mm dargestellt. Im Zuge der Modellvalidierung in Kapitel 6 und bei der Diskussion der Fluiddruckmessungen in Abschnitt 4.3 werden weitere Messergebnisse diskutiert. Die Fehlerbalken markieren die Standardabweichung innerhalb der Messwiederholungen bei einer Parameterkombination. Profil BB und SB zeigen sowohl

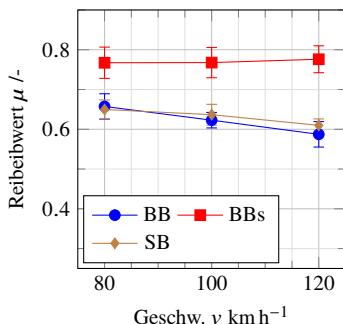


Abbildung 4.4: Maximaler Reibwert μ bei 1 mm Wasserhöhe auf Asphalt.

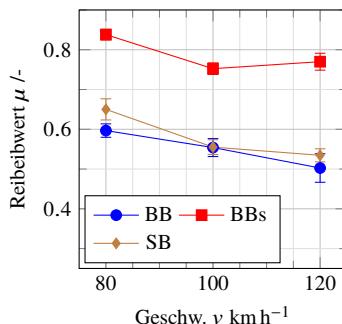


Abbildung 4.5: Maximaler Reibwert μ bei 2 mm Wasserhöhe auf Asphalt.

mit zunehmender Geschwindigkeit als auch mit zunehmender Wasserhöhe einen Abfall des Reibwertes. Insbesondere der abnehmende Reibwert bei zunehmender Wasserhöhe muss auf die Trägheit des Wassers zurückzuführen sein. Diesen Effekt zu modellieren ist das Ziel des in Kapitel 5.1 vorgestellten Modells der Wasserverdrängung. Bei Profil BBs fällt der extrem hohe Reibwert im Vergleich zu den unlamellierten Profilen auf. Auch scheint der Abfall über Geschwindigkeit und Wasserhöhe niedriger zu sein als bei den Profilen BB und SB. Dieser Effekt lässt sich nicht alleine durch die Trägheit des Wassers erklären, sondern hier muss auch die Viskosität des Wassers eine Rolle spielen. Die Effekte der Fluidviskosität zu beschreiben ist das Ziel des Modells aus Kapitel 5.2. Dabei werden insbesondere auch die unterschiedlichen geometrischen Steifigkeiten der Profile eine Rolle spielen. Die Messergebnisse dienen

an dieser Stelle nur als Motivation für die Modellbildung und werden später im Zuge der Modellvalidierung ausführlicher diskutiert.

4.3 Messung des Fluiaddrucks

Zur quantitativen Bestimmung des Fluiaddrucks im Wasserfilm zwischen Fahrbahn und Reifen wurde im Rahmen dieser Arbeit ein neues Messverfahren konzipiert und realisiert. Der in diesem Kapitel vorgestellte Messaufbau und die Ergebnisse wurden bereits in [Löw+20a] veröffentlicht. In den folgenden Abschnitten werden die aus dem Englischen übersetzten Inhalte dieser Veröffentlichung größtenteils übernommen und in einzelnen Punkten ergänzt. Bei Abbildungen aus [Löw+20a] wurden die Beschriftungen ins Deutsche übersetzt.

Im Übergangsbereich zwischen reinem Nassgriff und Aquaplaning wird das Reibwertniveau unter anderem durch das Reifenprofil, die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Wasserhöhe signifikant beeinflusst. Das Wasser zwischen Reifen und Fahrbahn muss ausgequetscht werden, um Kontakt herzustellen. Obwohl kein vollständiges Aquaplaning stattfindet, d. h. der Wasserfilm den Reifen nicht vollständig von der Straße trennt, kann das Reibwertniveau bereits deutlich reduziert werden [Gna+96; Kul90]. Nach dem 3-Zonenmodell [Moo75] wird dies durch eine längere Quetschfilmzone (Zone II) verursacht. Insbesondere bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten ist zu erwarten, dass die Trägheitskräfte des Fluids einen signifikanten Einfluss auf den Auspressvorgang haben, wie von BATHELT in [Bat71, S. 31] gezeigt wurde.

In [NT14] wird Aquaplaning für eine Wasserhöhe von 8 mm detektiert, indem die Signale von Beschleunigungssensoren, welche auf dem Innenliner der Reifenkarkasse montiert sind, mit den Daten einer Hochgeschwindigkeitskamera verglichen werden, die den Fußabdruck durch eine Glasplatte beobachtet. Das Beschleunigungssignal lässt jedoch keinen direkten Rückschluss auf den Fluiiddruck zu und die Wasserhöhe von 8 mm liegt bereits im Bereich des vollen

Aquaplanings. Daher wird hier ein neuer Messaufbau vorgestellt, der auch bei relativ niedrigen Wasserhöhen von einigen Millimetern eine direkte Messung des Fluiddrucks erlaubt.

Für volles Aquaplaning werden mittlere Fluiddrücke in Höhe des Reifeninnendrucks erwartet, da kein Kontakt mehr mit der Fahrbahn besteht und somit die gesamte Radlast vom Wasserfilm getragen werden muss. Für Wasserhöhen und Fahrgeschwindigkeiten unterhalb von Aquaplaning sind somit Fluiddrücke zu erwarten, welche kleiner als der Reifeninnendruck sind.

Messaufbau

Mit piezoelektrischen Sensoren ist die Messung von Drücken mit einer sehr großen Abtastfrequenz möglich. Dadurch kann auch der hochdynamische Vorgang des Auftreffens einzelner Profilsegmente auf der Fahrbahn erfasst und zeitlich aufgelöst werden. Der hier verwendete piezoelektrische Drucksensor ist horizontal in einem Schlitten montiert, welcher von einer in die Fahrbahn integrierten Halterung gehalten wird. Abbildung 4.6 zeigt den Aufbau, bestehend aus der Telemetrieinheit und der in die Asphaltfahrbahn eingebetteten Sensorseinheit. Die Halterung des Sensors hat eine Breite von 20 mm. Zusammen mit den Fugen ist die Asphaltoberfläche in Fahrtrichtung für eine Strecke von ca. 25 mm unterbrochen. Die Telemetrieinheit überträgt die Daten aus der rotierenden Trommel. Der Schlitten, der unterhalb des Stahldeckels angeordnet ist, ermöglicht eine laterale Verschiebung des Sensors. Durch eine Öffnung in der Stahlabdeckung steht das Fluid mit dem integrierten Drucksensor in Kontakt. Wird der Schlitten mit dem Sensor lateral verschoben, so muss eine andere Blende mit entsprechend lateral versetzter Bohrung verwendet werden. Wenn der Reifen über die Stahlabdeckung über dem Sensor rollt, steigt der Fluiddruck vor dem Sensor. Der piezoelektrische Sensor S112A22 von PCB Synotech™ arbeitet in einem Messbereich von $\pm 3,5$ bar und mit einer Messfrequenz von 50 kHz. Die rotierende Senderseite des datatel™-Telemetriesystems besteht aus einer Stromversorgung für den Sensor, einem Spannungs-Frequenz-Wandler und einem Hochfrequenz-Modulator. Die stationäre Empfängerseite setzt sich

aus einem Hochfrequenz-Demodulator, einem Frequenz-Spannungswandler und einem Ausgangsverstärker zusammen.

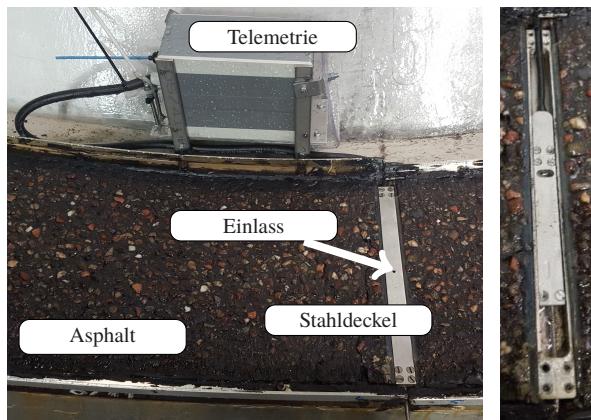


Abbildung 4.6: Eingebauter Messaufbau mit Drucksensor, Telemetrieinheit und Asphaltbelag (links). Sensor ohne Deckel (rechts) [Löw+20a].

Messprozedur

Das Drucksignal wird für jede Parameterkombination aus Geschwindigkeit, Wasserhöhe und Reifenprofil für 30 s mit einem frei rollenden Reifen aufgezeichnet. Die Position der Trommel wird parallel zum Drucksignal aufgezeichnet. Die Messungen werden bei einer Radlast von 4875 N und einem Reifeninnendruck von 2,1 bar durchgeführt. Die untersuchten Wasserhöhen liegen bei 1 mm bis 3 mm und die untersuchten Geschwindigkeiten bei 30 km h^{-1} bis 120 km h^{-1} . Wasserhöhe, Geschwindigkeit, Radlast und Reifeninnendruck werden während der einzelnen Messungen konstant gehalten.

Messdatenauswertung

Die gemessenen Druckwerte werden der entsprechenden Trommelposition zugeordnet und das resultierende Signal des Drucks über der Trommelposition wird anschließend gefiltert. Abbildung 4.7 zeigt exemplarisch ein gefiltertes Drucksignal, gemessen bei 2 mm Wasserhöhe und 100 km h^{-1} mit Profil BB. Es lässt sich ein steiler Anstieg des Drucks beobachten, sobald der Sensor

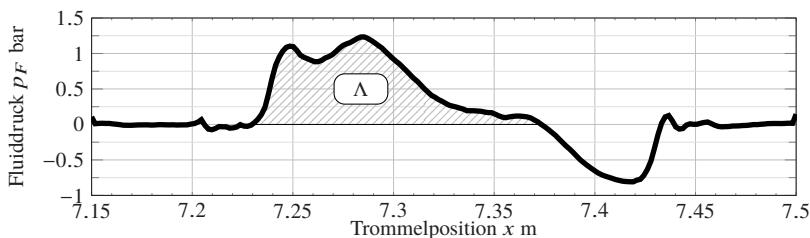


Abbildung 4.7: Gefiltertes und über mehrere Überrollungen gemitteltes Drucksignal, gemessen für große Klötze bei 2 mm Wasserhöhe und 100 km h^{-1} Fahrgeschwindigkeit (nach [Löw+20a])

in die Reifenaufstandsfläche eintritt. Nach dem Maximum nimmt der Druck gegen Null ab und erreicht einen Bereich mit Unterdruck, wenn die Lauffläche am hinteren Ende der Reifenaufstandsfläche von der Straße abgehoben wird.

Durch den hohen Wasserdruck entstehen mit der Zeit Leckagen, sowohl in den Fügestellen zwischen Stahlschiene und Asphalt, als auch im Übergang zwischen Asphalt und seitliche Begrenzungsschienen. Die Absolutwerte der einzelnen Drucksignale sind daher für die verschiedenen Parameter schwierig zu interpretieren und zu vergleichen. Zudem verfälscht der Messaufbau den Fluiddruck durch die, im Vergleich zu einer ungestörten Fahrbahn ohne Messaufbau, geänderte Textur der Oberfläche. Um die Testergebnisse für verschiedene Wasserhöhen, Geschwindigkeiten und Profile zu vergleichen, wird eine skalare Größe abgeleitet, welche das Drucksignal charakterisiert und einen Vergleich mit den Ergebnissen von Bremsversuchen ermöglicht. Diese neue Größe Λ wird durch die schraffierte Fläche in Abbildung 4.7 definiert.

Eine detaillierte Herleitung und Motivation von Λ und deren Zusammenhang mit Reibkräften wird im folgenden Absatz gegeben.

Es wird davon ausgegangen, dass die Radlast von den Rauheitsspitzen der Fahrbahn, welche den Fluidfilm durchdringen, und dem Fluidfilm selbst getragen wird. Da die viskose Reibung zwischen Fluid und Gummi wesentlich geringer ist als die Reibung zwischen Fahrbahn und Gummi, wird die viskose Reibung vernachlässigt. Somit lässt sich, unter der vereinfachenden Annahme, dass der Reibwert überall im Kontaktbereich gleich sei

$$\mu = \mu_{wet} \frac{F_C}{F_L} = \mu_{wet} \frac{F_L - F_F}{F_L} = \mu_{wet} \left(1 - \frac{F_F}{F_L} \right) \quad (4.2)$$

schreiben. μ_{wet} beschreibt den Referenz-Reibbeiwert für eine feuchte Strecke ohne Trägheitseffekte des Fluids. F_L ist die Radlast und F_C ist der Anteil der Radlast, welcher von der Fahrbahn getragen wird. Da Fluid und Fahrbahn zusammen die Radlast tragen müssen, gilt $F_C = F_L - F_F$, wobei F_F der Traganteil des Fluids ist. Für ein unendlich kleines Druckmessgerät, das die Bedingungen im Fluidfilm nicht stört, lässt sich

$$F_F = \int p_F(x, y) dA_{cp} = \bar{p}_F \cdot A_{cp} \quad (4.3)$$

schreiben, mit dem mittleren Fluiaddruck \bar{p}_F und der Größe der Reifenaufstandsfläche A_{cp} . $p_F(x, y)$ beschreibt den lokalen Fluiaddruck innerhalb der Kontaktfläche. Wo Kontakt hergestellt wird, wird von $p_F(x, y) = 0$ ausgegangen, daher kann über die gesamte Kontaktfläche A_{cp} integriert werden und nicht nur über den Teil, der von Wasser bedeckt ist. Die Radlast wird näherungsweise durch

$$F_L = \int p_i(x, y) dA_{cp} = \bar{p}_i \cdot A_{cp} \quad (4.4)$$

beschrieben, mit dem mittleren Reifeninnendruck \bar{p}_i . Dies führt zu

$$\frac{F_F}{F_L} = \frac{\bar{p}_F}{\bar{p}_i}. \quad (4.5)$$

\bar{p}_i wird während der Tests konstant gehalten. Der mittlere Fluiaddruck wird aus dem gemessenen Drucksignal (siehe Abbildung 4.7) berechnet, und zwar nach

$$\bar{p}_F = \frac{1}{l_{cp}} \int p_F dl_{cp}, \quad (4.6)$$

wobei l_{cp} die Länge der Reifenaufstandsfläche beschreibt. Die zugrunde liegende Annahme ist, dass der in der Mittellinie der Kontaktfläche gemessene Fluiaddruck repräsentativ für die gesamte Reifenaufstandsfläche ist. Bei vollem Aquaplaning entspricht der Fluiaddruck in der gesamten Reifenaufstandsfläche näherungsweise dem Reifeninnendruck. Bei den hier getesteten kleinen Wasserhöhen wird die Reduzierung der übertragbaren Bremskräfte jedoch hauptsächlich durch Fluidträgeitseffekte im vorderen Teil der Reifenaufstandsfläche verursacht. Am Ende der Reifenaufstandsfläche werden die Profilklötzte von der Stahlabdeckung abgehoben und es ist nicht zu erwarten, dass der resultierende Unterdruck derselbe ist wie auf einer ungestörten Asphaltfahrbahn ohne Sensor. Daher wird $p_F = 0$ angenommen, wenn der gemessene Druck negativ ist. Der Überdruck im vorderen Bereich wird hingegen bei einem höheren Wasserfilm gemessen und wird daher weniger durch den Messaufbau mit glattem Stahldeckel verfälscht. Unter diesen Annahmen (Gleichung (4.2) und (4.5)) ist der Reibwert vereinfacht

$$\mu = \mu_{wet} \left(1 - \overbrace{\frac{\bar{p}_F}{\bar{p}_i}}^{\Lambda} \right) \quad (4.7)$$

mit dem Verlustterm

$$\Lambda = \frac{\bar{p}_F}{\bar{p}_i}. \quad (4.8)$$

Dieser beschreibt die schraffierte Fläche in Abbildung 4.7, normalisiert mit der Fläche, die für volles Aquaplaning erwartet wird. Da der Absolutwert von Λ stark durch die in Abbildung 4.6 gezeigte Konstruktion von Schlitten, Halterung und Abdeckung beeinflusst wird, wird im Folgenden untersucht, wie sich der Fluiddruck und die Reibungskoeffizienten mit der Wasserhöhe und Fahrgeschwindigkeit ändern. Der Absolutwert von μ wird durch die Rauheit der Fahrbahn auf verschiedenen Längenskalen [Per01], die Gummieigenschaften und die Temperatur bestimmt. Basierend auf Gleichung 4.7, wird die Änderung von μ normiert mit μ_{wet} berechnet, welche durch die Gradienten

$$\overbrace{\frac{\partial \Lambda_v}{\partial v}}^{\partial \Lambda_v} = - \overbrace{\frac{1}{\mu_{wet}} \frac{\partial \mu}{\partial v}}^{\partial \mu_v}, \quad (4.9)$$

$$\overbrace{\frac{\partial \Lambda_h}{\partial h}}^{\partial \Lambda_h} = - \overbrace{\frac{1}{\mu_{wet}} \frac{\partial \mu}{\partial h}}^{\partial \mu_h}. \quad (4.10)$$

beschrieben wird. Sie beschreiben, wie stark eine Änderung der untersuchten Parameter das Drucksignal beeinflusst und ermöglichen einen Vergleich mit den beim Bremsen gemessenen Reibkräften. Dies gilt nur, wenn das Reibwertniveau vollständig durch die Trägheit des Fluids bestimmt wird. Temperatur, Nassreibungseffekte und viele weitere Effekte beeinflussen die maximale Reibungskraft, es wird jedoch nicht erwartet, dass sie direkt mit dem Fluiddruck korreliert sind. Gleichungen 4.9 und 4.10 stellen eine Arbeitshypothese dar, die mit den Ergebnissen der Bremsversuche überprüft werden soll. Selbst wenn keine Korrelation zwischen μ und Λ gegeben ist, beschreiben $\partial \Lambda_v$ und $\partial \Lambda_h$ physikalisch sinnvolle skalare Größen, anhand derer die bei verschiedenen Parametern gemessenen Drucksignale unabhängig von der Berücksichtigung von Bremskräften miteinander verglichen werden können. Zunächst werden die mit

verschiedenen Profilen gemessenen Drucksignale diskutiert. Danach werden die Werte von $\partial\mu_v$, $\partial\mu_h$, $\partial\Lambda_v$ und $\partial\Lambda_h$ miteinander verglichen um den Einfluss des Fluiddrucks auf die Bremsleistung zu untersuchen.

Bei jeder Messung wird der Sensor mehrmals überrollt. Tabelle 4.1 zeigt die mittlere Standardabweichung von Λ während der aufeinanderfolgenden Überrollungen für alle Profile aus [Löw+20a] in Abhängigkeit der Geschwindigkeit v und der Wasserhöhe h . Hier wird jedoch nur eine Auswahl der Profile diskutiert. Bei jeder Trommelumdrehung kann sich der Sensor entweder unter einem Profilklotz oder unter einer Rille des Reifens befinden. Unter der Mitte eines Profilklotzes ist ein wesentlich größerer Fluiddruck zu erwarten als am Rand oder sogar unter einer Rille, was die relativ großen Abweichungen zwischen den aufeinanderfolgenden Überrollungen erklärt. Die relative Standardabweichung ist besonders groß für kleine Geschwindigkeiten und Wasserhöhen, bei denen der gemessene Fluiddruck klein ist. Aufgrund der niedrigen gemessenen Absolutdrücke führen dort schon kleine absolute Differenzen zwischen den einzelnen Überrollungen zu großen Standardabweichungen, obwohl die Variation in den Abweichungen in den Absolutwerten nicht größer sind als bei den Messungen bei großen Wasserhöhen und Geschwindigkeiten. Abhängig von der Fahrgeschwindigkeit wurden für jede Parameterkombination mindestens 40 Überrollungen gemessen. Daher kann davon ausgegangen werden, dass der aus allen Überrollungen gemittelte Wert von Λ , trotz der relativ großen Standardabweichung, ein valider Parameter zur Beschreibung des Fluiddrucks ist. Für jede Wasserhöhe wird eine lineare Regression für die Werte von Λ

Tabelle 4.1: Mittlere Standardabweichung des Verlustterms Λ in % bei verschiedenen Wasserhöhen h und Geschwindigkeiten v für alle Profile aus [Löw+20a].

	$v / \text{km h}^{-1}$				
	30	50	80	100	120
h / mm	1	2	3		
1	46,71	33,66	30,51	27,89	25,07
2	15,52	8,79	7,34	14,01	-
3	18,25	5,91	-	-	-

berechnet. Anhand der Steigung der Regressionsgeraden wird mit Gleichung 4.9 der Gradient $\partial\Lambda_v$ berechnet. Das Ergebnis ist in Abbildung 4.8 dargestellt. Die Berechnung von $\partial\Lambda_h$ erfolgt analog. Die Berechnung der Gradienten ist

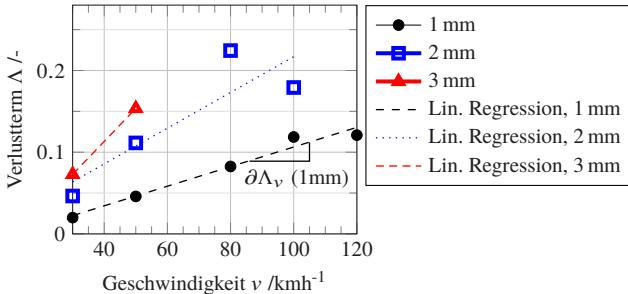
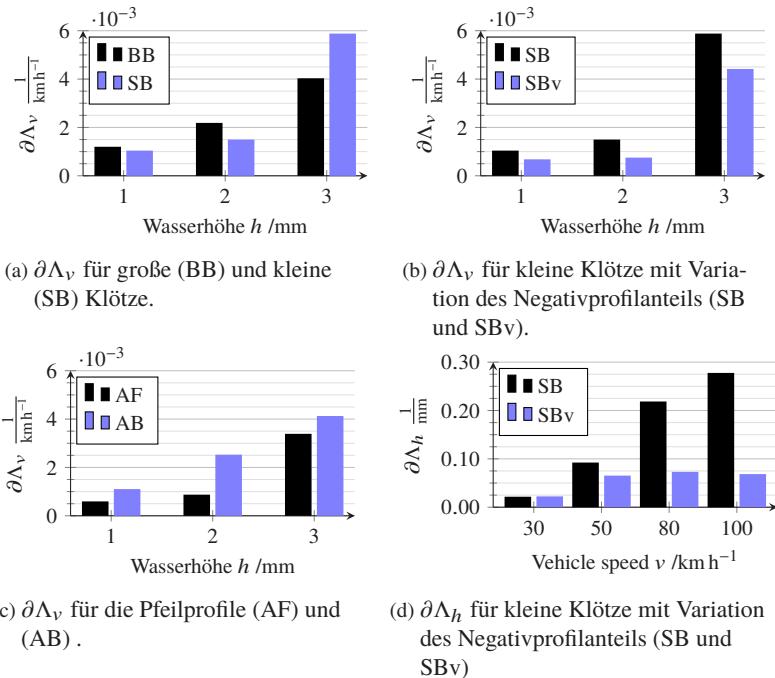


Abbildung 4.8: Verlustterm Λ für Profil BB mit den Regressionsgeraden über die Geschwindigkeit v und dem Gradienten $\partial\Lambda_v$ für 1 mm Wasserhöhe [Löw+20a].

empfindlich gegenüber Ausreißern, wenn wenige Datenpunkte vorhanden sind, wie bei 3 mm Wasserhöhe. Da jedoch jeder der in Abbildung 4.8 dargestellten Werte für Λ als Mittelwert von mindestens 40 Überrollungen ermittelt wurde, werden im Folgenden auch jene Gradienten ausgewertet, welche nur mit zwei Geschwindigkeiten oder Wasserhöhen berechnet wurden. Tabelle 4.2 zeigt die Parameter bei denen die Messungen durchgeführt wurden.

Tabelle 4.2: Untersuchte Wasserhöhen und Geschwindigkeiten.

	h / mm	v / kmh $^{-1}$
1		30, 50, 80, 100, 120
2		30, 50, 80, 100
3		30, 50

Abbildung 4.9: Paarweiser Vergleich der Gradienten $\partial\Lambda_v$ und $\partial\Lambda_h$ [Löw+20a].

Ergebnisse

Der Vergleich zwischen großen und kleinen Blöcken in Abbildung 4.9a zeigt einen etwas niedrigeren Wert von $\partial\Lambda_v$ für die kleinen Blöcke bei 1 mm und 2 mm. Der Weg des Fluids bis zur nächsten Rille ist bei den kleineren Blöcken kürzer und die Rillenkapazität reicht aus, um das Fluid unter den benachbarten Blöcken aufzunehmen. Bei 3 mm beginnen sich die Rillen zu füllen. Da die Rillen zwischen den großen Blöcken sehr viel breiter sind als jene zwischen den kleinen Blöcken, kann hier die bessere Entwässerung der gesamten Reifenumfangsrillen den größeren Auspressweg

für die großen Blöcke überkompensieren. Daher steigt $\partial\Lambda_v$ für die kleinen Blöcke sehr viel stärker an.

In Abbildung 4.9b werden kleine Blöcke mit unterschiedlichen Negativprofilanteilen verglichen (SB: 18,20 %, SBv: 25,17 %). Die Blockgröße ändert sich ebenfalls leicht, dies wird an dieser Stelle jedoch vernachlässigt. Bei allen Wasserhöhen führt der höhere Negativanteil zu einem kleineren Wert von $\partial\Lambda_v$. Auch beim höheren Negativprofilanteil scheinen die Rillen bei 3 mm vollzulaufen, da auch hier der Unterschied zwischen 2 mm und 3 mm viel größer ist als jener zwischen 1 mm und 2 mm.

Abbildung 4.9c zeigt die Ergebnisse für das Pfeilprofil, einmal vorwärts (AF) und einmal (AB) rückwärts. Erwartungsgemäß ist $\partial\Lambda_v$ bei der Vorwärtsorientierung kleiner, da das Wasser von der Mitte der Kontaktfläche nach außen transportiert wird. Dies führt sowohl zu einer besseren Entwässerung der einzelnen Profilklotze als auch zu einer besseren Entwässerung der gesamten Reifenaufstandsfläche und somit zu einem geringeren Druckaufbau. Der Unterschied ist bei 2 mm besonders groß. Dies ist die Wasserhöhe, bei der die Rillen beginnen, sich zu füllen.

Der Gradient über die Wasserhöhe $\partial\Lambda_h$ wurde ebenfalls untersucht. Da nur drei verschiedene Wasserhöhen gemessen wurden, stehen zur Ermittlung von $\partial\Lambda_h$ jedoch weniger Messpunkte zur Verfügung. Daher ist dieser Wert empfindlicher gegenüber Ausreißern. In Abbildung 4.9d sind die Gradienten für kleine Blöcke bei einer Variation des Negativprofilanteils dargestellt. Der Einfluss der Wasserhöhe ist bei 30 km h^{-1} eher gering. Bei höheren Geschwindigkeiten nimmt der Einfluss der Wasserhöhe für Profil SB stark zu, was sich durch das Volllaufen der Rillen erklären lässt. Profil SBv ist bei höheren Geschwindigkeiten weniger empfindlich gegenüber der Wasserhöhe, da hier die Rillen noch nicht vollzulaufen scheinen. Bei 80 km h^{-1} bis 100 km h^{-1} wird $\partial\Lambda_h$ mit den Werten von 1 mm und 2 mm berechnet. Bei niedrigem Negativprofilanteil ist dies der Punkt, an dem die Rillen beginnen sich zu füllen, daher ist hier ein starker Einfluss der Wasserhöhe erkennbar. Bei hohem Negativprofilanteil beginnen sich die Rillen noch nicht zu füllen, daher ist der Einfluss der Was-

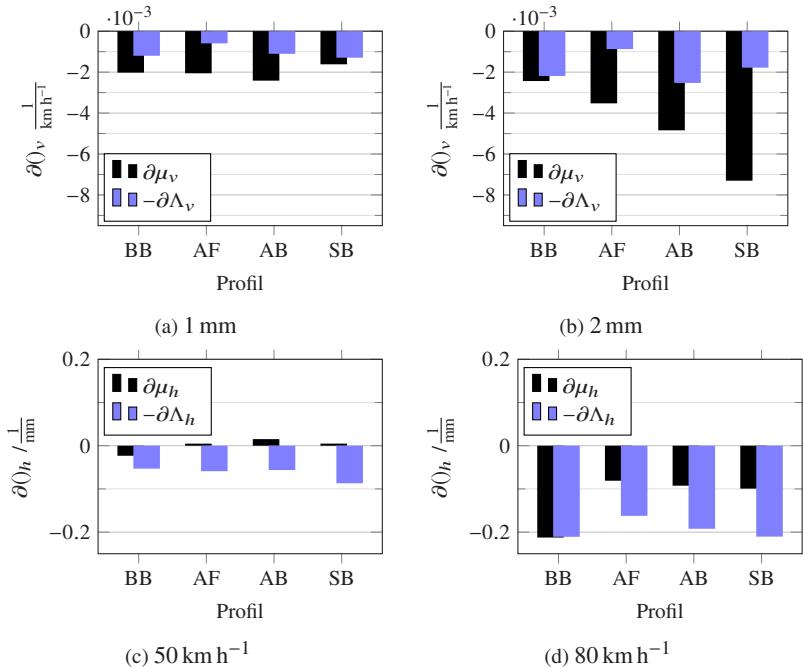


Abbildung 4.10: Vergleich zwischen den Gradienten des Verlustterms $\partial\Lambda_v$, $\partial\Lambda_h$ und den Gradienten des Reibwertes $\partial\mu_v$, $\partial\mu_h$ (nach [Löw+20a]).

serhöhe viel geringer. Dennoch sind die Rillen bei beiden Profilen bei 3 mm gefüllt, was den starken Anstieg von $\partial\Lambda_v$ verursacht, der in Abbildung 4.9b gezeigt wird.

In Abbildung 4.10a und 4.10b werden die Gradienten von μ und Λ über die Geschwindigkeit v bei einer Wasserhöhe von 1 mm bzw. 2 mm für vier verschiedene Profile miteinander verglichen. Das negative Vorzeichen für $\partial\Lambda_v$ ist in Gleichung 4.9 und für $\partial\Lambda_h$ in Gleichung 4.10 motiviert. $\partial\mu_v$ ist für beide Wasserhöhen viel größer als $\partial\Lambda_v$. Demzufolge lässt sich der Abfall von μ nicht vollständig mit dem zunehmenden Fluiaddruck in der Reifenaufstandsfläche erklären. Bei eher geringen Wasserhöhen von 1 mm bis 2 mm können Effekte

wie höhere absolute Schlupfgeschwindigkeit oder höhere Reifentemperaturen für die Abnahme von μ bei höheren Geschwindigkeiten relevanter sein als die Wasserdichte. Andererseits wird der Fluiddruck durch die Stahlabdeckung gemessen, die wie eine Blende wirkt. Mit zunehmender Geschwindigkeit werden die durch die Blende verursachten Verluste größer. Es lässt sich nicht ausschließen, dass $\partial\Lambda_v$ durch die vom Versuchsaufbau verursachten Druckverluste reduziert und daher unterschätzt wird. Die realen Fluiddrücke auf einer ungestörten Fahrbahn könnten wesentlich höher sein, insbesondere bei hohen Geschwindigkeiten.

Abbildung 4.10c und 4.10d zeigen die Gradienten von μ und Λ über der Wasserdichte h bei Geschwindigkeiten von 50 km h^{-1} bzw. 80 km h^{-1} . Bei 50 km h^{-1} ist der Einfluss von h auf μ sehr gering und bei einigen Profilen führt eine zunehmende Wasserdichte sogar zu einem höheren Reibwert-Niveau. Dies könnte durch die kühlende Wirkung des Wassers erklärt werden, da eine reduzierte Gummitemperatur einen größeren Beitrag der Hysteresereibung bewirken kann. Dennoch ist ein kleiner Einfluss der Wasserdichte h auf Λ erkennbar. Der kleine Druckaufbau, der mit dem Testaufbau erfasst wird, findet im vorderen Teil der Reifenaufstandsfläche statt (siehe Abbildung 4.7), wo aufgrund der kleinen lokalen Schlupfwerte [Moo75, S.45] noch kaum Bremskräfte übertragen werden. Deswegen hat er auch kaum einen Einfluss auf die übertragbaren Bremskräfte.

Für 80 km h^{-1} sind die Werte von $\partial\Lambda_h$ und $\partial\mu_h$ viel größer. Das Auspressen des Fluids muss in kürzerer Zeit erfolgen und der Druckaufbau ist groß genug, um die übertragbaren Bremskräfte bei größeren Wasserdichten deutlich zu reduzieren. Verluste durch die Blende sind hier nicht relevant, da $\partial\Lambda_h$ bei konstanter Geschwindigkeit gemessen wird und die Verluste weniger von der Wasserdichte abhängen als von der Geschwindigkeit. Die Verluste sind somit bei den verschiedenen Wasserdichten sehr ähnlich und verfälschen das Ergebnis daher nicht so stark, wie bei der Ermittlung von $\partial\Lambda_v$. Da die Werte von $\partial\Lambda_h$ noch höher sind als die Werte von $\partial\mu_h$, scheinen Trägheitseffekte den Großteil der Unterschiede zwischen den verschiedenen Wasserdichten zu erklären. Bei konstanter Fahrgeschwindigkeit sind Temperatur, Schlupfgeschwindigkeit und

andere Effekte relativ konstant und werden daher zumindest größtenteils durch die, in Gleichung 4.7 eingeführte, Normalisierung von μ mit μ_{wet} kompensiert. $\partial\Lambda_h$ ist größer als $\partial\mu_h$, was Sinn ergibt, da der größte Teil des Druckaufbaus im vorderen Teil der Reifenaufstandsfläche stattfindet, während der Großteil der Bremskräfte im hinteren Teil der Aufstandsfläche übertragen wird. Der Einfluss von Λ auf μ sollte daher immer kleiner sein als in Gleichung 4.7 postuliert.

Die Unterschiede zwischen den einzelnen Profilen werden hier nicht diskutiert, da zu viele zusätzliche Effekte die Ergebnisse der Bremsversuche für die verschiedenen Profile beeinflussen, die nicht mit den Trägheitseffekten des Fluids erklärt werden können.

Zusammenfassung

Anhand des neu entwickelten Messaufbaus lässt sich der Einfluss von Profil, Wasserhöhe und Fahrzeuggeschwindigkeit auf den Druckaufbau im Fluidfilm zwischen Reifen und einer Asphaltbahn untersuchen. Dieser direkte Einblick in die Reifenaufstandsfläche beim Nassbremsen ist neu und, soweit es dem Autor bekannt ist, in dieser Form erstmals in [Löw+20a] veröffentlicht.

Vergleicht man den Fluideindruck, bzw. die daraus abgeleiteten Kenngrößen $\partial\Lambda_h$ und $\partial\mu_h$ für verschiedene Parameter, so sind die Ergebnisse in sich schlüssig und entsprechen den Erwartungen. Mit steigender Geschwindigkeit und mit steigenden Wasserhöhen steigt auch der Fluideindruck. Außerdem lässt sich bei den Profilvergleichen der Einfluss von Blockgröße, Negativprofilanteil und auch Profilorientierung beobachten. Bei der Korrelation mit den Reibbeiwerten von gebremsten Rädern kann bei der Geschwindigkeitsabhängigkeit keine abschließende Aussage getroffen werden, da davon auszugehen ist, dass der Messaufbau das Ergebnis verfälscht. Bei 50 km h^{-1} ist noch kein Einfluss der Fluidträgkeit auf die Bremskräfte erkennbar. Bei 80 km h^{-1} wird jedoch schon ein Zusammenhang zwischen beiden Größen sichtbar.

Bezogen auf Mikro-Aquaplaning lässt sich aus den Ergebnissen folgern, dass die mit dem Sensor messbaren Trägheitseffekte des Fluids insbesondere bei hohen Geschwindigkeiten und Wasserhöhen einen großen Anteil an der Reduktion der beim Bremsen maximal übertragbaren Kräfte haben. Zur vollständigen Beschreibung des in Abbildung 3.1 dargestellten Mikro-Aquaplanings werden jedoch weitere Mechanismen benötigt, die beispielsweise die Viskosität des Wassers und das Verhalten der verwendeten Profile unter Schubbeanspruchung berücksichtigen.

4.4 Fahrbahnvermessungen

Im Rahmen dieser Arbeit wurden zwei verschiedene Fahrbahnbeläge verwendet, ein 0/11er Asphaltbelag und ein Safety-WalkTM der Marke 3M. In Kapitel 5.1 werden die Fahrbahneigenschaften durch die Verwendung der Abbott-Firestone-Kurve im Modell berücksichtigt. In 5.2 wird ein dreidimensionaler Abdruck der Fahrbahnoberfläche als Eingabe für das Modell verwendet. Dazu wurden die Oberflächen der Beläge mit einem Laser vermessen. Die Auflösung beträgt hierbei 10 µm in Fahrtrichtung und 60 µm quer zur Fahrtrichtung. Aus diesen Messungen wurde die ABBOTT-Kurve in Abbildung 2.4 berechnet. Abbildung 4.11 zeigt je ein 20 mm x 20 mm großes Segment der Fahrbahnbeläge. Für Asphalt sind deutlich einzelne Steinchen und Vertiefungen in der Fahrbahn erkennbar.

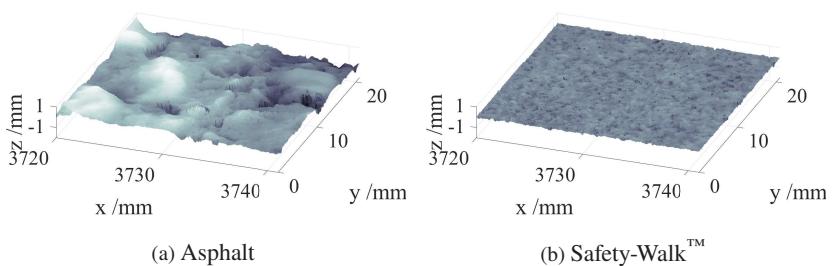


Abbildung 4.11: Dreidimensionales Abbild der Fahrbahnoberflächen mit einer Größe von 20 mmx20 mm [Löw+20b].

5 Modell

Wie in Kapitel 2 beschrieben, sind für das hier untersuchte Mikro-Aquaplaning sowohl die Massenträgheit als auch die Viskosität des Fluids von Bedeutung. Um die Komplexität des Modells zu reduzieren, werden die beiden Effekte zunächst in separaten Modellen abgebildet und später über eine geeignete Kopplung der beiden Modelle wieder zusammengeführt. In Abbildung 5.1 ist die Kontaktzone zwischen Reifen und wasserbedeckter Fahrbahn schematisch dargestellt. Der Kontaktbereich wird in zwei Zonen unterteilt. Dabei umfasst die hier eingeführte Zone II die aus der Literatur bekannten Zonen II und III (siehe Kapitel 3.1). Eine weitere Unterteilung dieses Bereiches ist in dieser Arbeit nicht notwendig, wie in der Modellbildung in Kapitel 5 deutlich werden wird. In Zone I ist der Reifen durch einen geschlossenen Wasserfilm von der

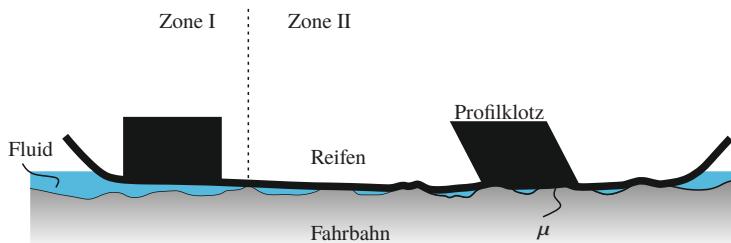


Abbildung 5.1: 2 Zonen Modell der Reifenaufstandsfläche bei (teilweise) wasserbedeckter Fahrbahn.

Fahrbahn getrennt. In dieser Zone werden keine nennenswerten Bremskräfte übertragen. Durch die auf den Reifen wirkende Radlast wird das Wasser aus dem Kontaktbereich verdrängt. Dieser Prozess wird aufgrund der relative hohen Wasserhöhe von 1 mm bis 3 mm hauptsächlich durch die Trägheitseffekte

des Wassers bestimmt [Bat71, S. 31]. Bei hinreichend hohen Wasserhöhen, re-spektive Fahrgeschwindigkeiten kann sich Zone I über die gesamte Länge der Reifenaufstandsfläche erstrecken. In diesem Fall spricht man von Aquaplaning.

Zone II beginnt, wenn der Reifen mit der ersten Rauheitsspitze der Fahrbahn in Kontakt kommt. Im Kontaktbereich zwischen den einzelnen Rauheitsspitzen und Reifen verbleibt zunächst ein dünner Restwasserfilm. Durch die lokale Flächenpressung wird dieser Restwasserfilm im Laufe der Zeit ausgequetscht. Dabei ist aufgrund der niedrigen Filmdicke von $<0,1$ mm das viskose Ausquetschen des Wassers der entscheidende Faktor. Mit fortschreitender Zeit wird auf immer kleineren Längenskalen Kontakt zwischen Gummi und Fahrbahn etabliert. Auf diesen Längenskalen werden dann hauptsächlich durch den Mechanismus der Hysteresereibung Bremskräfte übertragen, sofern ein gebremster Reifen betrachtet wird. Durch die entstehenden Kontaktkräfte in Normal- und Tangentialrichtung wird das Reifenprofil deformiert und Bremskräfte entstehen. Außerdem können in Zone II die Kanten einzelner Profilklotze an den Asperitäten der Fahrbahn hängen bleiben und so zusätzlich zur Hysterese Umfangskräfte erzeugen. Aufgrund des Wasserfilms auf der Fahrbahn wird im Allgemeinen davon ausgegangen, dass die bei trockenem Kontakt auftretende Adhäsion zwischen Fahrbahn und Gummi nur noch eine untergeordnete Rolle spielt. Moderne Reifen können sehr komplexe Profilgeometrien aufweisen. Um die Komplexität des hier entwickelten Modells zu reduzieren, wird sich im Folgenden auf die Beschreibung eines einzelnen rechteckigen Profilklotzes beschränkt. Dabei wird davon ausgegangen, dass das Wasser, welches zwischen Profilklotz und Fahrbahn ausgequetscht wird, von dem, den Profilklotz umgebenden, Negativprofil des Reifens aufgenommen wird. Die Grenze dieser Betrachtungsweise und damit des Modells ist erreicht, wenn das Reifenprofil mit Wasser vollläuft und somit die Entwässerung der gesamten Reifenaufstandsfläche durch Negativprofil und Fahrbahnrauheit von entscheidender Bedeutung ist. In Abbildung 5.2 ist ein Schnitt durch einen Teil des Reifens in

der Reifenaufstandsfläche dargestellt. Wird der gesamte Reifen vereinfacht als Membran angenommen, so gilt für den Reifeninnendruck

$$p_i = \frac{F_L}{A_{fp}}, \quad (5.1)$$

mit der Radlast F_L und der Größe der Reifenaufstandsfläche A_{fp} . Im Kontaktbereich zwischen den einzelnen Profilklotzen und der Fahrbahn herrsche eine beliebige räumlich und zeitlich variable Druckverteilung mit dem Mittelwert p_p . Unter Vernachlässigung der Masseeigenschaften der Profilklotze und des Reifenunterbaus gilt

$$p_p = p_i \frac{1}{1 - A_v}, \quad (5.2)$$

wobei A_v den relativen Negativprofilanteil beschreibt. p_p ist somit größer als p_i , da jeder Profilklotz auch einen Teil des umgebenden Negativprofils tragen muss.

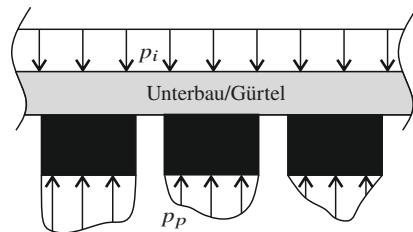


Abbildung 5.2: Schnitt durch einen Teil des Reifens in der Reifenaufstandsfläche mit dem Reifeninnendruck p_i dem mittleren Kontaktdruck p_p .

In Kapitel 5.1 wird ein Modell hergeleitet, welches das trägeitsgetriebene Ausquetschen des Wassers zwischen einer rauen Fahrbahn und einem einzelnen Profilklotz beschreibt. Dieses Modell ist für die gesamte Reifenaufstandsfläche gültig, der Großteil der Effekte wird jedoch in Zone I erwartet. Das Modell in Kapitel 5.2 widmet sich der Beschreibung des Nassreibungsverhaltens eines Profilklotzes auf einer makrorauen Fahrbahn und beschreibt somit nur die

Vorgänge in Zone II. Die Mikrorauheit der Fahrbahn und die Viskosität des Fluids werden indirekt über ein lokales Reibgesetz berücksichtigt. Die Trägheitseffekte des Fluids werden hier vernachlässigt. Um den gesamten Bereich des Mikro-Aquaplanings abbilden zu können und die Mechanismen in Zone I und II geimsam abbilden zu können, werden die beiden Modelle aus Kapitel 5.1 und 5.2 anschließend in Kapitel 5.3 miteinander gekoppelt.

5.1 Modell der Wasserverdrängung

Das in diesem Kapitel vorgestellte Modell wurde bereits in [Löw+20b] veröffentlicht. In den folgenden Abschnitten werden die aus dem Englischen übersetzten Inhalte dieser Veröffentlichung größtenteils übernommen und in einzelnen Punkten angepasst und erweitert. Bei Abbildungen aus [Löw+20b] wurden die Beschriftungen ins Deutsche übersetzt.

5.1.1 Modellbildung

Betrachtet man den Kontakt zwischen einem elastischen Gummiblock und einer teilweise mit Wasser bedeckten makrorauen Oberfläche (z. B. Asphalt), so ergeben sich die in Abbildung 5.3 dargestellte Bedingungen. Die Nullposition des x, y, z -Koordinatensystems wird im mittleren Fahrbahniveau platziert. Die Rauheitstäler sind bis zu einer Höhe $h(t)$ mit Wasser gefüllt. Die von Wasser bedeckte Fläche wird $A_F(h)$ genannt. Der mittlere Fluideindruck $p_F(t)$, definiert als Überdruck relativ zum Umgebungsdruck, verformt den Gummi in diesem Bereich um eine Strecke $s^*(t)$. Es wird angenommen, dass die mittlere Wasserhöhe $h(t)$ überall unter dem Profilklotz gleich sei. Auf der Fläche $A_R(h)$ durchstoßen Rauheitsspitzen der Fahrbahn den Flüssigkeitsfilm und auf der größten Längenskala wird Kontakt zwischen Fahrbahn und Gummi hergestellt. Die Mikrorauheit auf kleineren Längenskalen und die Viskosität des Fluids bestimmen den lokalen Reibbeiwert auf diesen Rauheitsspitzen. Es ist an dieser Stelle nicht das Ziel, einen absoluten Reibwert für den Kontakt

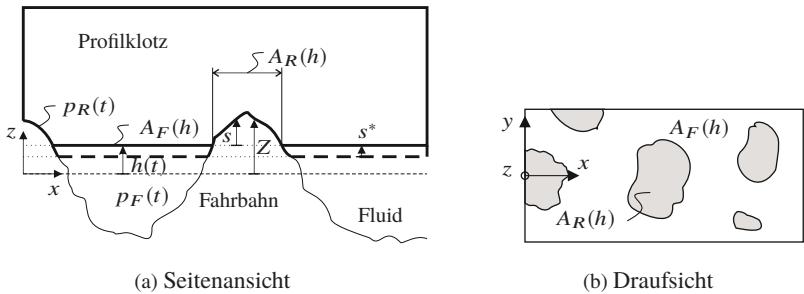


Abbildung 5.3: Kontaktbereich auf der makroskopischen Längenskala mit der fluidbedeckten Fläche $A_F(h)$, der Kontaktfläche $A_R(h)$ sowie den dort herrschenden Drücken $p_F(t)$ und $p_R(t)$ [Löw+20b].

auf den Spitzen vorherzusagen, sondern nur wie schnell das Fluid zwischen Gummi und Fahrbahn in Abhängigkeit von Wasserhöhe, Rollgeschwindigkeit und Profilgeometrie ausgequetscht wird. Daher wird die Rauheit auf kleineren Längenskalen in diesem Ansatz nicht berücksichtigt. Wo Kontakt hergestellt wird, wird der Gummi um eine Strecke $s(x, y, h(t)) + s^*(t)$ verformt. Der mittlere Kontaktdruck auf den Rauheitsspitzen wird durch $p_R(t)$ beschrieben. Das Fahrbahnprofil wird durch $Z(x, y)$ beschrieben. Die lokale Deformation hängt von Fahrbahnprofil und Wasserhöhe ab und lautet $s(x, y, h(t)) = Z(x, y) - h(t)$. Zur besseren Lesbarkeit werden die Funktionsargumente in der weiteren Modellbeschreibung nur dann ausgeschrieben, wenn sie von besonderem Interesse sind. Insbesondere die Wasserhöhe $h(t)$ ist stets eine Funktion der Zeit, auch wenn sie selbst Argument einer anderen Funktion ist. Die lokale Problembeschreibung wird nun in eine globale Beschreibung überführt, indem die lokale Gummiverformung $s(x, y, h(t))$ über die Kontaktfläche $A_R(h)$ gemittelt wird, was auf die mittlere Gummideformation

$$\bar{s}(h) = \frac{\int_{A_R(h)} s(x, y, h) dx dy}{A_R(h)} \quad (5.3)$$

führt. Dieser Schritt ist in Abbildung 5.4 dargestellt. Das Problem wird somit durch ein System mit zwei Freiheitsgraden beschrieben, die Wasserhöhe $h(t)$

und die mittlere Deformation des Gummis $s^*(t)$ im Kontakt mit dem Fluid. Ab-

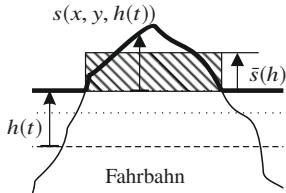


Abbildung 5.4: Vereinfachung durch globale Problembeschreibung [Löw+20b].

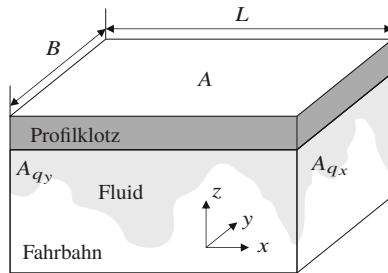


Abbildung 5.5: 3D-Ansicht eines rechteckigen Profilklotzes [Löw+20b].

bildung 5.5 zeigt einen rechteckigen Profilklotz mit den Kantenlängen B und L und der Fläche A auf einer makrorauen Fahrbahn mit einem Fluid als Zwischenmedium. Während der Profilklotz im Fluidfilm einsinkt, muss das unter dem Klotz befindliche Fluid durch die Grenzfläche $A_q(h) = 2(A_{q_x}(h) + A_{q_y}(h))$ über die Grenzen des Kontrollvolumens $V_C(h)$ transportiert werden. Die Annahme ist hierbei, dass sowohl Gummi als auch Fahrbahnoberfläche undurchlässig für das Fluid sind. Das Kontrollvolumen entspricht hier genau dem zwischen Gummiklotz und Fahrbahn befindlichen Fluidvolumen. Die Größe dieser Grenzflächen hängt offensichtlich von der aktuellen Wasserhöhe ab. Die neu eingeführten Größen $A_F(h)$, $A_R(h)$, $A_q(h)$ und $\bar{s}(h)$ können aus der ABBOTT-FIRESTONE-Kurve der entsprechenden Oberfläche berechnet werden und stellen in den später abgeleiteten Gleichungen den Einfluss der Fahrbahntextur auf das Ausströmen des Fluids dar. Die ABBOTT-FIRESTONE-Kurve ist die kumulative Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Oberflächenprofilhöhe $Z(x, y)$ und beschreibt den Materialanteil $x_a(z_a)$ in Abhängigkeit von der Fahrbahnhöhe z_a . Die beiden in dieser Arbeit verwendeten Beläge sind in Abbildung 2.4 dargestellt. Die mittlere Texturtiefe MTD beträgt 1 mm für Asphalt und 0,2 mm für Safety-Walk. Betrachtet man die Kurve für Asphalt, lässt sich $x_a(0 \text{ mm})=50\%$ ablesen, was bedeutet, dass bei einer Wasserhöhe von 0 mm etwa 50% der Fahrbahn mit Wasser bedeckt sind. Ein weiteres

Beispiel ist $z_a=1$ mm für Asphalt, mit $x_a=2\%$, was bedeutet, dass bei einer Wasserhöhe von 1 mm bereits 98 % der Fahrbahn mit Wasser bedeckt sind. Der formelmäßige Zusammenhang lautet für rechteckige Profilgeometrien

$$A_F(h(t)) = A(1 - x_a(z_a = h(t))), \quad (5.4)$$

$$A_R(h(t)) = Ax_a(z_a = h(t)), \quad (5.5)$$

$$A_q(h(t)) = 2(B + L) \int_{-\infty}^{h(t)} (1 - x_a(z_a)) dz_a \quad \text{und} \quad (5.6)$$

$$V_C(h(t)) = A \int_{-\infty}^{h(t)} (1 - x_a(z_a)) dz_a. \quad (5.7)$$

Sahlin et al. [Sah+07] verwenden die ABBOTT-FIRSTONE-Kurve verschiedener Oberflächen, um oberflächenabhängige Fließfaktoren ("flow factors") zu bestimmen. Der hier gewählte Ansatz verfolgt ebenfalls das Ziel, den Einfluss der Makrorauheit auf die Fluidströmung durch die ABBOTT-FIRSTONE-Kurve zu beschreiben. Wenn der Profilklotz mit einer Last beaufschlagt wird, wird das Fluid beschleunigt und fließt durch die Grenzfläche $A_q(h)$. Diese Strömung wird näherungsweise durch die NAVIER-STOKES-Gleichungen beschrieben. Viskose Terme werden in einem ersten Schritt zunächst vernachlässigt, da die betrachteten Wasserhöhen zwischen 0,5 mm und 3 mm liegen und in diesem Bereich Trägheitseffekte dominieren. Später wird jedoch eine Näherung für die viskosen Verluste hergeleitet, um den dämpfenden Einfluss der Viskosität bei kleinen Wasserhöhen zu berücksichtigen. Für die Herleitung aller anderen Terme wird jedoch von einer verlustfreien Strömung ausgegangen. Die Vernachlässigung der viskosen Terme bedeutet, dass die Form der Grenzfläche $A_q(h)$ keinen Einfluss hat, sondern nur ihre Größe. Dies ist von großer Bedeutung, da die Form der Oberfläche eine Information ist, die nicht in der Abbott-Kurve enthalten ist. Außerdem wird die Geschwindigkeitsverteilung $\vec{v}_F = (u(x), v(y), w(z))_{x,y,z}^T$ im Inneren des Fluids mit

$$u(x) = f_L(h) \cdot x, \quad (5.8)$$

$$v(y) = f_B(h) \cdot y \quad (5.9)$$

entsprechend der in [Bat71] vorgeschlagenen analytischen Näherungslösung für die Fluidströmung zwischen einer glatten elliptischen starren Scheibe und einer glatten starren Oberfläche berechnet. Dabei liegt der Ursprung des Koordinatensystems genau im geometrischen Schwerpunkt der elliptischen Scheibe. Die Linearität in x - und y -Richtung sowie die in Abbildung 5.6 gezeigte Unabhängigkeit von z ergeben sich aus der Vernachlässigung der viskosen Reibung im Inneren des Fluids. Die Fluidgeschwindigkeit $w(z)$ in z -Richtung wird vernachlässigt, da die Beziehung $h(t) \ll B, L$ gilt. Das Verhältnis zwischen den

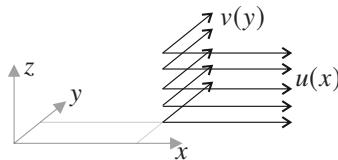


Abbildung 5.6: Fluidgeschwindigkeiten $u(x)$ und $v(y)$ [Löw+20b].

Geschwindigkeiten in x - und y -Richtung wird zu $\psi = f_B(h) \cdot f_L(h)^{-1} = L \cdot B^{-1}$ angenommen, basierend auf der analytischen Lösung einer Fluidströmung zwischen einer elliptischen starren Scheibe und einer glatten starren Fläche nach BATHELT [Bat71]. Dieser Zusammenhang wird hier auch für die Geschwindigkeitsverteilung für rechteckige Blockgeometrien verwendet, da der durch diese Approximation verursachte Fehler klein ist, wie in [Bat71] gezeigt. Die Fluidgeschwindigkeitskoeffizienten $f_L(h)$ und $f_B(h)$ sind Funktionen der Wasserröhre $h(t)$ und ihrer zeitlichen Ableitung $\dot{h}(t)$, wie in Abschnitt 5.1.2 gezeigt wird.

5.1.2 Kontinuitätsgleichung

Die Anwendung der Kontinuitätsgleichung auf das Kontrollvolumen $V_C(h)$ führt für ein inkompressibles Fluid auf

$$\dot{V}_C = \dot{V}_{in} + \dot{V}_{out}, \quad (5.10)$$

wobei \dot{V}_{in} den Volumenstrom in $V_C(h)$ hinein und \dot{V}_{out} den Volumenstrom aus $V_C(h)$ heraus beschreibt. Die Volumenänderung des Kontrollvolumens ist gegeben durch

$$\dot{V}_C = -\dot{h}(t)A_F(h), \quad (5.11)$$

mit $\dot{h}(t)$ als zeitliche Ableitung der Wasserhöhe $h(t)$. Die Geschwindigkeiten $v_{out_{\perp}, A_{qx}}(y)$ und $v_{out_{\perp}, A_{qy}}(x)$ senkrecht zu den Grenzflächen $A_{qx}(h)$ und $A_{qy}(h)$ sind gegeben durch

$$v_{out_{\perp}, A_{qx}} = f_L \frac{L}{2} \quad \text{und} \quad (5.12)$$

$$v_{out_{\perp}, A_{qy}} = f_B \frac{B}{2} = \psi f_L \frac{B}{2}. \quad (5.13)$$

Somit gilt

$$\begin{aligned} \dot{V}_{out} &= A_q(h) \left(\frac{B}{B+L} v_{out_{\perp}, A_{qx}} + \frac{L}{B+L} v_{out_{\perp}, A_{qy}} \right) \\ &= A_q(h) \left(\frac{B}{B+L} f_L \frac{L}{2} + \frac{L}{B+L} f_B \frac{B}{2} \right) \\ &= \frac{1}{2} A_q(h) \frac{BL}{B+L} f_L (1+\psi). \end{aligned} \quad (5.14)$$

Setzt man Gleichung 5.11 und 5.14 in 5.10 ein führt dies auf

$$f_L(h(t), \dot{h}(t)) = -2\dot{h} \frac{A_F}{A_q} \frac{1}{(1+\psi)} \overbrace{\frac{B+L}{BL}}^C \quad (5.15)$$

$$= -2C\dot{h} \frac{1}{(1+\psi)} \frac{A_F(h)}{A_q(h)} \quad \text{und} \quad (5.16)$$

$$f_B(h(t), \dot{h}(t)) = -2C\dot{h} \frac{\psi}{(1+\psi)} \frac{A_F(h)}{A_q(h)}. \quad (5.17)$$

Der geometrische Faktor C ist dem hydraulischen Durchmesser sehr ähnlich. Für die weitere Herleitung wird ψ als zeitunabhängige Variable behandelt.

Damit lässt sich der Einfluss einer anisotropen Fahrbahn auf die Fluidströmung berücksichtigen. Dies wird in dieser Arbeit jedoch nicht weiter untersucht, da die verwendeten Beläge isotrop sind.

5.1.3 Energieerhaltung

Mit den gegebenen Vereinfachungen wird nun mit

$$\dot{W}_{in} = \dot{W}_{kin} + \dot{W}_{out} + \dot{W}_{visc} \quad (5.18)$$

die Leistungsbilanz für das im Kontrollvolumen befindliche Fluid aufgestellt. \dot{W}_{in} ist der Energieeintrag durch die vertikale Bewegung des Profilklotzes. \dot{W}_{kin} ist die Änderung der kinetischen Energie innerhalb der Fluids, \dot{W}_{out} beschreibt den Energieverlust durch die Fluidströmung über die Grenzen des Kontrollvolumens. \dot{W}_{visc} beschreibt die Verluste durch viskose Reibung im Inneren des Fluids.

Energieeintrag

Der Energieeintrag \dot{W}_{in} in die Flüssigkeit lautet

$$\dot{W}_{in}(h, \dot{h}) = -p_F(t)A_F(h)\dot{h}(t), \quad (5.19)$$

mit dem Fluiddruck $p_F(t)$, der Fluidoberfläche $A_F(h)$ und der Einsinkgeschwindigkeit $\dot{h}(t)$. Das negative Vorzeichen beruht darauf, dass $h(t)$ und der Druck $p_F(t)$ auf die Flüssigkeit in entgegengesetzte Richtungen weisen.

Kinetische Energie

Die Änderung der kinetischen Energie \dot{W}_{kin} im Inneren des Fluids wird beschrieben durch

$$\dot{W}_{kin} = \frac{d}{dt} \left(\int_{V_C} \frac{1}{2} \rho \left(f_B^2 y^2 + f_L^2 x^2 \right) dV_C \right). \quad (5.20)$$

ρ ist die Dichte von Wasser. Ein äquivalenter Ausdruck ist

$$\dot{W}_{kin} = \frac{d}{dt} \left(\int_{V_\infty} \frac{1}{2} \rho \kappa(z) \left(f_B^2 y^2 + f_L^2 x^2 \right) dx dy dz \right), \quad (5.21)$$

wobei V_∞ ein unendliches Volumen unterhalb des Profilklotzes beschreibt. Die Tatsache, dass bei einer geringeren Wasserhöhe der Anteil von $V_C(h)$ an V_∞ geringer ist, wird durch den Integrationsfaktor

$$\kappa(z) = \frac{A_F(z)}{A}, \quad (5.22)$$

beschrieben, der sich, wie in Gleichung 5.4 gezeigt, aus der Abbott-Kurve berechnen lässt. Über der höchsten Rauheitsspitze der Fahrbahn gilt $\kappa = 1$ und unterhalb des tiefsten Tals gilt $\kappa = 0$. In x - und y -Richtung sind die Integrationsgrenzen durch die Abmessungen des Profilklotzes gegeben, somit gilt für einen rechteckigen Profilklotz unter Verwendung seiner Symmetrie in x - und y -Richtung

$$\dot{W}_{kin} = \frac{d}{dt} \left(\int_{-\infty}^{h(t)} \int_0^{\frac{B}{2}} \int_0^{\frac{L}{2}} 2\rho \kappa(z) \left(f_B^2 y^2 + f_L^2 x^2 \right) dx dy dz \right). \quad (5.23)$$

Unter Berücksichtigung von Gleichung 5.16 und 5.17 sowie der Leibnizregel für Parameterintegrale ergibt sich (siehe [Löw+20b])

$$\dot{W}_{kin} = \frac{1}{6} \rho C^2 \frac{L^2 + \psi^2 B^2}{(1 + \psi)^2} \left[2\dot{h} \frac{A_F}{A_q} \left(\ddot{h} \frac{A_F}{A_q} + \dot{h}^2 \frac{\partial}{\partial h} \left(\frac{A_F}{A_q} \right) \right) \right. \\ \left. \cdot \overbrace{\int_{-\infty}^h A_F(z) dz}^{K(h)} + \dot{h} A_F \left(\dot{h} \frac{A_F}{A_q} \right)^2 \right] \quad (5.24)$$

$$= \frac{1}{6} \rho C^2 \frac{L^2 + \psi^2 B^2}{(1 + \psi)^2} \left[2K(h) \overbrace{\left(\dot{h} \ddot{h} \left(\frac{A_F(h)}{A_q(h)} \right)^2 \right.}^{G_1(h)} \right. \\ \left. + \dot{h}^3 \frac{A_F(h)}{A_q(h)} \overbrace{\frac{\partial}{\partial h} \left(\frac{A_F(h)}{A_q(h)} \right)}^{G_2(h)} \right] + \dot{h}^3 \overbrace{\left(\frac{A_F^3}{A_q^2} \right)}^{G_3(h)} \quad (5.25)$$

$$\dot{W}_{kin}(h, \dot{h}, \ddot{h}) = \frac{1}{6} \rho C^2 \frac{L^2 + \psi^2 B^2}{(1 + \psi)^2} \left[2K(h) \left(\dot{h} \ddot{h} G_1(h) + \dot{h}^3 G_2(h) \right) + \dot{h}^3 G_3(h) \right]. \quad (5.26)$$

$G_1(h)$, $G_2(h)$, $G_3(h)$, $K(h)$, $\kappa(z)$ und später $G_4(h)$ sind Fahrbahnparameter, die mit Gleichung 5.4–5.6 aus der ABBOTT-FIRSTONE-Kurve der verwendeten Fahrbahn berechnet werden können.

Energieabfluss

Der Energieabfluss über die Grenzfläche des Kontrollvolumens $A_q(h)$ lautet

$$\dot{W}_{out} = \frac{1}{2} \int_{A_q} \dot{m}_{out} v_{out}^2 dA_q, \quad (5.27)$$

mit der Fluidgeschwindigkeit $v_{out}(x, y)$ und der Massenflussdichte \dot{m}_{out} . Die Massenflussdichte beschreibt hier den Massenstrom pro Fläche. Die Strömungsgeschwindigkeiten $v_{out, A_{qx}}(y)$ und $v_{out, A_{qy}}(x)$ an $A_{qx}(h)$ und $A_{qy}(h)$ sind ähnlich zu Gleichung 5.12 und 5.13 definiert durch

$$v_{out, A_{qx}}^2(y) = f_L^2 \frac{L^2}{4} + f_B^2 y^2 = f_L^2 \left(\frac{L^2}{4} + \psi^2 y^2 \right), \quad (5.28)$$

$$v_{out, A_{qy}}^2(x) = f_L^2 x^2 + f_B^2 \frac{B^2}{4} = f_L^2 \left(x^2 + \psi^2 \frac{B^2}{4} \right). \quad (5.29)$$

Die Geschwindigkeitsquadrate setzen sich dabei aus einem konstanten Anteil normal zur betrachteten Grenzfläche und einem variablen Anteil parallel zur betrachteten Grenzfläche zusammen. Dazu werden die Strömungsgeschwindigkeiten aus den Gleichungen (5.8) und (5.9) an den Grenzflächen ausgewertet und quadriert. Die Massenflussdichte \dot{m}_{out} ist gegeben durch

$$\dot{m}_{out}(x, y, z) = \rho \kappa(z) v_{out\perp}(x, y). \quad (5.30)$$

Gleichungen 5.12, 5.13, 5.28, 5.29 und 5.30 erlauben die Vereinfachung von Gleichung 5.27 auf (siehe [Löw+20b])

$$\begin{aligned}
 &= 2\rho \int_{-\infty}^h \kappa(z) \left(\int_0^{\frac{B}{2}} v_{out, A_{qx}}^2(y) \cdot v_{out\perp, A_{qx}}(y) dy \right. \\
 &\quad \left. + \int_0^{\frac{L}{2}} v_{out, A_{qy}}^2(x) \cdot v_{out\perp, A_{qy}}(x) dx \right) dz \\
 &= -\frac{\rho C^3}{(1+\psi)^3} \dot{h}^3 \left(L^2 + \frac{1}{3}\psi^2 B^2 + \frac{1}{3}\psi L^2 + \psi^3 B^2 \right)
 \end{aligned} \tag{5.31}$$

$$\begin{aligned}
 &\cdot \underbrace{\left(\frac{A_F(h)}{A_q(h)} \right)^3}_{G_4(h)} \underbrace{\int_{-\infty}^h A_F(z) dz}_{K(h)} \\
 \dot{W}_{out}(h, \dot{h}) &= -\frac{\rho C^3}{(1+\psi)^3} \dot{h}^3 \left(L^2 + \frac{1}{3}\psi^2 B^2 + \frac{1}{3}\psi L^2 + \psi^3 B^2 \right) G_4(h) K(h).
 \end{aligned} \tag{5.32}$$

Der geometrische Faktor C wurde bereits in Gleichung 5.15 eingeführt.

Viskose Verluste

Um die dämpfende Wirkung der viskosen Verlusten innerhalb des Fluids zu berücksichtigen, wird der Term \dot{W}_{visc} eingeführt. Er beschreibt die Energiedissipation durch viskose Reibung innerhalb des Fluids. Der Einfluss der Trägheit wird für die Berechnung der viskosen Verluste zunächst vernachlässigt. Später wird das Prinzip der Superposition angewendet, um Trägheits- und viskose Terme aufzusummen. Es wird eine flache Fahrbahn mit einer gegebenen Was-

serhöhe $\bar{h}(h)$ angenommen, welche die gleiche Wassermenge enthält wie eine raue Bahn mit der Wasserhöhe $h(t)$. Dies führt auf

$$\bar{h}(h) = \overbrace{\int_{-\infty}^h A_F(z) dz}^{K(h)} \cdot \frac{1}{A} = \frac{K(h)}{A}. \quad (5.33)$$

Die x, y -Ebene beschreibt eine flache Fahrbahn und die äquivalente Wasserhöhe $\bar{h}(h)$ wird in z' -Richtung gemessen, wie in Abbildung 5.7 dargestellt. Die Geschwindigkeitsverteilung $\vec{v}(x, y, z') = (u(x, z'), v(y, z'), w(x, y, z'))_{x,y,z'}^T$ für eine rein viskose Strömung in einem dünnen Fluidfilm ist durch eine Poiseuille-Strömung [KB17] gegeben. Die einzelnen Einträge lauten

$$\frac{\partial^2 u(x, z')}{\partial^2 z'^2} = \frac{1}{\mu_F} \frac{\partial p}{\partial x} \quad \text{und} \quad (5.34)$$

$$\frac{\partial^2 v(y, z')}{\partial^2 z'^2} = \frac{1}{\mu_F} \frac{\partial p}{\partial y}, \quad (5.35)$$

wobei durch μ_F die dynamische Viskosität des Fluids beschrieben wird. Auch hier wird die Geschwindigkeit $w(x, y, z')$ wegen $\bar{h}(h) \ll B, L$ vernachlässigt. Die Integration über die Wasserhöhe $\bar{h}(h)$ führt auf

$$u(x, z') = \frac{1}{2\mu_F} \frac{\partial p}{\partial x} \left(z'^2 - z' \bar{h} \right). \quad (5.36)$$

Die Randbedingungen aufgrund der Haftbedingung an Fahrbahn und Profilklotz lauten

$$u(x, z' = 0) = 0 \quad \text{und} \quad (5.37)$$

$$u(x, z' = \bar{h}) = 0. \quad (5.38)$$

Die Annahme einer rein viskosen Strömung führt daher auf eine quadratische Geschwindigkeitsverteilung, welche in Abbildung 5.7 dargestellt ist. Es soll die Energiedissipation für eine Einsinkgeschwindigkeit berechnet werden, die der durch eine rein trägeitsgetriebene Strömung verursachten entspricht. Diese

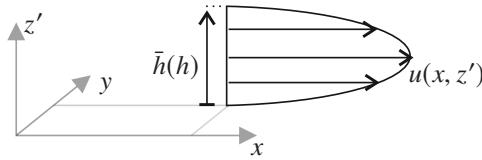


Abbildung 5.7: Poiseuille Strömung [Löw+20b].

wird durch Gleichung 5.8 und 5.9 beschrieben. Daher muss der Volumenstrom über die Grenzen von $V_C(h)$ gleich sein, somit gilt

$$\int_{-\infty}^h \kappa(z) f_L x dz = \int_0^{\bar{h}} \frac{1}{2\mu_F} \frac{\partial p}{\partial x} (z'^2 - z' \bar{h}) dz'. \quad (5.39)$$

Integration führt auf

$$\frac{K(h)}{A} f_L x = \frac{1}{2\mu_F} \frac{\partial p}{\partial x} \left[\frac{1}{3} z'^3 - \frac{1}{2} z'^2 \bar{h} \right]_0^{\bar{h}} \quad (5.40)$$

$$= \frac{1}{2\mu_F} \frac{\partial p}{\partial x} \left[-\frac{1}{6} \bar{h}^3 \right], \quad (5.41)$$

$$(5.42)$$

und somit

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -12\mu_F f_L x \frac{A^2}{K(h)^2}. \quad (5.43)$$

Die Verwendung von Gleichung 5.36 führt auf die Geschwindigkeitsverteilungen

$$u(x, z') = -6f_L \frac{A^2}{K(h)^2} x (z'^2 - z' \bar{h}) \quad \text{und} \quad (5.44)$$

$$v(y, z') = -6f_B \frac{A^2}{K(h)^2} y (z'^2 - z' \bar{h}). \quad (5.45)$$

Die zweiten Ableitungen sind

$$\frac{\partial^2 u(x, z')}{\partial z'^2} = -12f_L \frac{A^2}{K(h)}x \quad \text{und} \quad (5.46)$$

$$\frac{\partial^2 u(y, z')}{\partial z'^2} = -12f_B \frac{A^2}{K(h)}y. \quad (5.47)$$

Die dissipierte Energie einer reinen viskosen Strömung berechnet sich nach [Bat71, S.45] zu

$$\begin{aligned} \dot{W}_{visc}(h, \dot{h}) &= 4\mu_F \int_0^h \int_0^{\frac{B}{2}} \int_0^{\frac{L}{2}} u(x, z') \frac{\partial^2 u(x, z')}{\partial z'^2} + \frac{\partial^2 v(y, z')}{\partial z'^2} dx dy dz' \\ &= 4\mu_F C^2 A^2 \frac{L^2 + \psi^2 B^2}{(1 + \psi)^2} \frac{G_1(h)}{K(h)} \dot{h}^2. \end{aligned} \quad (5.48)$$

5.1.4 Kräftebilanz

Das Materialverhalten des Profiklotzes wird durch ein Kelvin-Voigt-Element approximiert. Der Elastizitätsmodul E beträgt 56 MPa. Dieser Wert wurde gewählt, um unter statischer Belastung eine ähnliche Kontaktfläche zu erreichen wie in dem in Abschnitt 5.2 vorgestellten FE-Modell. Dieser Wert liegt wesentlich höher als der eigentliche E-Modul von Gummi, da der Modellansatz einer unendlichen Anzahl paralleler Kelvin-Voigt-Elemente entspricht, die nicht miteinander gekoppelt sind und dem Verlauf der Fahrbahnoberfläche somit perfekt folgen können. Schubspannungen zwischen benachbarten Elementen werden somit vernachlässigt und müssen über eine entsprechende Erhöhung des E-Moduls einfließen, um eine realistische Gesamtsteifigkeit zu erzielen. Die Viskosität des Gummis η beträgt $10 \cdot 10^4$ Pa s. Dieser Wert hat keinen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse, solange er groß genug gewählt wird, um Schwingungen des Gummiblocks beim Auftreffen auf die Rauheits-

spitzen der Fahrbahn zu verhindern. Der Kontaktdruck $p_F(t)$ zwischen Fluid und Gummi berechnet sich nach

$$p_F(t) = E \frac{s^*}{s_0} + \eta \frac{\dot{s}^*}{s_0}, \quad (5.49)$$

wobei s_0 die Höhe des underformierten Profilklotzes beziehungsweise die Höhe des Kelvin-Voigt-Elements beschreibt. In diesem Fall gilt $s_0=10,5$ mm. Dies entspricht der Profiltiefe der zur Validierung verwendeten Reifen zuzüglich des Reifenunterbaus bis zum Stahlgürtel. Der Kontaktdruck zwischen Gummi und Fahrbahn ist gegeben durch

$$p_R(t) = E \frac{\bar{s} + s^*}{s_0} + \eta \frac{\dot{\bar{s}} + \dot{s}^*}{s_0}, \quad (5.50)$$

wobei $\bar{s}(t)$ die mittlere Eindringtiefe ist, die durch die Gleichung 5.3 gegeben ist. Fluid und Fahrbahn müssen zusammen die auf den Profilklotz wirkende Last $F_z(t)$ tragen, was auf

$$p_m(t) \cdot A = p_R(t) \cdot A_R(h) + p_F(t) \cdot A_F(h). \quad (5.51)$$

führt. Der mittlere Druck $p_m(t)$ auf einen einzelnen Profilklotz ist gegeben durch

$$p_m(t) = \frac{F_z(t)}{A}. \quad (5.52)$$

Dieser mittlere Druck entspricht dem in Gleichung 5.2 hergeleiteten mittleren Druck p_p sofern, wie hier geschehen, die Massenkräfte des Profilklotzes vernachlässigt werden.

5.1.5 Differentialgleichungssystem

Energieerhaltung und Druckgleichgewicht führen auf ein System zweier gekoppelter, nichtlinearer und impliziter Differentialgleichungen mit $h(t)$ und $s^*(t)$

als Freiheitsgrade. Der Zustandsvektor \vec{x} ist gegeben durch $(h(t), \dot{h}(t), s^*(t))^T$ und seine zeitliche Ableitung durch $\dot{\vec{x}} = (\dot{h}(t), \ddot{h}(t), \dot{s}^*(t))^T$. Das resultierende System von Differentialgleichungen lautet

$$0 = \dot{W}_{kin}(\vec{x}, \dot{\vec{x}}) + \dot{W}_{out}(\vec{x}) - \dot{W}_{in}(\vec{x}) + \dot{W}_{visc}(\vec{x}) \quad (5.53)$$

$$0 = p_m \cdot A - p_R(\vec{x}, \dot{\vec{x}}) \cdot A_R(\vec{x}) - p_F(\vec{x}, \dot{\vec{x}}) \cdot A_F(\vec{x}) \quad (5.54)$$

$$0 = \vec{x}(2) - \dot{\vec{x}}(1). \quad (5.55)$$

Gleichung 5.55 beschreibt die Tatsache, dass der zweite Eintrag von \vec{x} die zeitliche Ableitung des ersten Eintrags beschreibt. Es ist zu beachten, dass für ein komplexeres Gummimodell der Zustandsvektor auf $\vec{x} = (h(t), \dot{h}(t), s^*(t), \dot{s}^*(t))^T$ erweitert werden könnte. Die anfängliche Wasserhöhe h_0 ist durch die Wassermenge auf der Fahrbahn gegeben. Für die Positionierung des Koordinatensystems in Abbildung 5.3 bedeutet 1 mm Wasserhöhe, dass die Fahrbahn 1 m^{-2} enthält, wenn nahezu alle Unebenheiten mit Wasser bedeckt sind. Für niedrigere Wasserhöhen wird h_0 so angepasst, dass es das entsprechende Volumen beschreibt (z. B. $0,5\text{ mm} \equiv 0,5\text{ m}^{-2} \Rightarrow h_0=0,46\text{ mm}$ mit Gleichung 5.7 und $V_C=0,5\text{ mm} \cdot A$). Es wird eine anfängliche Gummiverformung von $s_0^*=0$ angenommen. Da der Wasserfilm ungestört ist, bevor er mit dem Profilklotz in Kontakt kommt, gilt $\dot{h}_0=0\text{ m s}^{-1}$. Die Anfangsbedingung lautet also $\vec{x}_0 = (h_0, 0, 0)^T$

Das Differentialgleichungssystem aus den Gleichungen 5.53 bis 5.55 wird mit dem Lösungsschema ODE15I für implizite Differentialgleichungssysteme von MATLAB™ gelöst. Eine detaillierte Beschreibung des zugrunde liegenden Algorithmus ist in [Sha02] zu finden.

5.1.6 Grundsätzliche Betrachtung der Ergebnisse

Abbildung 5.8 zeigt einige der berechneten Größen für Profile BB (siehe Abbildung 4.1a) bei 120 km h^{-1} und 2 mm Wasserhöhe auf Asphalt. Hauptergebnis ist die Wasserhöhe $h(t)$ unter einem Profilklotz, wie in Abbildung

5.8a dargestellt. Die gepunkteten Linien symbolisieren die höchsten Erhebungen und die tiefsten Täler der verwendeten Fahrbahn. Wie in Abbildung 5.8b dargestellt, beginnt die Simulation mit einem Fluiaddruck von 0,3 MPa, was bedeutet, dass die gesamte auf den Profilklotz wirkende Last $F_Z(t)$ vom zunächst noch geschlossenen Fluidfilm getragen wird. Wenn nach etwa 0,7 ms die ersten Unebenheiten den Fluidfilm durchdringen, steigt der Kontaktdruck zwischen Fahrbahnoberfläche und Gummi $p_R(t)$ stark an, was auf die Gummidämpfung und die große Verformungsgeschwindigkeit zurückzuführen ist. Gleichzeitig sinkt der Fluiaddruck $p_F(t)$ ab, da ein zunehmender Teil der Radlast $F_z(t)$ von der Fahrbahn getragen wird. Bei $t \rightarrow \infty$ geht der Fluiaddruck gegen Null und der Kontaktdruck gegen $p_R(t \rightarrow \infty) = p_m(t) \cdot A \cdot A_R(h(t \rightarrow \infty))^{-1}$. Setzt man $h(t)$ in $A_R(h)$ ein und skaliert das Ergebnis mit A , so erhält man die zeitabhängige relative Kontaktfläche $A_{R,rel}(t)$ zwischen Fahrbahn und Profilklotz, die in Abbildung 5.8c zusammen mit der von Fluid bedeckten relativen Fläche $A_{F,rel}(t)$ dargestellt ist. Die Steifigkeit des KELVIN-VOIGT-Elements wurde hier so gewählt, dass eine relative Kontaktfläche von etwas unter 20 % erreicht wird. Dieser Wert stammt aus Berechnungen mit einem detaillierteren Materialmodell aus Kapitel 5.2. Abbildung 5.8e zeigt die Deformation des Gummis durch den Fluiaddruck. Diese beträgt entsprechend der Anfangsbedingung zunächst 0, steigt dann auf einen maximalen Wert und fällt wieder ab, sobald der Profilklotz Kontakt mit der Fahrbahn hergestellt hat. Wenn die Fahrbahn die gesamte Radlast trägt, geht die Deformation des Gummis ebenso wie der Fluiaddruck auf den Wert 0 zurück.

Für eine Aussage über die übertragbaren Bremskräfte wird davon ausgegangen, dass im Kontakt zwischen Gummi und Fahrbahn ein konstanter Reibwert herrscht und im Kontakt zwischen Gummi und Fluid keine Tangentialkräfte übertragen werden. Das heißt je größer der Gegendruck des Fluids und je länger dieser anliegt, desto kleiner die übertragbaren Bremskräfte. Dies lässt sich über die neu eingeführte Kenngröße

$$\mu_{rel} = \frac{1}{t_c} \int_{t_c} \frac{p_R(t) \cdot A_R(h)}{p_m(t) \cdot A} dt \quad (5.56)$$

darstellen. t_c ist die Kontaktzeit, die ein reifenfester Punkt zum Durchlaufen der Reifenaufstandsfläche benötigt. Der Integrand aus Gleichung 5.56 ist in Abbildung 5.8d dargestellt. Durch die Trägheit des Fluids kommt es zeitweise zu einem Unterdruck und als Konsequenz von Gleichung 5.51 zu einem Traganteil der Fahrbahn größer als 1. Dies wird in weiteren Auswertung nicht berücksichtigt, weswegen der Integrand auf eins zurückgesetzt wird, sobald der Traganteil der Fahrbahn größer als eins wird. Dies ist in Abbildung 5.8d nach etwa 0,9 ms der Fall. Somit ergibt sich für trockenen Kontakt $\mu_{rel}=1$ und für den Fall eines vollständig aufgeschwommenen Profilklotzes $\mu_{rel}=0$. Tabelle 5.1 zeigt die Sensitivität von μ_{rel} gegenüber einer Änderung von +10 % der beschriebenen Parameter. Damit lässt sich die Sensitivität des Modells bezüglich der wichtigsten Eingabeparameter abschätzen. Eine Verlängerung der Reifen-

Parameter	l_{fp}	F_Z	E	η
Referenzwert	135 mm	4875 N	56 MPa	$10 \cdot 10^4$ Pa s
$\Delta\mu_{rel}(80 \text{ km h}^{-1}, 1 \text{ mm})$	0,644	0,088	0,077	0,239
$\Delta\mu_{rel}(120 \text{ km h}^{-1}, 1 \text{ mm})$	1,436	0,569	0,047	0,158
$\Delta\mu_{rel}(80 \text{ km h}^{-1}, 2 \text{ mm})$	0,934	0,031	0,112	0,323
$\Delta\mu_{rel}(120 \text{ km h}^{-1}, 2 \text{ mm})$	2,260	0,867	0,026	0,259

Tabelle 5.1: Relative Änderung $\Delta\mu_{rel}$ in % für eine Änderung des Eingabeparameters um +10 %.
Der Referenzpunkt ist Profil BB auf dem Asphaltbelag.

aufstandsfläche l_{fp} bei konstanter Radlast und konstantem Reifeninnendruck führt zu einem größeren Traganteil der Fahrbahn, da der einzelne Profilklotz länger im Kontakt bleibt. Dies ist insbesondere bei 120 km h^{-1} vorteilhaft, da der anfängliche Gegendruck des Fluids so weniger ins Gewicht fällt. Eine Erhöhung der Radlast respektive des Reifeninnendrucks bei konstanter Länge der Reifenaufstandsfläche, führt zu einem schnelleren Auspressen des Fluids und somit zu einem höheren Traganteil der Fahrbahn, was ebenfalls bei hohen Geschwindigkeiten stärker ins Gewicht fällt als bei niedrigen. Eine Erhöhung des Elastizitätsmoduls E und der Viskosität η führt in beiden Fällen zu einer Versteifung des Materials und zu einem höheren Traganteil der Fahrbahn, da

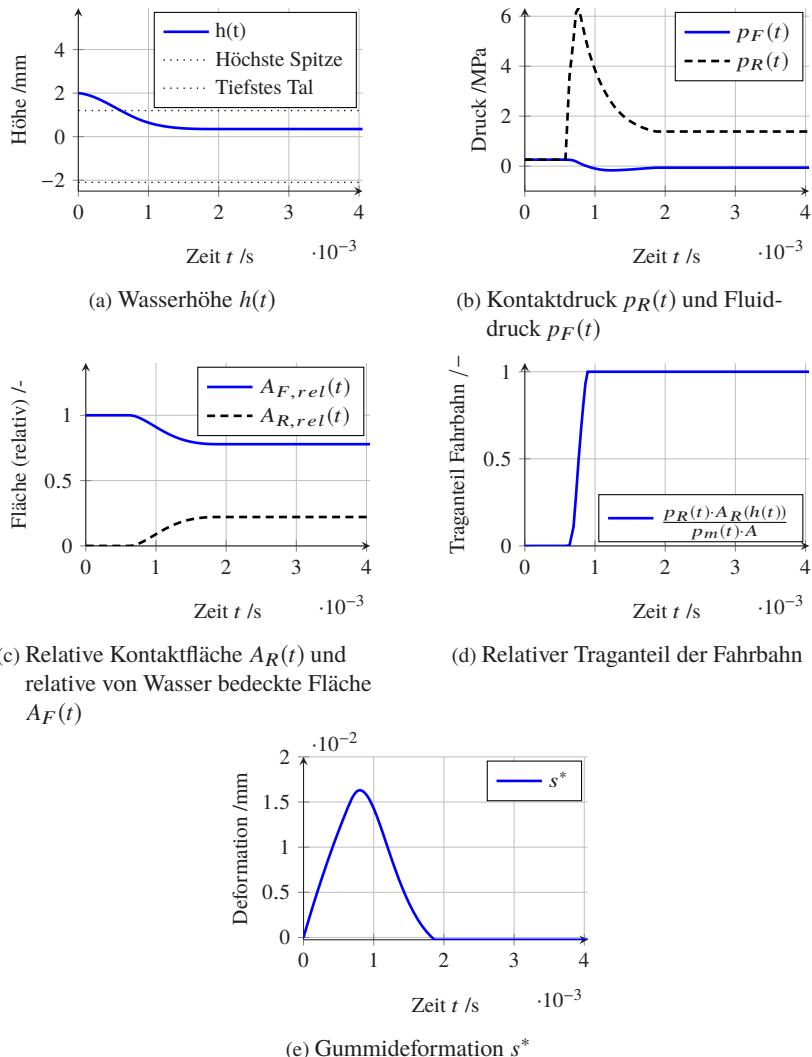


Abbildung 5.8: Zeitverläufe der Simulationsergebnisse für große Blöcke (BB) bei 2 mm Wasserhöhe, 120 km h^{-1} Fahrgeschwindigkeit und 4875 N Radlast (nach [Löw+20b]).

weniger Wasser verdrängt werden muss bis die Fahrbahnspitzen die Radlast tragen können. Das Extrembeispiel wäre ein vollständig starrer Profilklotz. In diesem Fall wäre der Traganteil der Fahrbahn 1, sobald der Profilklotz mit der ersten Rauheitsspitze in Kontakt kommt. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das Modell stabil und relativ unempfindlich gegenüber kleinen Variationen der gewählten Parameter ist. Wichtig ist dies insbesondere in Bezug auf die Materialparameter E und η , da diese eine starke Vereinfachung des realen Materialverhaltens von Gummi darstellen.

5.2 Modellierung von Nassgriff

Ziel dieses Modells ist die Berechnung der an einem einzelnen Profilklotz angreifenden Kräfte beim Durchlauf durch die Reifenaufstandsfläche auf feuchter Fahrbahn. Während in Kapitel 5.1 die Modellierung der Trägheitseinflüsse des Fluids das Ziel war, geht es in diesem Modell um die Modellierung des Restwasserfilms auf der Fahrbahn. Das in diesem Kapitel vorgestellte Modell wurde bereits in [Löw+21] veröffentlicht. In den folgenden Abschnitten werden die aus dem Englischen übersetzten Inhalte dieser Veröffentlichung größtenteils übernommen. Bei Abbildungen aus [Löw+21] wurden die Beschriftungen ins Deutsche übersetzt.

5.2.1 Modellbildung

Wie schon im vorangegangenen Kapitel wird sich an dieser Stelle auf die Betrachtung eines einzelnen Profilklotz beschränkt. Dieser wird, wie in Abbildung 5.9 dargestellt, mit einer definierten Normalkraft $F_z(t)$ beaufschlagt und mit einer vorgeben Schlupfgeschwindigkeit v_s in positiver x -Richtung über die Fahrbahnoberfläche bewegt. Die Normalkraft repräsentiert hierbei den vom Profilklotz zu tragenden Teil der Radlast. Der Einfluss des viskosen Zwischenmediums Wassers wird über das in Kapitel 5.2.2 beschriebene Reibgesetz abgebildet. Im Kontaktbereich ergeben sich die Schub- und Nor-

malspannungsverteilungen $\tau(x, y, t)$ und $\sigma(x, y, t)$. Integriert man diese auf, so erhält man den, in Abbildung 5.9 auf der rechten Seite dargestellten, Freischnitt des Profilklotzes mit der Reaktionskraft $F_N(t)$ und der resultierenden Bremskraft $F_x(t)$. Daraus lässt sich der globale Reibwert

$$\mu_G(t) = \frac{F_x(t)}{F_N(t)} \quad (5.57)$$

berechnen. Aufgrund der Massenträgheit des Klotzes gilt im Allgemeinen $F_z(t) \neq F_N(t)$.

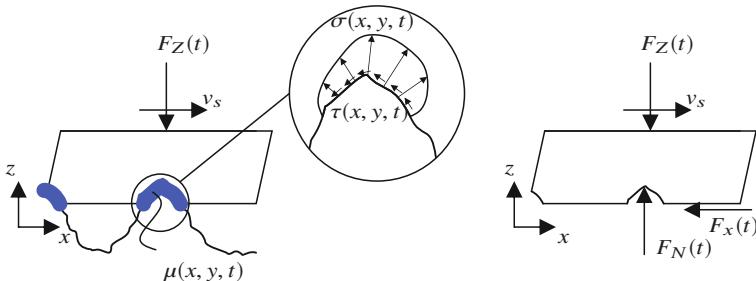


Abbildung 5.9: Darstellung des Kontaktes zwischen Profilklotz und rauer Fahrbahn. Die blaue Linie kennzeichnet den Bereich des viskosen Wasserfilms, $\mu(x, y, t)$ den im Kontakt herrschenden zeit- und ortsabhängigen Reibwert [Löw+21].

5.2.2 Das lokale Reibgesetz

Während bei Wasserhöhen von 1 mm bis 3 mm, wie in 5.1 diskutiert, Trägheitseffekte des Fluids eine entscheidende Rolle spielen, ist bei niedrigeren Wasserhöhen oder einer nur angemeideten Fahrbahn die Viskosität des Wassers beim Ausquetschen des Restwasserfilms von entscheidender Bedeutung. Auf der größten Längenskala besteht scheinbar Kontakt zwischen Gummi und den einzelnen Rauheitsspitzen der Fahrbahn. Vergrößert man den Kontaktbereich, wird man jedoch feststellen, dass ein viskoser Restwasserfilm im Kontaktbereich verbleibt. Dieser verhindert zunächst Hysteresereibung auf

kleineren Längenskalen. Durch den Anpressdruck des Gummis wird der viskose Restwasserfilm immer weiter ausgequetscht und so auch auf kleineren Längenskalen Kontakt und somit die Übertragung von Reibkräften durch Hysteresereibung ermöglicht. Wie schnell der Wasserfilm ausgequetscht werden kann, hängt vor allem von der Viskosität des Fluids, der Flächenpressung, der Größe und Geometrie der lokalen Kontaktbereiche sowie der Mikrorauheit der Fahrbahnoberfläche ab. Eine Berechnung der viskosen Strömung unter Berücksichtigung aller für die Hysteresereibung relevanten Längenskalen von einigen Nanometern bis hin zu einigen Millimetern [Hei+02] ist praktisch nicht möglich, weswegen an dieser Stelle ein phänomenologisches Reibgesetz eingeführt wird, welches anschließend zu parametrieren ist. Ziel des Reibgesetzes ist die Berechnung des lokalen Reibwertes für den Kontakt zwischen Gummi und Fahrbahn in Abhängigkeit der lokalen Pressungsverteilung im Kontaktbereich und deren Historie. Zur Herleitung des Reibgesetzes wird zunächst von einer zeitlich konstanten lokalen Pressungsverteilung $\bar{p}(x, y)$ ausgegangen. Damit wird der zeitliche Verlauf des lokalen Reibwertes durch

$$\mu(x, y, t) = \mu_\infty - (\mu_\infty - \mu_0)e^{-\lambda\bar{p}(x, y)t} \quad (5.58)$$

beschrieben und dessen zeitliche Änderung durch

$$\frac{d}{dt}\mu(x, y, t) = \lambda\bar{p}(x, y)(\mu_\infty - \mu_0)e^{-\lambda\bar{p}(x, y)t}. \quad (5.59)$$

Der Grenzreibwert μ_∞ beschreibt den maximal erreichbaren Reibwert, wenn eine hinreichend lange Zeit t zur Verfügung steht, um das Fluid im Kontakt auszuquetschen. Der initiale Reibwert μ_0 beschreibt den Reibwert im Moment des ersten Kontaktes. In diesem Fall ist der viskose Wasserfilm noch geschlossen und Kräfte werden nur über die Viskosität des Fluids übertragen. Der zeitliche Verlauf des Reibwertes wird durch den Parameter λ bestimmt. Dieser bildet indirekt die Viskosität des Fluids sowie die Mikrorauigkeit der Fahrbahn ab. Je niedriger die Viskosität des Fluids und je höher die Mikrorauigkeit der Fahrbahn, desto schneller wird das Fluid ausgequetscht und desto schneller steigt der Reibwert an. Dies entspricht einem großen Wert von λ . Bei hin-

reichend langer Zeit wird jedoch, unabhängig von λ , stets der Grenzreibwert μ_∞ erreicht. Der Verlauf des Reibwerts über der Zeit ist in Abbildung 5.10 dargestellt. Der exponentielle und beschränkte Verlauf des Reibwertes basiert auf [LP11]. LORENT ET AL. stellen dort einen ebenfalls exponentiellen und beschränkten Zusammenhang zwischen der Zeit und dem Kontaktdruck, beziehungsweise zwischen der Zeit und dem Abstand für das Ausquetschen eines Fluids zwischen einer glatten elastischen und einer rauen starren Oberfläche auf. Es wird im Folgenden somit davon ausgegangen, dass der Reibwert sich ähnlich entwickelt wie der in [LP11] genannte Kontaktdruck und der Abstand der Oberflächen. Gleichungen 5.58 und 5.59 sollen die grundlegende Idee

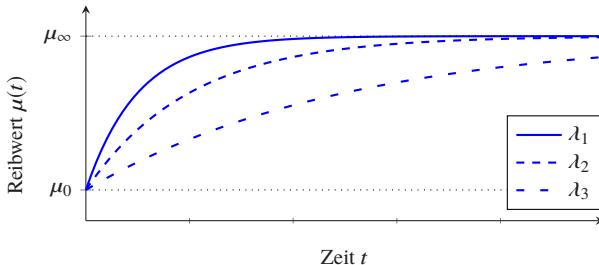


Abbildung 5.10: Exemplarischer zeitlicher Verlauf des Reibwertes $\mu(x, y, t)$ an der Position x_1, y_1 für konstante Werte von μ_∞, μ_0 , eine zeitlich konstante lokale Flächenpressung $\bar{p}(x_1, y_1)$ und verschiedene Werte von λ , wobei $\lambda_1 > \lambda_2 > \lambda_3$ gilt [Löw+21].

des Reibwertkennfeldes und die Ermittlung des Reibwertgradienten aus eben diesem veranschaulichen. Da im Allgemeinen jedoch keine zeitlich konstante Pressungsverteilung gegeben ist, wird das zeitabhängige Reibwertkennfeld

$$\mu_k(p_k, \tau) = \mu_\infty - (\mu_\infty - \mu_0)e^{-\lambda p_k \tau} \quad (5.60)$$

definiert, mit der charakteristischen Zeit τ und dem Kontaktdruck p_k . Das totale Differenzial des Reibwertkennfeldes lautet

$$\frac{d}{dt} \mu_k(p_k, \tau) = \frac{\partial}{\partial \tau} \mu_k(p_k, \tau) \cdot \underbrace{\frac{d\tau}{dt}}_{=0} + \frac{\partial}{\partial p_k} \mu_k(p_k, \tau) \cdot \underbrace{\frac{dp_k}{dt}}_{=0}. \quad (5.61)$$

Die zeitliche Änderung der Flächenpressung $dp_k \cdot dt^{-1}$ wird hier vernachlässigt, da der Einfluss der Flächenpressung einen deutlich größeren Einfluss auf das Ausquetschen des viskosen Restwasserfilm hat als die zeitliche Veränderung der Flächenpressung. Dieses Differential soll nun verwendet werden, um die Änderung des realen Reibwertes $\mu(x, y, t_i)$ an einer Stelle x, y zu einem Zeitpunkt t_i zu beschreiben. Zunächst wird durch Umformen von Gleichung 5.60 die charakteristische Zeit

$$\tau(x, y, t_i) = -\frac{1}{\lambda \bar{p}(x, y, t_i)} \ln \left(-\frac{\mu(x, y, t_i) - \mu_\infty}{\mu_\infty - \mu_0} \right) \quad (5.62)$$

berechnet, mit $p_k = \bar{p}(x, y, t_i)$ und $\mu_k = \mu(x, y, t_i)$. Abbildung 5.11 veran-

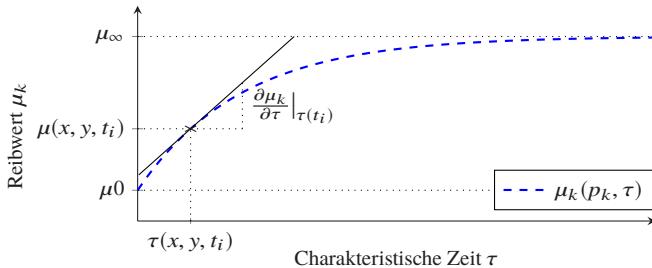


Abbildung 5.11: Auszug aus dem Reibwertkennfeld $\mu_k(p_k, \tau)$ für den aktuell an einem festen Punkt x, y anliegenden lokalen Kontaktdruck $\bar{p}(x, y, t_i) = p_k$ [Löw+21].

schaulicht diesen Berechnungsschritt. Der aktuelle Reibwert $\mu(x, y, t_i) = \mu_k$ und die aktuell anliegende mittlere Flächenpressung $\bar{p}(x, y, t_i) = p_k$ definieren einen eindeutigen Punkt im Kennfeld $\mu_k(p_k, \tau)$. Diesem Punkt kann nach Gleichung 5.62 eine charakteristische Zeit $\tau(x, y, t_i)$ zugeordnet werden. Anschaulich repräsentiert dieses $\tau(x, y, t_i)$ die Zeit, welche notwendig gewesen wäre, um den an der Position x, y aktuell anliegenden Reibwert $\mu(x, y, t_i)$ unter der Annahme zu erreichen, dass die Flächenpressung \bar{p} die ganze Zeit der

aktuell anliegenden Flächenpressung $\bar{p}(x, y, t_i)$ entsprochen hätte. Für dieses $\tau(x, y, t_i)$ kann sodann der Gradient

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \mu_k(p_k, \tau) \Big|_{\tau(x, y, t_i), p_k = \bar{p}(x, y, t_i)} = \lambda \bar{p}(x, y, t_i) (\mu_\infty - \mu_0) e^{-\lambda \bar{p}(x, y, t_i) \tau(x, y, t_i)}. \quad (5.63)$$

aus dem Kennfeld ausgelesen werden. Für diese Herangehensweise entspricht die inkrementelle Änderung der physikalischen Zeit dt zum aktuellen Zeitpunkt t_i der inkrementellen Änderung der charakteristischen Zeit $d\tau$, weshalb der Zusammenhang $d\tau \cdot dt^{-1} = 1$ gilt. Das totale Differenzial des Reibwertes $\mu(x, y, t_i)$ lautet somit

$$\frac{d}{dt} \mu(x, y, t) \Big|_{t_i} = \frac{\partial}{\partial \tau} \mu_k(p_k, \tau) \Big|_{\tau(x, y, t_i), p_k = \bar{p}(x, y, t_i)}. \quad (5.64)$$

Gleichung 5.64 beschreibt somit die zeitliche Änderung des Reibwertes an einer festen Stelle des Belages. Das entspricht der Annahme, dass sich der den Reibwert bestimmende viskose Restwasserfilm ortsfest auf dem Belag befindet. Durch den beim Bremsen auftretenden Schlupf verschieben sich jedoch Gummi und Fahrbahn zueinander. Würde der viskose Restwasserfilm vollständig an der Gummioberfläche haften, so ließe sich die zeitliche Änderung des Reibwertes im mitbewegten x', y' -KOS analog zu Gleichung 5.64 beschreiben durch

$$\frac{\partial}{\partial t} \mu(x', y', t) \Big|_{t_i} = \frac{\partial}{\partial \tau} \mu_k(p_k, \tau) \Big|_{\tau(x', y', t_i), p_k = \bar{p}(x', y', t_i)}. \quad (5.65)$$

Abbildung 5.12 zeigt das x, y -Inertialkoordinatensystem sowie das um den Vektor \vec{r} verschobene Relativkoordinatensystem x', y' . $v_{s,x}$ beschreibt die Schlupfgeschwindigkeit des gummifesten Punktes Q_1 in x-Richtung. Aufgrund

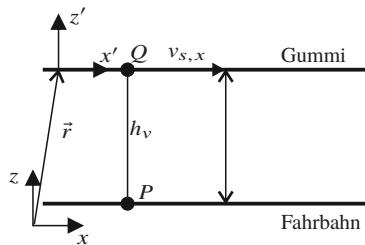


Abbildung 5.12: Ortsfestes Inertialkoordinatensystem x, y und gummifestes, um \vec{r} verschobenes, Relativkoordinatensystem x', y' [Löw+21].

der Beschreibung im mitbewegten KOS ergibt sich das totale Differenzial zum Zeitpunkt t_i zu

$$\frac{d}{dt} \mu(x', y', t) \Big|_{t_i} = \overbrace{\frac{\partial}{\partial \tau} \mu_k(p_k, \tau) \Big|_{\tau(x', y', t_i), p_k = \bar{p}(x', y', t_i)}}^I + \overbrace{\frac{dx'}{dt}}^II \overbrace{\frac{\partial}{\partial x'} \mu(x', y', t) \Big|_{t_i}}^III. \quad (5.66)$$

Es gilt

$$\begin{pmatrix} x' \\ y' \end{pmatrix}_{\vec{e}_{x'}, \vec{e}_{y'}} = \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}_{\vec{e}_x, \vec{e}_y} - \underbrace{\begin{pmatrix} r_1 \\ r_2 \end{pmatrix}_{\vec{e}_x, \vec{e}_y}}_{= \vec{r}}. \quad (5.67)$$

Teil I beschreibt die zeitliche Änderung des Reibwertes an einem mitbewegten Punkt auf der Gummioberfläche entsprechend des in Gleichung 5.60 eingeführten Reibwertkennfeldes und lässt sich analog zu Gleichung 5.63 schreiben als

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \mu_k(p_k, \tau) \Big|_{\tau(t_i), p_k = p(x', y', t_i)} = \lambda \bar{p}(x', y', t_i) (\mu_\infty - \mu_0) e^{-\lambda \bar{p}(x', y', t_i) \tau(x', y', t_i)}. \quad (5.68)$$

Teil II beschreibt die zeitliche Ableitung der Relativkoordinate

$$\frac{dx'}{dt} = \frac{d}{dt}(x - r_1) = -v_{s,x} \quad (5.69)$$

und entspricht der negativen lokalen Schlupfgeschwindigkeit $v_{s,x}$ zwischen Gummi und Fahrbahn in x -Richtung.

Teil III ist die partielle Ableitung des Reibwertes im mitbewegten x' , y' -Koordinatensystem. Dieser Gradient lässt sich im Allgemeinen nicht geschlossen darstellen, sondern nur durch den Rückwärtsdifferenzenquotienten

$$\left. \frac{\partial \mu(x', y', t)}{\partial x'} \right|_{t_i} = \frac{\mu(x', y', t_i) - \mu(x' - \Delta x', y', t_i)}{\Delta x'} \quad (5.70)$$

approximieren. Es gilt $\Delta x' = v_{s,x} \cdot \Delta t$ und $\Delta t = t_{i+1} - t_i$. Der Rückwärtsdifferenzenquotient wird verwendet, da es durch den Bremsvorgang eine Vorzugsrichtung für den Fluidtransport in Fahrtrichtung und somit in positiver x -Richtung gibt. Hierbei ist anzumerken, dass sich der räumliche Gradient, anders als der zeitliche Gradient, nicht aus dem Reibwertkennfeld $\mu_k(p_k, \tau)$ berechnet, sondern aus dem tatsächlich auf der Fahrbahn vorliegenden lokalen Reibwert $\mu(x, y, t)$. Dieser ist nicht a priori bekannt, sondern das Ergebnis der in Kapitel 5.2.3 vorgestellten numerischen Berechnung mit ABAQUS.

Für die Modellierung der viskosen Effekte des Fluids wird davon ausgegangen, dass das Fluid sowohl an der Gummi- als auch an der Fahrbahnoberfläche haftet, die Relativgeschwindigkeit zwischen Fluid und Festkörper dort also Null ist. Da die Relativgeschwindigkeit zwischen Gummi und Fahrbahn in Normalrichtung wesentlich kleiner ist als in Tangentialrichtung, ergibt sich in guter Näherung die in Abbildung 5.13 auf der linken Seite dargestellte lineare Geschwindigkeitsverteilung im Fluid. Diese wird nun durch eine binäre Geschwindigkeitsverteilung approximiert, welche den gleichen Volumenstrom aufweisen soll. Daraus folgt die auf der rechten Seite abgebildet Geschwindigkeitsverteilung. Der viskose Wasserfilm wird also zu einem Zeitpunkt t jeweils

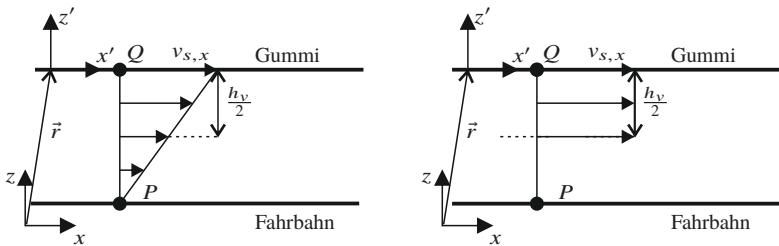


Abbildung 5.13: Geschwindigkeitsverteilung über die Wasserfilmhöhe h_v unter Anahme einer Poiseuille Strömung (links). Approximierte binäre Geschwindigkeitsverteilung mit äquivalentem Volumenstrom (rechts) [Löw+21].

zur Hälfte auf Fahrbahn- und Gummioberfläche aufgeteilt. Dementsprechend ergibt sich für die Änderung des Reibwertes nach Gleichung 5.64 und 5.66

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \mu(x, y, t) \Big|_{t_i} &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial}{\partial \tau} \mu_k(p_k, \tau) \Big|_{\tau(x, y, t_i), p_k = \bar{p}(x, y, t_i)} \right. \\ &\quad \left. + \frac{\partial}{\partial \tau} \mu_k(p_k, \tau) \Big|_{\tau(x', y', t_i), p_k = \bar{p}(x', y', t_i)} - v_{s,x} \frac{\partial}{\partial x'} \mu(x', y', t) \Big|_{t_i} \right). \end{aligned} \quad (5.71)$$

Wird nun das Relativkoordinatensystem im aktuelle Zeitschritt in das Inertialkoordinatensystem verschoben, so erhält man mit $\vec{r} = \vec{0}$

$$\frac{d}{dt} \mu(x, y, t) \Big|_{t_i} = \frac{\partial}{\partial \tau} \mu_k(p_k, \tau) \Big|_{\tau(x, y, t_i), p_k = \bar{p}(x, y, t_i)} - \frac{1}{2} v_{s,x} \frac{\partial}{\partial x} \mu(x, y, t) \Big|_{t_i}. \quad (5.72)$$

Als Vorwärtsdifferenz dargestellt ergibt sich der Reibwert zum Zeitpunkt $t_{i+1} = t_i + \Delta t$

$$\mu(x, y, t_{i+1}) = \mu(x, y, t_i) + \Delta t \frac{d}{dt} \mu(x, y, t) \Big|_{t_i} \quad (5.73)$$

Einsetzen von Gleichung 5.69 und 5.70 in Gleichung 5.72 führt auf

$$\mu(x, y, t_{i+1}) = \overbrace{\frac{1}{2} \left(\underbrace{\mu(x, y, t_i)}_{I.a} + \underbrace{\mu(x - \Delta x, y, t_i)}_{I.b} \right)}^I + \overbrace{\Delta t \frac{\partial}{\partial \tau} \mu_k(p_k, \tau) \Big|_{\tau(t_i), p_k = \bar{p}(x, y, t_i)}}^{\text{II}}. \quad (5.74)$$

Teil I bedeutet anschaulich, dass der Reibwert an einem Punkt P aus dem Mittelwert des Reibwertes an genau diesem Punkt und dem Reibwert an einem benachbarten Punkt Q berechnet wird, der genau den Abstand $\Delta x = v_{s,x} \cdot \Delta t$ von P hat. Dadurch wird der, in Abbildung 5.13 auf der rechten Seite dargestellte, Transport der oberen Hälfte des Fluids durch das Haften an der sich mit $v_{s,x}$ bewegenden Gummioberfläche abgebildet. Teil II repräsentiert das Ausquetschen des viskosen Restwasserfilms durch den aktuell am Punkt P anliegenden Kontaktdruck $\bar{p}(x, y, t_i)$. Die Parameter λ , μ_0 und μ_∞ müssen anhand von Messdaten bestimmt werden. Dabei muss für jede Materialpaarung aus Gummi und Fahrbahn ein eigener Parametersatz festgelegt werden, da diese Parameter den Einfluss der Viskosität des Fluids, der Mikrorauheit der Fahrbahn sowie der Größe und Verteilung der lokalen Kontaktbereiche beschreiben. Zur besseren Verständlichkeit wurde in der Herleitung des Reibgesetzes reiner Längsschlupf angenommen. Bei der späteren Implementierung des Reibgesetzes wird jedoch auch Schlupf in Querrichtung berücksichtigt.

5.2.3 Implementierung in Abaqus

Das in Kapitel 5.2 beschriebene Modell wurde in ABAQUS EXPLICIT 2018 implementiert. Die wichtigsten Einstellungen sind in Tabelle 5.2 zusammengefasst. Die Fahrbahn wurde als dreidimensionaler Starrkörper aus R3D3 Elementen modelliert. Dabei handelt es sich um dreidimensionale Starrkörper, welche jeweils durch 3 Knoten definiert werden (Siehe [SimoJa]). Die Geometrie der Fahrbahn kommt dabei aus der in Kapitel 4.4 beschriebenen Vermessung

Beschreibung	Einstellung
Elementtyp Klotz	C3D8R
Elementtyp Fahrbahn	R3D3
Kantenlänge Klotzvernetzung	0,5 mm
Kantenlänge Fahrbahnvernetzung	1 mm
Materialmodell Klotz	Hyperelastic, mooney-rivlin Viscoelastic, mooney-rivlin
Kontaktformulierung	KINEMATIC
Reibgesetz	vfric
Lösungsschema	ABAQUS explicit
Große Deformationen	NLgeom=yes
Version	ABAQUS 2018

Tabelle 5.2: Übersicht der wichtigsten Einstellungen in ABAQUS [Löw+21].

der Fahrbahnoberfläche. Die gemessenen Rohdaten wurden zunächst gefiltert und geglättet, bevor die Oberfläche mit einer Kantenlänge von 1 mm vernetzt wurde. Die Fahrbahn wird fest im Raum fixiert. Als Profilgeometrien wurden die in Abbildung 4.1 dargestellten Profile BB (großer Klotz), BBs (großer Klotz mit Lamellen) und SB (kleiner Klotz) mit C3D8R-Elementen modelliert. Dabei wird aufgrund der unterintegrierten Elementtypen standardmäßig die von ABAQUS empfohlene „hourglass control“ verwendet. Die Blöcke haben eine Höhe von 10,5 mm, was der Profiltiefe der Teststreifen von 7,5 mm zuzüglich dem Zwischenbau über dem Stahlgürtel mit einer Höhe von 3 mm entspricht. Der Profilklotz wurde mit einer Kantenlänge von 0,5 mm vernetzt, um die sehr großen lokalen Deformationen des weichen Gummis abilden zu können. Bei der starren Asphaltoberfläche treten keine Deformationen auf, die Kantenlänge der Fahrbahnelemente darf jedoch auch nicht zu groß gewählt werden, da sonst die Makrotextur der Fahrbahn nicht mehr korrekt abgebildet wird. Die Konvergenz des Modells wurde in [Gol19] untersucht. Abbildung 5.14 zeigt das FE-Modell bestehend aus Fahrbahn und Profilklotz. Die kon-

zentrierte Last $F_z(t)$ wird in eine Flächenlast umgerechnet und greift an der Fläche A_{Top} an. Die konstante Schlupfgeschwindigkeit v_s wird für einen Knoten im Mittelpunkt von A_{Top} als Anfangs- und Randbedingung vorgegeben. Alle anderen Knoten der Fläche A_{Top} sind mit diesem starr gekoppelt, was anschaulich einer infinitesimal flachen, starren und masselosen Platte auf A_{Top} entspricht. Sowohl der Kontakt zwischen Gummi und Fahrbahn als auch der Selbstkontakt des Gummis wurden mit der KINEMATIC-Formulierung implementiert, da die Verwendung der PENALTY-Formulierung in Verbindung mit der Subroutine *yfric* zu fehlerhaften Ergebnissen führte. Die Vorgabe eines konstanten Reibwertes innerhalb der Subroutine hat in diesem Fall nicht zu dem gleichen Ergebnis geführt wie die Vorgabe eines konstanten Reibwertes ohne Subroutine. Die KINEMATIC-Formulierung führt bei konstantem Reibwert mit und ohne Subroutine zum gleichen Ergebnis. Dieses ist wiederum nahezu identisch mit dem Ergebnis der PENALTY-Formulierung ohne Subroutine. Aufgrund der Rechenzeit und des stark nichtlinearen Verhaltens, bedingt durch die großen lokalen Deformationen, wurde ein explizites Integrationsverfahren verwendet. Das in 5.2.2 vorgestellte Reibgesetz wurde in der Subroutine *yfric* implementiert. Eine detaillierte Beschreibung dieser Implementierung ist in Abschnitt 5.2.3 zu finden. Die Simulationsdauer hängt stark vom verwende-

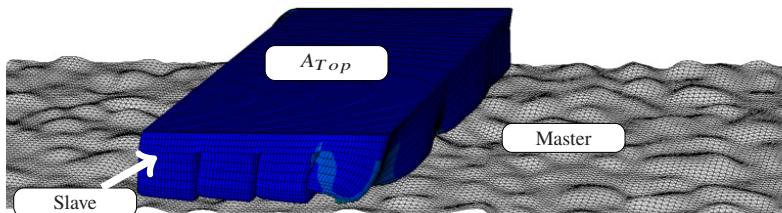


Abbildung 5.14: Darstellung des FE-Modells mit der Fahrbahn als Master und dem Profilklotz als Slave. A_{Top} ist die Oberseite des Profilklotzes [Löw+21].

ten Profil und vor allem von der Fahrgeschwindigkeit ab, da die Kontaktzeit umgekehrt proportional zur Fahrgeschwindigkeit zunimmt. Bei einer Simulation mit einem Kern und einer Intel(R) Xeon(R) Gold 6134 CPU (3,2 GHz)

ergeben sich die Tabelle 5.3 dargestellten Simulationszeiten. Der erhöhte Simulationsaufwand durch die Lamellen ist deutlich zu erkennen. Dies liegt zum einen am Selbstkontakt zwischen den einzelnen Lamellen (siehe Seite 97) und zum anderen an den insgesamt größeren Deformationen. Tabelle 5.4 zeigt

Profil	Geschwindigkeit	Simulationsdauer
BB	50 km h ⁻¹	41 min
BB	140 km h ⁻¹	17 min
BBs	50 km h ⁻¹	119 min
BBs	140 km h ⁻¹	41 min
SB	50 km h ⁻¹	17 min
SB	140 km h ⁻¹	7 min

Tabelle 5.3: Simulationsdauer in ABAQUS abhängig von Profil und Fahrgeschwindigkeit bei Verwendung einer Intel(R) Xeon(R) Gold 6134 CPU (3,2 GHz) [Löw+21].

die Minimal-, Maximal-, und Mittelwerte der Zeitinkremente für die drei verschiedenen Profile. Während die Inkremeante für die Profile BB und SB relativ konstant sind, ist bei Profil BBs ein deutlicher Unterschied zwischen Minimal- und Maximalwert zu sehen. Dies liegt an den großen lokalen Deformation, die eine starke Reduzierung der Zeitschrittweite erforderlich machen.

Zeitinkrement	BB	BBs	SB
Minimum	$3,303 \cdot 10^{-7}$ ms	$0,718 \cdot 10^{-7}$ ms	$3,296 \cdot 10^{-7}$ ms
Mittelwert	$3,358 \cdot 10^{-7}$ ms	$1,492 \cdot 10^{-7}$ ms	$3,348 \cdot 10^{-7}$ ms
Maximum	$3,389 \cdot 10^{-7}$ ms	$2,183 \cdot 10^{-7}$ ms	$3,383 \cdot 10^{-7}$ ms

Tabelle 5.4: Kleinstes, größtes und mittleres Zeitinkrement während der Simulation für die drei untersuchten Profile [Löw+21].

Materialmodell

Das Gummi wird mit hyperelastischen und viskoelastischen Materialeigenschaften modelliert. Das hyperelastische Verhalten wird über die Angabe der Parameter $c01$, $c10$ und $d1$ des MOONEY-RIVLIN-Modells definiert. Eine Temperaturabhängigkeit wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht definiert. Das viskoelastische Materialverhalten wird durch Prony-Terme angenähert. Die verwendeten Materialdaten sowie eine detaillierte Beschreibung der Materialmodelle sind in Kapitel 5.2.3 zu finden.

Das lokale Reibgesetz

Die Implementierung des in Kapitel 5.2.2 beschriebenen Reibgesetzes erfolgt mit der Abaqus-Subroutine *vfric* unter Verwendung der Programmiersprache FORTRAN 77 [SimoJc]. Die Fahrbahn wurde im Kontakt als Master(-Oberfläche) und der Profilklotz als Slave(-Oberfläche) definiert. Basierend auf Gleichung 5.74 wird in jedem Zeitschritt t_{i+1} für jeden Knoten n_{sj} der Slave-Oberfläche der Reibwert $\mu_{sj}(t_{i+1})$ berechnet (siehe Abbildung 5.14). Der Index j nummeriert alle im Kontakt mit der Fahrbahn befindlichen Slave-Knoten durch. Die lokale Flächenpressung \bar{p}_j am entsprechenden Knoten steht aus der Simulation zur Verfügung. Das Zeitinkrement Δt wird durch die Schrittweite des Solvers festgelegt. Die Parameter λ , μ_0 und μ_∞ werden dem Programm vor Beginn der Simulation als Konstanten übergeben.

In Tabelle 5.5 sind alle Vektoren dargestellt, die bei der Implementierung in ABAQUS verwendet werden. Zeile 1 beinhaltet den Namen des Vektors, Zeile 2 kennzeichnet die Einträge des entsprechenden Vektors. Zeile 3 fasst die Größe des Vektors zusammen und in Zeile 4 ist der Laufindex angegeben, über den die Einträge der Vektoren hochgezählt werden. $\vec{\mu}_s$ beschreibt das mit den Slave-Knoten mitbewegte Reibwertkennfeld. $\vec{\mu}_m$ beschreibt das ortsfest auf der Master-Oberfläche verbleibende Reibwertkennfeld. $\vec{\vec{\mu}}_m$ beschreibt das ortsfest auf der Master-Oberfläche verbleibende Reibwertkennfeld, ausgewertet an den Punkten, an denen sich die Knoten der Slave-Oberfläche zum

entsprechenden Zeitpunkt befinden. $\vec{\mu}_{init}$ berechnet sich aus $\vec{\mu}_m$ und $\vec{\mu}_s$ und bildet den Transport des Fluids durch den lokalen Schlupf zwischen Master und Slave-Oberfläche ab. \vec{p} beschreibt die mittlere Flächenpressung an den Knoten der Slave-Oberfläche. \vec{n}_s und \vec{n}_m beinhalten die Knoten der Slave- respektive Master-Oberfläche. In Zeile 2 ist die unterschiedliche Größe der Vektoren ange deutet, da sich aufgrund der unterschiedlichen Netzaufteilung stets mehr Slave- als Master-Knoten im Kontakt befinden und somit im Allgemeinen $N_s > N_m$ gilt.

Bezeichnung	$\vec{\mu}_s$	$\vec{\mu}_m$	$\vec{\bar{\mu}}_m$	$\vec{\mu}_{init}$	\vec{p}	\vec{n}_s	\vec{n}_m
Vektor	$\begin{pmatrix} \mu_{s1} \\ \vdots \\ \mu_{sj} \\ \vdots \\ \mu_{sN_s} \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} \mu_{m1} \\ \vdots \\ \mu_{mj} \\ \vdots \\ \mu_{mN_m} \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} \bar{\mu}_{m1} \\ \vdots \\ \bar{\mu}_{mj} \\ \vdots \\ \bar{\mu}_{mN_s} \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} \mu_{init1} \\ \vdots \\ \mu_{initj} \\ \vdots \\ \mu_{initN_s} \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} \bar{p}_1 \\ \vdots \\ \bar{p}_j \\ \vdots \\ \bar{p}_{N_s} \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} n_{s1} \\ \vdots \\ n_{sj} \\ \vdots \\ n_{sN_s} \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} n_{m1} \\ \vdots \\ n_{mk} \\ \vdots \\ n_{mN_m} \end{pmatrix}$
Größe	$1 \times N_s$	$1 \times N_m$	$1 \times N_s$	$1 \times N_s$	$1 \times N_s$	$1 \times N_s$	$1 \times N_m$
Laufindex	j	k	j	j	j	j	k

Tabelle 5.5: Darstellung aller Vektoren, die bei der Implementierung in ABAQUS verwendet werden [Löw+21].

Für den Knoten n_{sj} lautet die Berechnungsvorschrift für den Reibwert

$$\mu_{sj}(t_{i+1}) = \underbrace{\frac{1}{2} \left(\bar{\mu}_{mj}(t_i) + \mu_{sj}(t_i) \right)}_{I: \mu_{initj}(t_i)} + \underbrace{\Delta t \frac{\partial}{\partial \tau} \mu_k(p_k, \tau)}_{II} \Big|_{\tau=\tau_j(t_i), p_k=\bar{p}_j(t_i)}. \quad (5.75)$$

Hier beschreibt $\mu_{sj}(t_i)$ Term I.b aus Gleichung 5.74 und somit den Teil des Reibwertes, der der Gummioberfläche zugeordnet ist, da sich der Knoten n_{sj} im aktuellen Zeitintervall Δt mit der lokalen Schlupfgeschwindigkeit $v_{sj}(t_i)$ um die Strecke Δx zur Position des Knoten n_{sj} zum Zeitpunkt t_{i+1} bewegt hat.

Der Reibwert $\bar{\mu}_{m_j}(t_i)$ ist der Reibwert auf der Fahrbahn zum Zeitpunkt t_i an der Stelle, an der sich der Knoten n_{s_j} zum Ende des aktuellen Zeitinkrementes t_{i+1} befindet. Der Reibwert auf der Master-Oberfläche repräsentiert den stationär auf der Fahrbahn befindlichen Anteil des Fluidfilms. Daher wird der Reibwert der Master-Oberfläche an der Stelle herangezogen, an der sich der Slave-Knoten zum Zeitpunkt t_{i+1} , und damit zum Ende des aktuellen Zeitinkrementes, befindet (Siehe hierzu Term I.a in Gleichung 5.74). Durch die Formulierung der Oberfläche als R3D3 Elemente befindet sich der Knoten n_{s_j} auf einer dreieckigen Fläche, die durch die Knoten der Masteroberfläche $n_{m_k} \forall k \in M_j$ aufgespannt wird, wie in Abbildung 5.15 dargestellt. M_j beschreibt die Menge

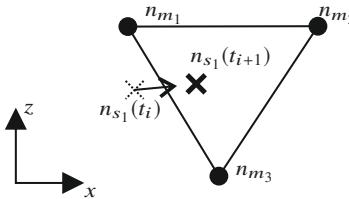


Abbildung 5.15: Verschiebung des Slave-Knotens n_{s_1} im Zeitschritt von t_i bis t_{i+1} [Löw+21].

aller Master-Knoten, die die Fläche definieren, auf der sich der Slave-Knoten n_{s_j} zum Zeitpunkt t_{i+1} befindet. Der Reibwert $\bar{\mu}_{m_j}(t_i)$ als Beschreibung für Term I.a aus Gleichung 5.74 lässt sich näherungsweise als Mittelwert der Reibwerte an den drei benachbarten Master-Knoten angeben und lautet somit

$$\bar{\mu}_{m_j}(t_i) = \frac{1}{3} \sum_{k \in M_j} \mu_{m_k}(t_i). \quad (5.76)$$

Eine Gewichtung der Werte von $\mu_{m_k} \forall k \in M_j$ entsprechend ihres Abstandes zu n_j wurde zur Reduzierung der Modellkomplexität nicht vorgenommen. $\mu_{init_j}(t_i)$ beschreibt somit den neuen Reibwert durch den Transport eines Teils des viskosen Restwasserfilms mit der Schlupfgeschwindigkeit \vec{v}_s und den Verbleib des anderen Teils des Restwasserfilm auf der Fahrbahn. Dieser Reibwert ändert sich nun durch das weitere Ausquetschen des Films, welches durch Term II aus Gleichung 5.75 beschrieben wird. Für die Flächenpressung $\bar{p}_j(t_{i+1})$ am

Slave-Knoten n_{s_j} gilt $p_k = \bar{p}_j(t_{i+1})$ und somit für die charakteristische Zeit an Knoten n_{s_j}

$$\tau_j(t_i) = -\frac{1}{-\lambda\bar{p}_j(t_{i+1})} \ln \left(\frac{\mu_{init_j}(t_i) - \mu_\infty}{\mu_\infty - \mu_0} \right). \quad (5.77)$$

Aufgrund der vorgegebenen Implementierung der Subroutine *vfric* durch ABAQUS wird die Flächenpressung $p_j(t_{i+1})$ zum Ende des aktuellen Zeitinkrementes zur Berechnung des Reibwertgradienten anhand des Kennfeldes $\mu_k(p_k, \tau)$ herangezogen. Physikalisch bedeutet dies, dass zuerst der Fluidfilm auf die beiden Oberflächen aufgeteilt wird, dann die inkrementelle Verschiebung aufgrund des lokalen Schlupfes durchgeführt wird und zuletzt das Ausquetschen auf Basis des durch die inkrementellen Verschiebung gemittelten Wasserfilms berechnet wird. Eine andere Reihenfolge wäre jedoch ebenso denkbar. Damit ist der Reibwert $\mu_{s_j}(t_{i+1})$ vollständig definiert und wird für die Berechnung der Reibkraft am entsprechenden Slave-Knoten herangezogen. Dieser neue Reibwert wird für alle Slave-Knoten n_{s_j} bis zum nächsten Zeitschritt gespeichert und im nächsten Zeitschritt wiederum als $\mu_{s_j}(t_i)$ verwendet. Diese Daten können innerhalb der Subroutine in der von ABAQUS dafür vorgesehenen Variablen STATEV gespeichert werden. Außerdem wird im nächsten Zeitschritt wiederum ein Wert für $\mu_{m_k}(t_i)$ benötigt (siehe Gleichung 5.75), weswegen der berechnete Wert von $\mu_{s_j}(t_i)$ auch anteilig in $\mu_{m_k}(t_{i+1})$ abgespeichert wird. Die formelmäßige Beschreibung lautet

$$\mu_{m_k}(t_{i+1}) = \frac{1}{\text{Anzahl } (j \in S_k)} \sum_{j \in S_k} \mu_{s_j}(t_{i+1}), \quad (5.78)$$

wobei S_k die Menge aller Slave-Knoten beschreibt, die zum Zeitpunkt t_{i+1} auf einer der durch n_{m_k} definierten Fläche liegen. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 5.16 dargestellt. Da sich mehrere Slave-Knoten auf den durch n_{m_k} definierten Flächen befinden, wird der neue Reibwert $\mu_{m_k}(t_{i+1})$ für einen Master-Knoten als Mittelwert der Reibwerte $\mu_{s_j}(t_{i+1}) \forall j \in S_k$ aller zum Zeitpunkt t_{i+1} direkter benachbarter Slave-Knoten berechnet. Anschaulich bedeutet dies, dass zum Ende eines jeden Zeitinkrementes die Reibwertvektoren $\vec{\mu}_s$

und $\vec{\mu}_m$ den selben Verlauf eines real vorliegenden Reibwertes $\mu(x, y, t_{i+1})$ im Raum approximieren. Auf eine Gewichtung der Werte von $\mu_{s_j} \forall j \in S_k$ entsprechend ihres Abstandes zu m_k wurde analog zu Gleichung 5.76 verzichtet. Alternativ wäre es auch möglich, nur die vier Slave-Knoten heranzuziehen, die das Segment der Slave-Oberfläche bilden, mit der sich der Master-Knoten n_{m_k} in Kontakt befindet. Welche diese vier Knoten sind, kann der Subroutine jedoch nicht direkt entnommen werden. Deshalb wird hier der etwas gröbere Ansatz des Mittelwerts aller Slaveknoten, die sich auf einer durch n_{m_k} definier-ten Fläche befinden, gewählt. Die Speicherung von $\mu_{m_k}(t_{i+1})$ ist in ABAQUS nicht vorgesehen und erfolgt daher in FORTRAN 77 über einen Speicherplatz für globale Variablen (Common block).

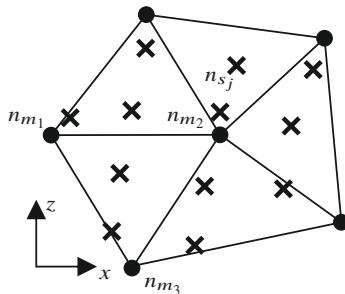


Abbildung 5.16: Dargestellt ist die Position des Master-Knotens n_{m_2} sowie der direkt benachbarten Master-Knoten zum Zeitpunkt t_i . Außerdem ist die Position aller Slave-Knoten abgebildet, die zum Zeitpunkt t_{i+1} auf den durch n_{m_2} aufgespannten Flächen liegen [Löw+21].

Abbildung 5.17 zeigt den Programmablauf der Subroutine *vfric*. Zunächst wird mit Gleichung 5.76 der Reibwert $\vec{\mu}_m$ auf der Master-Oberfläche berechnet. Das Ergebnis wird in Gleichung 5.75, Teil I zusammen mit dem Reibwert auf der Slave-Oberfläche $\vec{\mu}_s(t_i)$ zur Berechnung des Anfangsreibwertes $\vec{\mu}_{init}$ verwendet. Damit lässt sich nach Gleichung 5.77 unter Verwendung von \vec{p}_s die Kennfeldzeit τ berechnen, die wiederum in Gleichung 5.63 zum Auslesen der Gradienten $\partial \mu_k \cdot \partial \tau^{-1}$ verwendet wird. Damit lässt sich dann in Gleichung 5.75 der Reibwert $\vec{\mu}_s(t_{i+1})$ bestimmen, welcher von ABAQUS zur Berechnung der

Reibkräfte herangezogen wird. Innerhalb der Subroutine wird mit Gleichung 5.78 anschließend noch der Reibwert $\vec{\mu}_m(t_{i+1})$ an den entsprechenden Master-Knoten gespeichert.

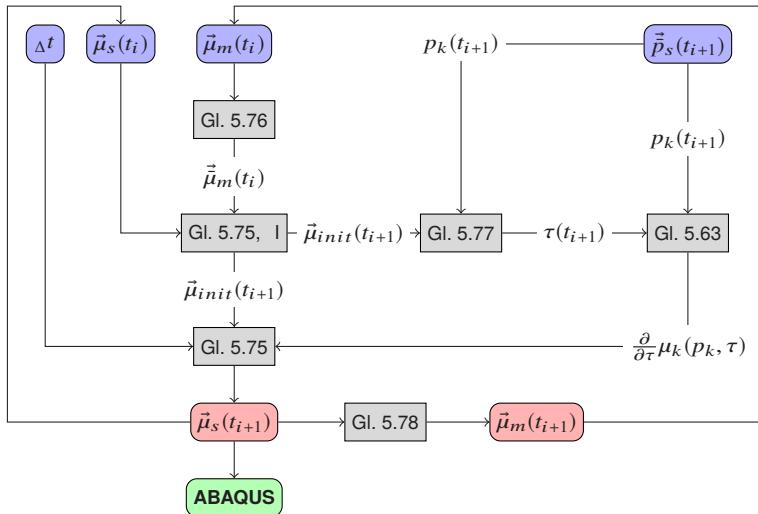


Abbildung 5.17: Programmablauf der Subroutine `vfric`[Löw+21].

Abbildung 5.18 zeigt den lokalen Reibwert auf der Fahrbahn bei Simulationsende für Profil BBs. Wo kein Kontakt hergestellt wird, bleibt der viskose Wasserfilm ungestört und der Reibwert somit bei μ_0 . Auf den Rauheitsspitzen wurde der Wasserfilm ausgequetscht und der Reibwert μ_∞ liegt an. Bei flacheren Erhebungen, auf denen niedrigere Kontaktdrücke geherrscht haben, liegt der Reibwert zwischen μ_0 und μ_∞ . Bei 50 km h^{-1} befand sich der Profilklotz länger in der Reifenaufstandfläche als bei 140 km h^{-1} und es stand somit mehr Zeit zur Verfügung, um das Wasser auszupressen. Dies macht sich im insgesamt etwas höheren Reibwertniveau bemerkbar. Anzumerken ist, dass der vom Profilklotz während der Simulation zurückgelegte Gleitweg unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit ist, da die Gleitgeschwindigkeit direkt proportional

zur Fahrgeschwindigkeit ist und diese wiederum umgekehrt proportional zur Kontaktzeit.

Vereinzelt sind Bereiche zu erkennen, in denen der Reibwert bei 140 km h^{-1} höher ist als bei 50 km h^{-1} . Zum einen kann die insgesamt größere Dynamik der Profilklotzbewegung bei 140 km h^{-1} dazu führen, dass in manchen Bereichen kurzzeitig Kontakt hergestellt wird, in denen sonst überhaupt kein Kontakt zwischen Gummi und Fahrbahn stattgefunden hätte. Dies ist im in Abbildung 5.18b rechts oben zu erkennen. Zum anderen kann die Materialdämpfung im Gummi zu lokal höheren Kontaktdrücken und damit zu einem schnelleren Anstieg des Reibwertes führen. Beide Effekte sind jedoch für die globale Reibkraft von vernachlässigbarer Bedeutung.

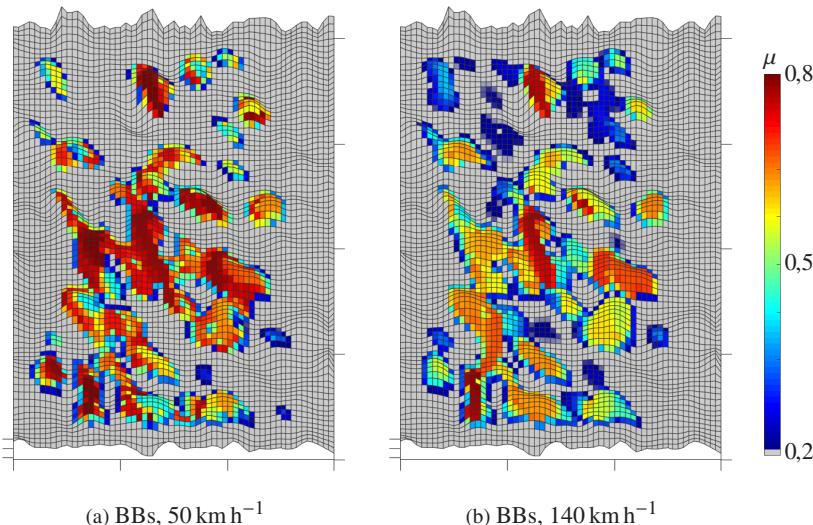


Abbildung 5.18: Lokaler Reibwert auf der Fahrbahn zu Ende der Simulation für Profil BBs bei 7.5% Schlupf. Dargestellt ist ein $60 \text{ mm} \times 80 \text{ mm}$ großer Ausschnitt der Fahrbahn [Löw+21].

Wischkanteneffekt

Als eine Erweiterung des Reibgesetzes wurde ein sogenannter Wischkanteneffekt modelliert. Die Modellvorstellung ist dabei, dass eine Kante des Profilklotzes nicht auf den vor ihr liegenden viskosen Restwasserfilm aufschwimmt, sondern diesen wegwischt. Da aufgrund der hohen Flächenpressung unter einer Kante schnell ein hoher Reibwert etabliert ist, wird dieser beim Gleiten der Kante über die Fahrbahn mitgenommen. In Abbildung 5.19 wird dies anschaulich. Zum Zeitpunkt t_1 liegt an den Punkten Q_1 und P_1 ein gewisser

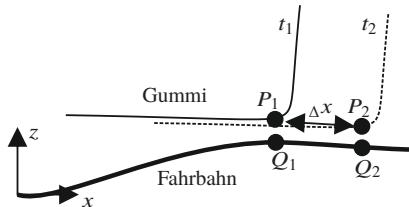


Abbildung 5.19: Schematische Darstellung Wischkanteneffekt [Löw+21].

Reibwert an. An Punkt P_2 liegt der Anfangsreibwert μ_0 an. Bis zum Zeitpunkt t_2 rutscht Q_1 nun um die Strecke Δx nach rechts. Anstatt, nach Gleichung 5.75, den Mittelwert der Reibwerte an Q_1 und P_2 zu bilden, gilt nun für Term I von Gleichung 5.75

$$\mu_{init_j}(t_i) = \bar{\mu}_{m_j}(t_i) \quad (5.79)$$

Damit wir der niedrige Reibwert, respektive hohe viskose Restwasserfilm an P_2 ignoriert und stattdessen der höhere Reibwert von Q_1 verwendet. Ob es sich wirklich um eine Kante handelt, wird in der Simulation anhand von zwei Bedingungen überprüft. Zunächst muss der Reibwert am Slave-Knoten zu Beginn des Zeitschrittes größer sein als auf der Master-Oberfläche. Die Bedingung hierfür lautet

$$\bar{\mu}_{m_j}(t_i) <= \alpha_w \bar{\mu}_{s_j}(t_i). \quad (5.80)$$

Physikalisch bedeutet dies, dass die Kante aus einem trockenen Bereich der Fahrbahn wieder auf einen nassen Teil der Fahrbahn gleitet. Dementsprechend wäre der Reibwert auf der Master-Fläche niedriger als am Slave-Knoten. Durch Gleichung 5.79 wird dieser jedoch dem Reibwert am Slave-Knoten angepasst und der vor der Kante liegende Wasserfilm somit „weggewischt“. Der Schwellwert α_w sorgt dafür, dass kleinere Unregelmäßigkeiten im Reibwertverlauf nicht irrtümlich als Kante klassifiziert werden. Außerdem muss die Bedingung

$$\mu_{m_k}(t_i) = \mu_0 \quad (5.81)$$

für mindestens ein $k \in M_j$ erfüllt sein. Anschaulich bedeutet dies, dass mindestens ein Knoten des Fahrbahnsegments, auf dem sich der Slave-Knoten n_{s_j} aktuell befindet, den Anfangsreibwert μ_0 aufweisen muss, was einem noch ungestörten viskosen Restwasserfilm an diesem Knoten entspricht. Ist diese Bedingung nicht erfüllt, so waren zu einem früheren Zeitpunkt bereits alle benachbarten Knoten des Masters in Kontakt und es gibt keinen ungestörten viskosen Restwasserfilm, der von der Profilkante weggeschwommen könnte. Eine Einschränkung der als Kante infrage kommenden Knoten auf bestimmte Bereiche wurde aufgrund der teilweise sehr großen Profilklotzdeformationen nicht vorgenommen. Prinzipiell kann also jeder Knoten des Profilklotzes als Kante identifiziert werden, sofern die Bedingungen aus Gleichung 5.79 und 5.81 erfüllt sind.

In Abbildung 5.20 sind alle Knoten der Fahrbahn dargestellt, auf denen bis zum Ende der Simulation der Wischkanteneffekt detektiert wurde. Die Farbskala markiert die durch den Wischkanteneffekt nach Gleichung 5.79 verursachte Reibwertänderung. Abgesehen von einigen wenigen Fehldetections sind die 4 Kanten von Profil BBs (b), beziehungsweise die einzelne Kante von Profil BB (a) deutlich zu erkennen. Bei Profil BBs ist die vordere Kante wesentlich stärker ausgeprägt als die drei nachfolgenden. Dies liegt daran, dass die hinteren Kanten ab einem gewissen Zeitpunkt über Stellen der Fahrbahn rutschen, auf denen der Wasserfilm zuvor bereits durch das davorliegende Klotzsegment ausgepresst wurde. Somit ist Gleichung 5.81 nicht erfüllt und es wird

kein Wischkanteneffekt detektiert. Dennoch liegt in diesem Bereich ein hoher Reibwert an, wie in Abbildung 5.18b zu erkennen ist.

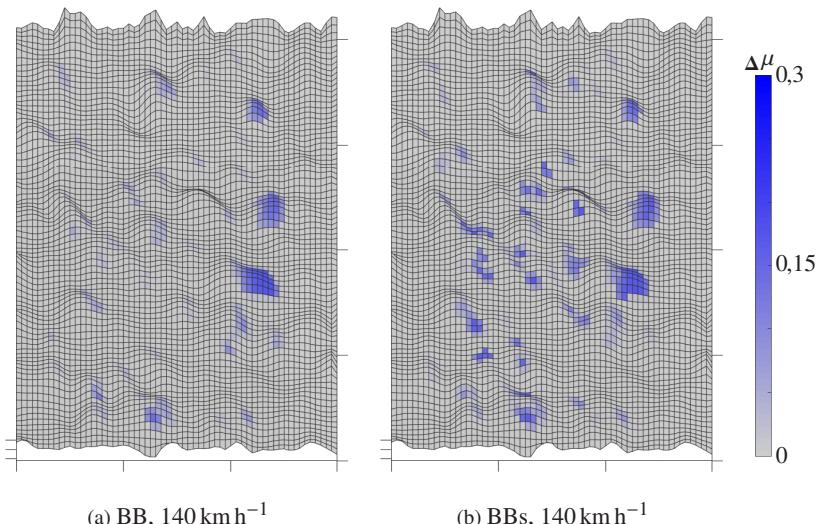


Abbildung 5.20: Änderung des Reibwertes $\Delta\mu$ aufgrund des Wischkanteneffektes [Löw+21].

Verkanten und Hysterese

Durch die Makrorauheit der Fahrbahn kann es vorkommen, dass die Kanten der Profilklotze an einzelnen Rauheitsspitzen hängenbleiben. Wird die Kante dann über die Spitze gezogen, so entsteht unabhängig vom Reibwert eine Umfangskraft, weswegen der globale, nach Gleichung 5.57 ermittelte, Reibwert theoretisch größer sein kann als der lokale Grenzreibwert μ_∞ . Ein weiterer Grund hierfür ist, dass das Modell durch die Dämpfungsverluste im Material Hysteresereibung generiert. Eigentlich soll die Hysteresereibung durch das Reibgesetz abgebildet werden, die Kombination aus dämpfenden Materialeigenschaften und makrorauer Fahrbahn führt jedoch dazu, dass auf der

größten Längenskala der Fahrbahnrauheit direkt Hysteresereibung modelliert wird. Entsprechende Simulationen haben jedoch gezeigt, dass auf die Dämpfung im Materialgesetz nicht verzichtet werden kann, da sonst zum einen das dynamische Verhalten des Modells sehr instabil wird und zum anderen keine realistischen Kontaktflächen und Kontaktdrücke berechnet werden. Diese Größen sind jedoch von elementarer Bedeutung für das Reibgesetz und der Grund, warum die Fahrbahn überhaupt als dreidimensionale Struktur mit voller Makrorauheit modelliert wird. Somit muss bei der späteren Interpretation der Ergebnisse berücksichtigt werden, dass diese nicht nur den Einfluss des Reibgesetzes widerspiegeln, sondern auch die direkte Abbildung von Hysteresereibung auf der größten Längenskala beinhalten.

Kontaktverlust

Verliert ein Knoten des Profilklotzes den Kontakt mit der Fahrbahn, so wird der Reibwert am entsprechenden Slave-Knoten auf den Anfangsreibwert μ_0 zurückgesetzt. Anschaulich rutscht in diesem Fall eine Gummielement von einer Erhebung über ein Vertiefung der Fahrbahn auf die nächste Erhebung. In der Zeit des Kontaktverlustes kann die Gummioberfläche wieder mit Wasser benetzt werden, daher ist es nicht sinnvoll mit dem Reibwert aus dem letzten Kontakt weiterzurechnen. Umgekehrt wird jedoch davon ausgegangen, dass eine Rauheitsspitze ihren Reibwert beibehält, auch wenn zwischenzeitlich der Kontakt mit dem Gummi verloren geht. Ein Zurückfließen des Fluids auf einmal trockengelegte Spitzen wird also nicht zugelassen. Andernfalls müsste das Fluid entgegen der Gravitationskraft und innerhalb der nur sehr kurzen dafür zur Verfügung stehende Zeit von wenigen Millisekunden auf eine einzelne Erhebung zurückströmen. Ein Zurückfließen des in den einzelnen Lamellenzwischenräumen gespeicherten Wassers wäre theoretisch denkbar, wurde an dieser Stelle aber nicht berücksichtigt.

Selbstkontakt

Durch die starken lokalen Deformationen des Gummis, insbesondere beim lamellierten Profil BBs, kann es zu Selbstkontakt des Gummis kommen. Dieser Kontakt wird identisch formuliert wie jener zwischen Gummi und Fahrbahn, allerdings wird hierfür ein konstanter Reibwert von $\mu_r=0,2$ angesetzt. Da die einzelnen Lamellen an ihrer Oberseite alle auf der gleichen Höhe fixiert sind und alle die gleiche Länge besitzen, welche wesentlich größer ist als der Abstand zwischen den Lamellen, treten in den Kontaktstellen nur sehr kleine tangentiale Verschiebungen zwischen benachbarten Lamellen auf, die auch bei einem hohen Reibwert nur sehr kleine Verformungen des Gummis in tangentialer Richtung und somit nur sehr kleine tangentiale Kräfte verursachen würden. Somit ist die Höhe des Reibwertes an dieser Stelle von untergeordneter Bedeutung. Der relativ niedrige Wert von $\mu_r=0,2$ wurde gewählt, da das Ausquetschen eines Wasserfilms zwischen zwei makroglatten Oberflächen bei niedriger Flächenpressung sehr lange dauert und Tangentialkräfte somit vermutlich lediglich über die Viskosität des Fluids übertragen werden. Entscheidend ist vielmehr, dass die einzelnen Lamellen sich nicht durchdringen, sondern aufeinander abstützen. Dieses Phänomen ist auch in Abbildung 5.14 zwischen der ersten und zweiten Lamelle zu sehen. Um die Wahl des Parameters abzusichern, wurden Simulationen mit $\mu_r=0,1$ bis 0,3 durchgeführt. Dabei ändert sich die mittlere Bremskraft bei Profil BBs nur um wenige %. Auch die zeitlichen Verläufe von Bremskraft und Kontaktfläche zwischen Profilklotz BBs und Fahrbahn sind nahezu identisch. Bei den Profilen BB und SB sind die Ergebnisse erwartungsgemäß unabhängig von μ_r , da allenfalls sehr lokal Selbstkontakt vorliegt.

5.2.4 Parametrierung

Das lokale Reibgesetz bildet den Einfluss der Viskosität des Fluids als Zwischenmedium im Kontaktbereich des Gummis mit den Rauheitsspitzen der Fahrbahn ab. Die zu definierenden Parameter sind μ_0 , μ_∞ und λ . Dabei ist

pro Materialpaarung Gummi-Fahrbahn ein Parametersatz festzulegen, welcher die Mikrorauigkeit der Fahrbahn, die Größe und Verteilung der Asperitäten, die Viskosität des Fluids sowie den Reibwert der entsprechenden Materialpaarung beschreibt. Zur Parametrierung werden die Messergebnisse von Bremsver suchen mit den Profilen BB und BBs herangezogen. Dabei werden die Ergebnisse von 1 mm Wasserhöhe und 50 km h⁻¹ bzw. 140 km h⁻¹ Fahrgeschwindigkeit verwendet.

Als Gütekriterien werden die Summe der kleinsten Fehlerquadrate bezüglich der Abweichung zwischen Modell- und Testergebnis und die Korrelation zwischen Modell- und Testergebnis festgelegt. Der in Frage kommende Parameterraum wurde durch Voruntersuchungen abgesteckt und stellt sich für die Beläge Asphalt und Safety-Walk wie in Tabelle 5.6 zusammengefasst dar. Der

Parameter	Bereich Asphalt	Bereich Safety-Walk
μ_0 /-	0,2	0,2
μ_∞ /-	0,6...0,9	0,9...1,4
λ /MPa ⁻¹ s ⁻¹	100...1000	100...3000

Tabelle 5.6: Darstellung der sinnvollen Bereiche für die im Modell frei wählbaren Parameter auf den beiden untersuchten Fahrbahnbelägen (Werte für Asphalt aus [Löw+21]).

Anfangsreibwert μ_0 repräsentiert die viskose Reibung im Moment des ersten Kontaktes auf makroskopischer Ebene. Zu diesem Zeitpunkt ist der viskose Restwasserfilm noch geschlossen und Kräfte werden ausschließlich über die Scherung des Fluids übertragen. Daher wird dieser Parameter im Folgenden zu $\mu_0=0,2$ gesetzt. Dieser Wert entspricht in etwa dem Reibwert bei vollem Aquaplaning bei moderaten Wasserhöhen unter 3 mm und sehr hohen Geschwindigkeiten. In diesem Fall werden Bremskräfte hauptsächlich über die Viskosität des Wassers übertragen. Bei moderateren Geschwindigkeiten und größeren Wasserhöhen stellt sich im Allgemeinen ein ähnlicher Reibwert ein, allerdings spielt in diesem Fall auch der Schwallwiderstand des Wassers eine Rolle. Der Grenzreibwert μ_∞ beschreibt den maximal lokal erreichbaren Reibwert und ist daher in einem ähnlichen Bereich wie der gemessenen glo-

bale Reibwert anzusetzen. Hierbei ist zu beachten, dass der globale Reibwert durchaus noch etwas höher sein kann als der lokale Grenzreibwert, da sich der globale Reibwert aus den aufintegrierten lokalen Reibkräften und der Hysteresereibung auf der größten Längenskala, verursacht durch Dämpfungsverluste im Gummi, zusammensetzt. Der wichtigste Parameter ist λ , welcher als Einheit den Kehrwert der dynamischen Viskosität hat. Wird er zu groß gewählt, so wird innerhalb kürzester Zeit überall im Kontakt der Grenzreibwert μ_∞ etabliert, was einem konstanten Reibwert ohne Einfluss eines Fluids entspricht. In diesem Fall prognostiziert das Modell weder eine Geschwindigkeits- noch eine Profilabhängigkeit des globalen Reibwertes am Profilklotz. Wird er zu klein gewählt, reicht die Kontaktzeit innerhalb eines Latschdurchlaufes des Profilklotzes nicht aus um den viskosen Restwasserfilm zu verdrängen und es entsteht viskoses Aquaplaning, wie es beispielsweise bei einer mit Öl bedeckten Fahrbahn zu erwarten wäre. Der in Tabelle 5.6 dargestellte Parameterraum wird vollfaktoriell abgesucht, um das Modell mit den entsprechenden Testergebnissen zu parametrieren. In Kapitel 5.2.5 wird eine grundsätzliche Betrachtung der Ergebnisse durchgeführt. Die Wahl der Parameter wird in Kapitel 6.2 im Rahmen der Modellvalidierung begründet.

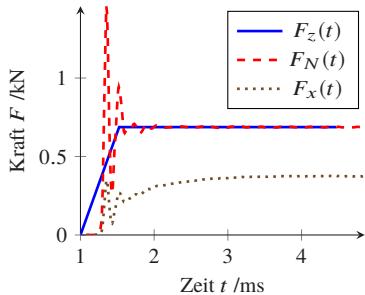
5.2.5 Grundsätzliche Betrachtung der Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden die grundsätzlichen Modellergebnisse diskutiert und auf ihre Plausibilität hin überprüft. Dabei wird die in Tabelle 5.7 dargestellte Parametrierung des Modells verwendet. Die Wahl dieser Parameter wird in Kapitel 6.2 begründet und wird hier als gegeben angenommen. Die Modellvalidierung anhand der Messergebnisse erfolgt ebenfalls in Kapitel 6.2. Abbildung 5.21a zeigt die zeitlichen Verläufe der vorgegebenen Normalkraft

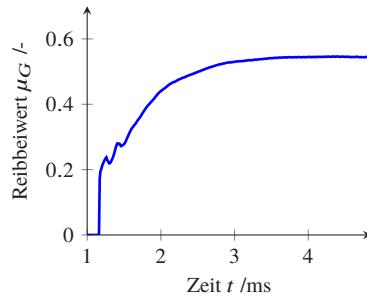
μ_∞ /-	μ_0 /-	λ /MPa $^{-1}$ s $^{-1}$	Belag
0.8	0.2	600	Asphalt

Tabelle 5.7: Modellparameter für das Reibgesetz [Löw+21].

$F_z(t)$ an der Klotzoberseite, sowie die daraus resultierende Normal- und Umfangskraft im Kontakt. Trotz der langsam als Rampenfunktion ansteigenden Last $F_z(t)$ schlägt der Klotz relativ abrupt auf der Fahrbahn auf und wird dadurch zu Schwingungen in vertikaler Richtung angeregt, welche durch die Materialdämpfung jedoch innerhalb 1 ms, und damit relativ schnell, wieder abklingen. Diese Schwingungen machen sich in den Kontaktkräften $F_N(t)$ und $F_x(t)$ bemerkbar. Wird aus den Kontaktkräften nach Gleichung 5.57 der, in Abbildung 5.21b dargestellte, globale Reibwert berechnet, so werden diese Überschwinger größtenteils kompensiert. Der Mittelwert dieses Reibwertes dient als beschreibende Größe für die übertragbaren Bremskräfte des untersuchten Profils bei den gegebenen Parametern und wird später zur Validierung des Modells herangezogen. Abhängig von Fahrgeschwindigkeit und relativem



(a) Radlastanteil $F_z(t)$ sowie die Kontaktkräfte $F_N(t)$ und $F_x(t)$.



(b) Reibwert μ

Abbildung 5.21: Simulationsergebnisse für Profil BB bei 140 km h^{-1} und den in Tabelle 5.7 beschriebenen Parametern [Löw+21].

Schlupf wird die absolute Schlupfgeschwindigkeit v_s an der Klotzoberseite vorgegeben (siehe Abbildung 5.9). Wird der Schlupf für eine Geschwindigkeit variiert, so ergibt sich eine der in Abbildung 5.22 dargestellten μ -Schlupf Kurven. Die anderen Kurven sind das Ergebnis von Simulationen mit den gleichen Parametern, allerdings wird der Profilklotz jeweils um 20 mm in Fahrtrichtung verschoben auf der Fahrbahn abgesetzt, sodass er während der Simulation mit einem anderen Teil der Asphaltoberfläche im Kontakt ist. Jeder der eingezeichneten

neten Punkte ist somit das Ergebnis einer eigenen Simulation mit konstantem Schlupf. Alle Simulationen auf der gleichen Stelle des Belags sind zu einer Kurve verbunden. Es ist zu erkennen, dass es für alle Positionen ein Maximum im Bereich zwischen 5 % und 7,5 % Schlupf gibt. Dies ist auch der Bereich, in welchem, bei den in Kapitel 4.2 vorgestellten Bremsversuchen, das Maximum der μ -Schlupf Kurven gemessen wurde. Im Modell ist ein gewisser Schlupf notwendig, um den Profilklotz zu scheren und somit Umfangskräfte aufzubauen. Bei hohen Schlupfgeschwindigkeiten nimmt der Reibwert wegen der Zeitkomponente des Reibgesetzes wieder ab. Je größer der zurückgelegte Weg des Profilklotzes ist, desto größer ist der Bereich der Fahrbahn, auf dem innerhalb der Kontaktzeit der viskose Restwasserfilm verdrängt werden muss. Bei einem konstanten Reibwert auf der Fahrbahn nähme der globale Reibwert mit zunehmendem Schlupf weiterhin zu, da aufgrund der Materialdämpfung mehr Energie dissipiert würde.

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Wahl der Position auf der Fahrbahn einen großen Einfluss auf das Ergebnis hat, welcher jedoch nicht für alle Schlupfwerte gleich ist. Dies liegt an der lokal unterschiedlichen Ausprägung der Fahrbahntextur des Asphalt, die von der Vermessung einer realen Fahrbahn stammt. Deswegen scheidet die Wahl einer repräsentativen Fahrbahnposition aus und es wird im Folgenden jeweils der Mittelwert von Simulationen auf fünf verschiedenen Fahrbahnpositionen verwendet. Abbildung 5.23 zeigt den Verlauf des Schlupfes für die Profile BB und BBs. Der Unterschied der geometrischen Steifigkeiten ist in der Steigung der Kurven aus Null heraus deutlich zu erkennen. Da sich der lamellierte Block stärker verformen kann und außerdem aufgrund der höheren Flächenpressungen das Wasser schneller ausgepresst wird, erreicht die Kurve erst bei einem höheren Schlupf ihr Maximum. Der Grund hierfür liegt in der Hysteresereibung, die mit steigender Schlupfgeschwindigkeit zunimmt, während das Auspressen des Restwasserfilms mit zunehmender Schlupfgeschwindigkeit schwieriger wird. Das Auspressen wird mit zunehmendem Schlupf schwieriger, weil sich die Vorderkante des Klotzes durch die Schlupfbewegung in einen Bereich mit einem bisher ungestörten Fluidfilm hinein bewegt. Dort liegt zunächst ein niedriger Reibwert an, welcher

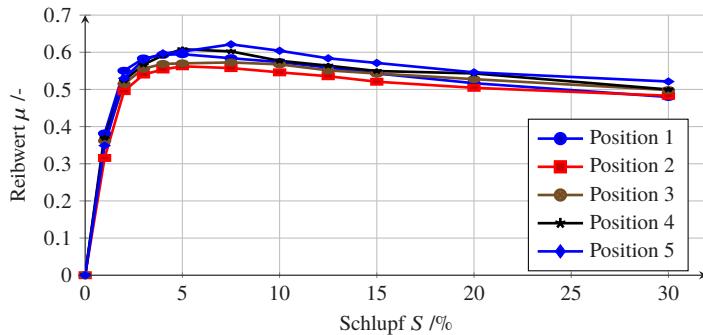


Abbildung 5.22: Variation von Schlupf und Fahrbahnposition für Profil BB bei 140 km h^{-1} . Die Positionen sind in Fahrtrichtung jeweils 20 mm zueinander verschoben [Löw+21].

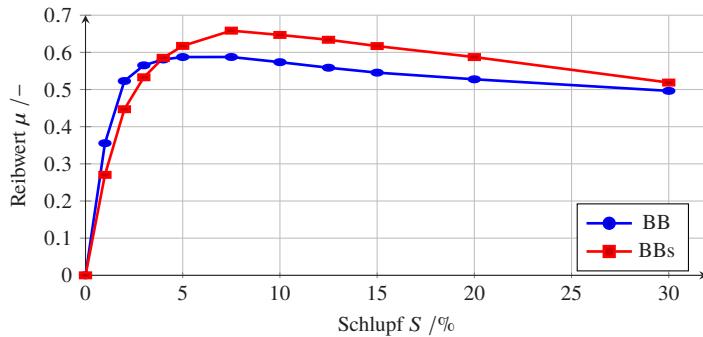


Abbildung 5.23: μ -Schlupf Kurve für die Profile BB und BBs bei 140 km h^{-1} [Löw+21].

erst durch das Auspressen des Fluids mit der Zeit ansteigt. Gleichzeitig verliert der Klotz an seiner hintere Kante Kontakt mit dem Bereich der Fahrbahn, in dem der Fluidfilm bereits ausgepresst wurde. Je höher die Schlupfgeschwindigkeit, desto nachteiliger wirken sich diese beiden Effekte auf den Reibwert aus. Der Maximale Reibwert wird also genau bei dem Schlupf erreicht, bei dem der Reibwertgewinn durch die Hysterese des Gummis dem Reibwertverlust durch den Einfluss des viskosen Restwasserfilms entspricht.

Außerdem ist in Abbildung 5.23 der höhere Maximalwert für Profil BBs zu erkennen. Dieser beruht ebenfalls auf einem schnelleren Anstieg des lokalen Reibwertes aufgrund der höheren lokalen Flächenpressung. Der Reibwert für 0 % Schlupf wurde nicht berechnet, sondern zu 0 % angenommen und dem Diagramm zur besseren Visualisierung der Anfangssteigung manuell hinzugefügt.

5.3 Kopplung der Modelle

Um den in Abbildung 3.1 dargestellten Bereich des Mikro-Aquaplanings beschreiben zu können, werden die beiden Modelle aus Kapitel 5.1 und Kapitel 5.2 wie in Abbildung 5.24 dargestellt miteinander gekoppelt. In Modell 1 (Wasserverdrängung) wird, ausgehend von der initialen Wasserhöhe h_0 , der Verlauf der Wasserhöhe $h(t)$ über die Zeit berechnet, sowie der Verlauf von Fluiddruck, Kontaktdruck, wasserbedeckter Fläche und makroskopischer Kontaktfläche $A_C(t) = A_{R,rel} \cdot A$. Über den Zusammenhang

$$F_z(t) = \int p_c(t) dA_C(t) \quad (5.82)$$

lässt sich daraus der zeitliche Verlauf des Traganteils $F_z(t)$ der Fahrbahn bestimmen. Dieser wird an Modell 2 (Nassgriff) übergeben und bildet somit indirekt die Trägheitswirkung des Fluids ab. Als Ergebnis der Simulation in Modell 2 erhält man, wie bereits in Kapitel 5.2 gezeigt, den resultierenden Bremskraftverlauf und den globalen Reibwert nach Gleichung 5.57. Hierbei ist jedoch der für den Fall der gekoppelten Modelle F_z an Stelle von $F_N(t)$ zu verwenden, da der globale Reibwert die Trägheitswirkung des Fluids mit abbilden muss. Die Parameter für das Materialmodell in Kapitel 5.1 wurden so gewählt, dass bei statischer Belastung eine ähnliche Kontaktfläche erreicht wird wie vom Nassgriff-Modell in Kapitel 5.2 berechnet.

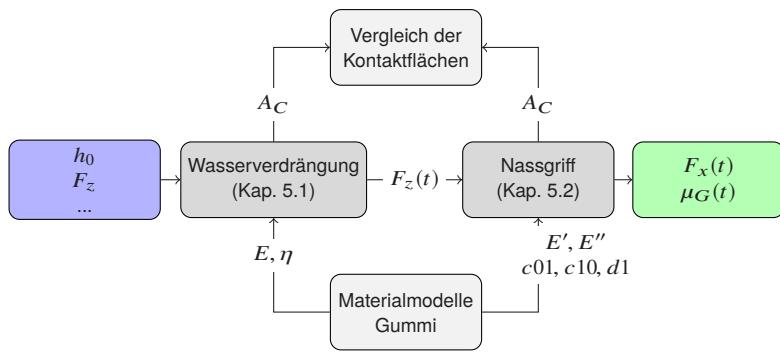


Abbildung 5.24: Kopplung der Modelle für Wasserverdrängung und Nassgriff.

6 Modellvalidierung

Zunächst werden das Modell der Wasserverdrängung und das Nassreibungsmodell getrennt voneinander validiert und die jeweiligen Modellgrenzen diskutiert. Anschließend wird das gekoppelte Modell validiert und die Vorteile der Modellkopplung werden aufgezeigt.

6.1 Validierung Wasserverdrängung

Zur Validierung des Modells werden sowohl die gemessenen maximalen Bremskräfte μ_{max} als auch der im Modell berechnete relative Reibwert μ_{rel} aus Gleichung 5.56 mit dem bei 80 km h^{-1} und 1 mm Wasserhöhe für Profil BB gemessenen bzw. berechneten Wert skaliert. Dadurch ergibt sich der in Abbildung 6.1 dargestellte Bremsindex BI. Die Reihenfolge des Kraftschlusspotentials der Profile stimmt zwischen Test und Modellergebnis überein, wobei Profil BBs das höchste Kraftschlusspotential aufweist. Im Modell werden die einzelnen Lamellen als einzelne Blöcke modelliert, daher wird für dieses Profil das Wasser am schnellsten ausgepresst. Die Modellierung als einzelne Blöcke wird vorgenommen, da sich die Lamellen beim Bremsen aufspreizen und somit die Kapazität der ursprünglich sehr schmalen Lamellenzwischenräume stark vergrößert wird. Dies reicht jedoch offensichtlich nicht aus, um den großen Unterschied zwischen BB und BBs im Testergebnis zu erklären. Zur Berechnung des in Abbildung 6.1 dargestellten BI, wird lediglich der Traganteil der Fahrbahn herangezogen. Es ist jedoch davon auszugehen, dass auf der Fahrbahn ein dünner, viskoser Restwasserfilm verbleibt, welcher zunächst die übertragbaren Umfangskräfte reduziert und erst im Laufe der Zeit durch die

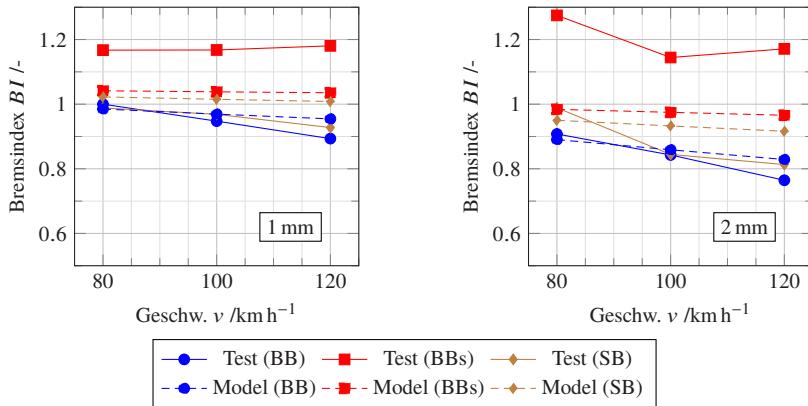


Abbildung 6.1: Skalierte Ergebnisse auf Asphalt für 1 mm und 2 mm Wasserhöhe.

anliegende Flächenpressung im Kontakt weiter ausgepresst wird. Beim Bremsen stellen sich die einzelnen Lamellen auf, wodurch sich die Kontaktfläche stark reduziert. Trotzdem trägt die Fahrbahn die Radlast, weswegen die lokalen Kontaktdrücke wesentlich größer sein müssen und der viskose Restwasserfilm folglich schneller ausgepresst werden kann. Diese Effekte sind im Modell der Wasserverdrängung nicht inkludiert, somit kann das sehr gute Abschneiden von Profil BBs auch nicht abgebildet werden. Dies wird erst mit dem in Kapitel 5.2 eingeführten Nassgriff-Modell möglich.

Vergleicht man die Testergebnisse bei 1 mm und 2 mm für die Profile BB und BBS, so wird der Einfluss der Anfangswasserhöhe h_0 deutlich. Bei 2 mm liegen beide Profile auf einem etwas niedrigeren Niveau und der Abfall über die Geschwindigkeit wird steiler. Dies ist auf die Trägheitseffekte des Wassers zurückzuführen, die bei zunehmender Geschwindigkeit und zunehmender Wasserhöhe dominanter werden. Deswegen zeigt auch das Modell ein niedrigeres Niveau und einen stärkeren Abfall über die Geschwindigkeit bei 2 mm Wasserhöhe.

Der Unterschied zwischen BB und SB besteht im Wesentlichen in der kleineren Fläche von SB. Deswegen kann das Wasser schneller in die umliegenden

Rillen transportiert werden und somit Kontakt zwischen Gummi und Fahrbahn etabliert werden. Dies ist vor allem bei 2 mm Wasserhöhe wichtig, weswegen dort sowohl in Modell- als auch in Testergebnis der Unterschied zwischen den beiden Profilen größer wird.

Allen Ergebnissen ist gemein, dass der vom Modell vorhergesagte Abfall über die Geschwindigkeit kleiner ist als der im Test gemessene. Dies kann auf den Einfluss des viskosen Restwasserfilms zurückgeführt werden. Ebenso, wie das Auspressen des Wasserfilms entgegen den Trägheitskräften Zeit kostet, so wird auch das Auspressen des viskosen Restwasserfilms zwischen einzelnen Rauheitsspitzen der Fahrbahn und dem Reifengummi Zeit kosten. Zusätzlich zu dem im Modell abgebildeten Gradienten über die Geschwindigkeit aufgrund der Trägheitseffekte ist also ein zusätzlicher Gradient über die Geschwindigkeit aufgrund der Viskosität im Restwasserfilm zu erwarten, welcher in diesem Modell nicht abgebildet wird. Auch dies wird erst mit dem in Kapitel 5.2 eingeführten Nassgriff-Modell möglich.

Für die untersuchten Profile sind lediglich Messungen auf Asphalt durchgeführt worden. Trotzdem sollen an dieser Stelle die Simulationsergebnisse für den Safety-Walk™ -Belag diskutiert werden. Diese sind in Abbildung 6.2 dargestellt. Auf eine Skalierung wird verzichtet, da hier nur Simulationsergebnisse miteinander verglichen werden. Deutlich zu erkennen ist der wesentlich größere Einfluss der Profilgeometrie auf μ_{rel} für Safety-Walk™. Außerdem ist der Abfall von μ_{rel} steiler als auf Asphalt. Beides kann mit der niedrigeren Makrorauheit des Safety-Walk™ erklärt werden, welche das Auspressen des Fluids erschwert. Auf Asphalt haben die viskosen Verluste aus Gleichung 5.48 nur einen geringen Einfluss auf das Ergebnis und dienen lediglich dazu das Nachschwingen des Profilklotzes nach dem Aufsetzen auf den ersten Rauheitsspitzen zu reduzieren. Auf Safety-Walk™ treten derartige Schwingungen jedoch nicht auf, weswegen hier keine viskosen Verluste berücksichtigt werden. Auf Safety-Walk™ würden sie zudem einen großen Teil zur Reduktion von μ_{rel} beitragen. Dies ist jedoch nicht sinnvoll, da sich der Profilklotz nach dem ersten Kontakt relativ schnell und, aufgrund des hohen Reibwertes von Safety-Walk™, auch relativ stark verformt. Dies ist im Modell jedoch nicht be-

rücksichtigt und würde zu gänzlich anderen Bedingungen im Fluidfilm führen, als in Abschnitt 2.4 angenommen.

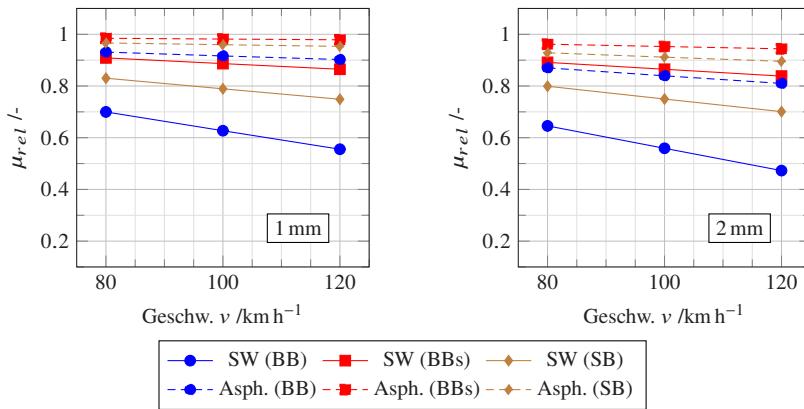


Abbildung 6.2: Relativer Reibwert μ_{rel} auf Asphalt und Safety-Walk™ für 1 mm und 2 mm Wassерhöhe.

6.2 Validierung Nassreibungsmodell

Die in diesem Abschnitt vorgestellte Validierung des Nassreibungsmodells wurde bereits in [Löw+21] veröffentlicht. In den folgenden Abschnitten werden die aus dem Englischen übersetzten Inhalte dieser Veröffentlichung größtenteils übernommen. Zunächst stellt sich die Frage, mit welchen Messungen das Nassgriffmodell validiert werden kann. In Abbildung 6.3 sind Messergebnisse bei 120 km h^{-1} auf feuchter Fahrbahn und bei 1 mm Wasserhöhe dargestellt. Für Profil BB sind die Ergebnisse nahezu identisch. Bei Profil BBs und SB ist der Reibwert bei 1 mm sogar größer als auf feuchtem Belag. Das spricht dafür, dass auch bei 1 mm die Trägheit des Wassers nur eine untergeordnete Rolle spielt, da sonst das Kraftschlusspotential bei 1 mm niedriger sein müsste als auf feuchtem Belag. Eine mögliche Erklärung für das schlechtere Abschneiden bei feuchtem Belag ist der Temperatureinfluss. Je niedriger die geometrische

Steifigkeit des Profils, desto schlechter das Ergebnis bei feuchtem Belag im Vergleich zu 1 mm. Durch die starke Deformation des Gummis werden lokal höhere Kontaktdrücke und damit auch höhere Temperaturen erreicht, die wiederum zur einer Reduktion des Hysteresanteils führen können. Durch die stetige Wasserzufuhr bei den Messungen mit 1 mm wird die gesamte Fahrbahn- und Reifentemperatur im Vergleich zur trockenen oder feuchten Fahrbahn abgesenkt, sodass dieser Effekt reduziert wird. Es kann also davon ausgegangen werden, dass bei 1 mm Nassgriffeffekte dominant sind und gleichzeitig ein zu großer Temperatureinfluss vermieden wird, weswegen die Messungen bei 1 mm Wasserhöhe zur Modellvalidierung herangezogen werden.

Zunächst müssen jedoch die Modellparameter μ_∞ und λ bestimmt werden. Sie werden so gewählt, dass für die Profile BB und BBs bei 1 mm Wasserhöhe eine möglichst gute Annäherung an die Testergebnisse erreicht wird. Profil SB wird bei der Parametrierung nicht berücksichtigt, da die beiden Profile BB und BBs bereits die Extremwerte für die untersuchten geometrischen Eigenschaften abbilden. Anhand von Profil SB kann jedoch untersucht werden, wie sich die gefundenen Parameter auf ein anderes Profil auswirken und damit, wie plausibel sie physikalisch sind. Dadurch ergeben sich die bereits in Tabelle 5.7 dargestellten Parameter. Dazu wurde der in Tabelle 5.6 dargestellte Parameterraum vollfaktoriell mit Inkrementen von $\Delta\mu_\infty = 0.1$ und $\Delta\lambda = 100MPa^{-1}s^{-1}$ abgesucht. Verwendet wird schließlich jene Parameterkombination, welche die beste Korrelation zwischen Modell und Test liefert und gleichzeitig die Summe der Fehlerquadrate minimiert. Die Auswahl erfolgte dabei manuell, da aufgrund der ohnehin relativ großen Streuung in den Testergebnissen eine aufwendigere automatische Optimierung der Modellparameter nicht für sinnvoll befunden wurde. Zudem verhält sich das Modell bei kleinen Änderungen von μ_∞ relativ linear und die genaue Lage des absoluten Reibwertniveaus könnte somit durch eine entsprechende Anpassung von μ_∞ erreicht werden, ohne dass sich die Korrelation zwischen Messung und Modell nennenswert verändert.

Abbildung 6.4 zeigt die Simulationsergebnisse des Nassgriffmodells für die in Tabelle 5.7 dargestellten Parameter. Der relative Schlupf wurde bei 7,5 % festgesetzt. Dies ist der Bereich, in dem zum einen μ_{max} bei Bremsversuchen

gemessen wurde und zum anderen das Maximum der meisten simulierten μ -Schlupf Kurven liegt. In diesem Bereich liegt auch das Maximum der bei ABS-Bremsungen gemessenen Reibwerte [Le 07, S. 25]. Als Vergleich sind die Testergebnisse bei 1 mm Wasserhöhe dargestellt. Für die gewählte Parameterkombination ergibt sich ein Korrelationskoeffizient von $R=0,82$. Der Verlauf von μ über die Geschwindigkeit ist bei allen Profilen nahezu linear, weswegen keine weiteren Geschwindigkeiten simuliert wurden. Das gute

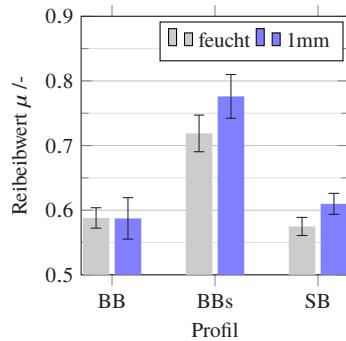


Abbildung 6.3: Messergebnisse bei feuchter Fahrbahn und 1 mm Wasserhöhe auf Asphalt bei 120 km h^{-1} [Löw+21].

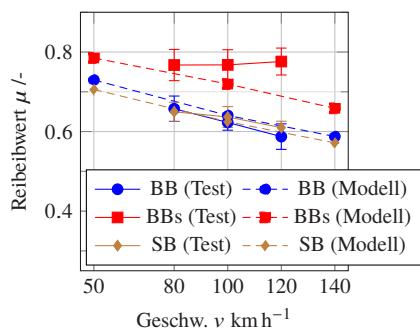


Abbildung 6.4: Vergleich des Nassgriffmodells mit den Messergebnissen bei 1 mm Wasserhöhe auf Asphalt [Löw+21].

Abschneiden von Profil BBs wird auch im Modell sichtbar, auch wenn die Absolutwerte zwischen Modell und Messung nicht übereinstimmen. Das gute Abschneiden von Profil BBs liegt hauptsächlich am lokalen Reibgesetz aus Kapitel 5.2.3, welches die höheren lokalen Kontaktdrücke durch ein schnelles Ausquetschen des viskosen Restwasserfilms belohnt. Um diese Hypothese zu bestätigen, sind in Abbildung 6.5 die Verläufe von Kontaktfläche und globalem Reibwert über der Zeit dargestellt. Dabei wurde wiederum jeweils der Mittelwert der, auf fünf verschiedenen Fahrbahnpositionen berechneten, Verläufe gebildet. Die Kontaktflächen sind dabei nicht skaliert, weswegen der kleinere Profilklotz SB eine deutlich kleinere Kontaktfläche aufweist als Profil BB. Für die weitere Argumentation ist jedoch vor allem der Verlauf der

Kontaktflächen über der Zeit entscheidend. Bei allen Profilen kommt es nach

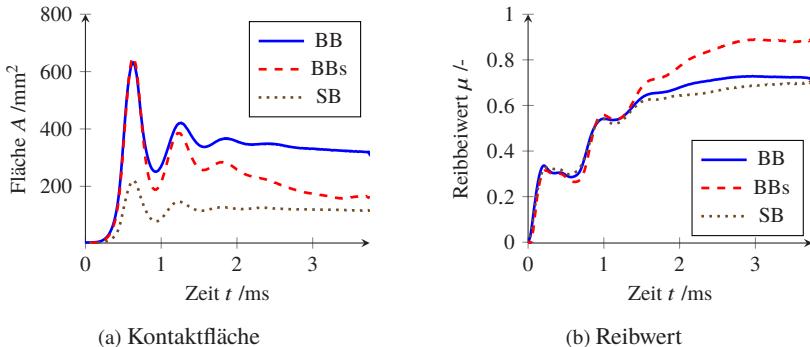


Abbildung 6.5: Simulationsergebnisse bei 140 km h^{-1} und den in Tabelle 5.7 beschriebenen Parametern [Löw+21].

dem ersten Kontakt zu Überschwingen in der Kontaktfläche. Profil SB pendelt sich danach auf einem relativ konstanten Niveau ein, bei Profil BB ist ein leichter Abfall der Kontaktfläche zu beobachten. Profil BBs beginnt mit der nahezu gleichen Kontaktfläche wie Profil BB, allerdings führt im Anschluss das Aufstellen der einzelnen Lamellen zu einer deutlich reduzierten Kontaktfläche. Da die Radlast konstant bleibt, wird die Flächenpressung im Kontakt dementsprechend größer. Dies schlägt sich im rechts dargestellten globalen Reibwert $\mu_G(t)$ nieder, welcher bei Profil BBs wesentlich höher ansteigt. Der unterschiedliche Verlauf entsteht erst nach einer Millisekunde, da die Profilblöcke zunächst durch die Schlupfbewegung deformiert werden müssen. Für die undeformierten Profilblöcke unterscheidet sich die lokalen Flächenpressungen nur geringfügig, weswegen das Reibgesetz innerhalb der ersten Millisekunde bei allen Profilen zu ähnlichen Reibwerten auf der Fahrbahn führt. Anzumerken ist hier auch, dass der globale Reibwert aufgrund von Materialdämpfung und Kanteneffekten höher liegt als der maximale lokale Reibwert μ_∞ . So würde die Materialdämpfung im Gummi beispielsweise auch bei einem lokalen Grenzreibwert $\mu_\infty = 0$ zu einem globalen Reibwert $\mu_G > 0$ führen (Siehe Kapitel 5.2.3).

Abbildung 6.6 zeigt einen Schnitt durch die Profile BB und BBs jeweils nach 1,9 ms und 3,8 ms. Profil BB wird nur geringfügig deformiert und an der Druckverteilung im Kontakt ändert sich durch die Schlupfbewegung des Profilklotzes nur wenig. Bei Profil BBs ist deutlich zu erkennen, wie das zweite Blocksegment an einer Fahrbahnerhebung hängen bleibt. Dadurch wird dieses Segment stark deformiert und es entstehen lokal höhere Kontaktdrücke. In Abbildung

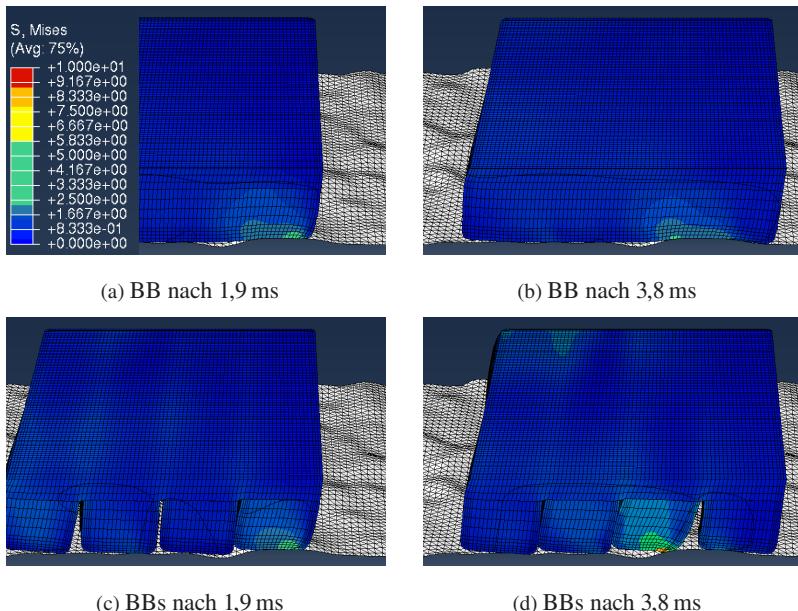


Abbildung 6.6: Deformierte Profilblöcke für die Profile BB (a) und BBs (b) bei 140 km h^{-1} . Die Farbskala kennzeichnet die Mises-Vergleichsspannung MPa und umfasst für alle Darstellungen den gleichen Wertebereich [Löw+21].

6.7 ist der Reibwert auf der Fahrbahn nach 2 ms dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Reibwert bei Profil BBs im Mittel höher ist und ein größerer Bereich mit hohem Reibwert vorliegt.

Das Modell sagt ein etwas besseres Abschneiden von Profil BB voraus als von Profil SB (siehe Abbildung 6.4). Bei den Testergebnissen schneiden jedoch

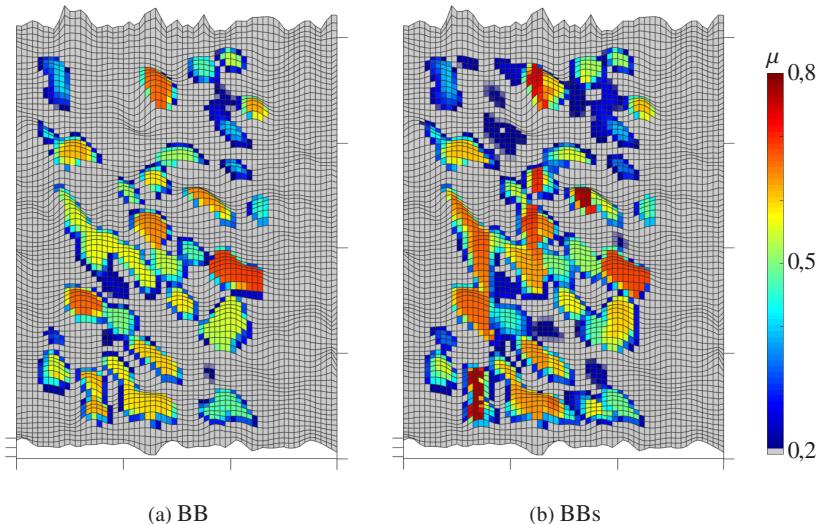


Abbildung 6.7: Lokaler Reibwert auf der Fahrbahn nach 2 ms bei 140 km h^{-1} für die Profile BB und BBs [Löw+21].

beide Profile nahezu identisch ab. Der Grund für das schlechtere Abschneiden von Profil SB im Modell könnte an der kleineren Profilblocklänge bei Profil SB liegen. Die einlaufende Kante wird weniger stark belastet, wodurch sich kein Verkanten oder Einrollen der Kante ergibt. Dieses führt bei Profil BBs zu der starken Kontaktflächenreduktion und auch bei Profil BB ist der Effekt durch die leicht abnehmende Kontaktfläche in Abbildung 6.5a noch sichtbar. Allerdings sind die Streuungen in den Messergebnissen zu groß, um solch kleine Unterschiede zwischen den Profilen auflösen zu können.

Die Fehlerbalken an den gemessenen Kurven in Abbildung 6.4 kennzeichnen die Standardabweichung. Schon alleine aufgrund der Messungenauigkeiten ist keine vollständige Übereinstimmung zwischen Modell und Messung zu erwarten. Dennoch muss angemerkt werden, dass die Aufspreizung der Reibwerte über der Geschwindigkeit zwischen BB und BBs im Modell durch den physi-

kalischen Hintergrund des Modells begrenzt ist und auch bei einer Variation der Modellparameter nicht beliebig vergrößert werden kann.

Außerdem wurde zum Vergleich eine Simulation ohne den Wischkanteneffekt (siehe Kapitel 5.2.3) durchgeführt. Dabei lässt sich eine Reduzierung des globalen Reibwertes von maximal 0,6 % beobachten. Der Effekt der Wischkante ist hier also zu vernachlässigen, zumindest im Vergleich zum Einfluss der lokalen Kontaktdruckverteilung auf das Reibgesetz. Allerdings wurde die Kante nur indirekt durch die auf Seite 93 beschriebenen Mechanismen identifiziert, sodass eine pätzisere Detektion der Kanten eventuell zu einem etwas größeren Einfluss des Effektes führen könnte.

6.2.1 Weiterführende Untersuchungen

Das vorgestellte Modell ist prinzipiell in der Lage wesentlich mehr Einflussgrößen abzubilden, als im Rahmen dieser Arbeit experimentell untersucht werden konnten. Deswegen sollen im Folgenden einige Ergebnisse diskutiert werden, die anhand der Messungen nicht direkt validiert werden können, aber dennoch von Interesse sind. Das ist zum einen die Verwendung eines makroglatten Safety-Walk™ -Belages und zum anderen der Einfluss der Radlast. Außerdem wird der Einfluss der angenommenen linearen Geschwindigkeitsverteilung im viskosen Restwasserfilm variiert und untersucht.

Einfluss der Fahrbahn

Die hier untersuchten Profile wurden lediglich auf einem Asphalt-Belag getestet. Im Rahmen anderer Untersuchungen wurde jedoch auch eine Safety-Walk™ Fahrbahn vermessen, sodass diese ebenfalls für die Simulationen zur Verfügung steht. Aus vorherigen Untersuchungen ist bekannt, dass der mittlere Reibwert auf Safety-Walk™ höher ist als auf Asphalt. Deswegen wurden die Werte $\mu_{\infty}=0,8$ (Abbildung 6.9) und $\mu_{\infty}=1,0$ (Abbildung 6.8) für den Grenzreibwert gewählt. Am qualitativen Verlauf bei beiden Simulationen ändert sich

nur wenig, lediglich die Lage des Absolutniveaus unterscheidet sich. Wie auch schon auf Asphalt zu beobachten war, schneidet das lamellierte Profil BBs am besten ab. Profil SB schneidet deutlich schlechter ab, allerdings immer noch etwas besser als Profil BB, was sich mit der geringeren geometrischen Steifigkeit von Profil SB erklären lässt. Vor allem bei $\mu_\infty=1,0$ ist deutlich zu erkennen, dass der Abfall des Reibwertes über die Geschwindigkeit bei Profil BBs wesentlich schwächer ausgeprägt ist als bei den beiden anderen Profilen. Der Vergleich der Kontaktflächen in Abbildung 6.10a zeigt den starken Abfall der Kontaktfläche durch die Deformation der Lamellen. Dies führt wiederum zu hohen lokalen Kontaktdrücken und erklärt damit das gute Abschneiden von Profil BBs. Außerdem ist zu erkennen, dass die Kontaktfläche etwa um den Faktor 3 bis 4 größer ist als auf Asphalt (siehe Abbildung 6.5a). Gleichzeitig ist jedoch die Mikrorauheit des Safety-Walks™ wesentlich größer, was das Auspressen des viskosen Wasserfilms erleichtert und somit durch einen größeren Wert von λ abgebildet werden muss. Durch die größere makroskopische Kontaktfläche sinken also die mittleren Kontaktdrücke, gleichzeitig ist die Mikrorauheit wesentlich stärker ausgeprägt. Deswegen wurde $\lambda=2400 \text{ MPa}^{-1} \text{ s}^{-1}$ gewählt. Dieser Wert bedeutet, dass das Fluid bei einem viermal kleinerem mittleren Kontaktdruck genauso schnell ausgepresst wird, wie auf Asphalt bei vollem Kontaktdruck. Anschaulich wird also davon ausgegangen, dass die erhöhte Mikrorauheit des Safety-Walk™ die reduzierte Flächenpressung in etwa kompensiert. Dabei muss beachtet werden, dass die Makrotextur des Safety-Walk™ wesentlich kleiner ist als die Kantenlänge der Fahrbahnvernetzung und die makroskopische Kontaktfläche somit nicht mehr korrekt abgebildet wird. Der Wert von λ müsste diesen Fehler bei einer Parametrierung des Modells mit realen Messergebnissen korrigieren und dementsprechend ohnehin größer gewählt werden als auf Asphalt. Abbildung 6.10b zeigt den Verlauf des mittleren Reibwertes über der Zeit. Hier ist zu sehen, dass der Grenzreibwert, anders als auf Asphalt (siehe Abbildung 6.5b), von keinem der Profile überschritten wird. Zum einen finden keine Verzahnungseffekte statt und zum anderen ist der Beitrag der Hysteresereibung auf der größten Längenskala, aufgrund der niedrigen Makrorauheit des Belages, wesentlich kleiner als auf Asphalt.

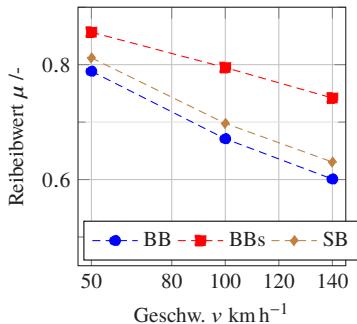


Abbildung 6.8: Safety-Walk™ mit $\mu_\infty=1,0$ und $\lambda=2400 \text{ MPa}^{-1} \text{ s}^{-1}$.

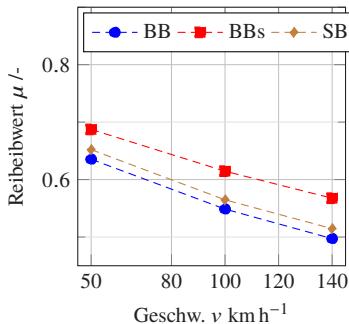
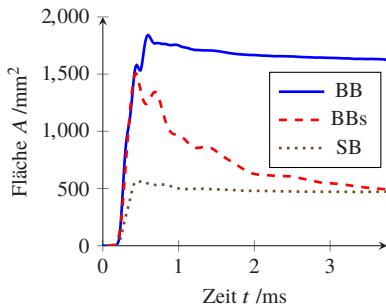
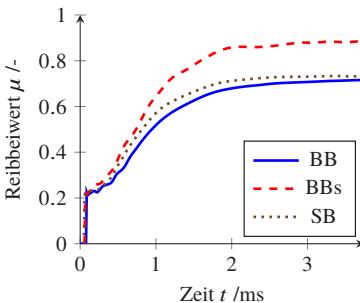


Abbildung 6.9: Safety-Walk™ mit $\mu_\infty=0,8$ und $\lambda=2400 \text{ MPa}^{-1} \text{ s}^{-1}$.



(a) Kontaktfläche



(b) Reibwert

Abbildung 6.10: Simulationsergebnisse für Profil BB bei 140 km h^{-1} und $\mu_\infty=1$.

Ein direkter quantitativer Vergleich der Ergebnisse auf Asphalt und Safety-Walk™ ist nicht sinnvoll, da die Simulationsergebnisse auf Safety-Walk™ nicht mit Messungen validiert wurden und nur als Grundlage für die Diskussion des grundsätzlichen Modellverhaltens dienen. In Abbildung 6.11 ist der Reibwert auf der Fahrbahn nach 2 ms auf Safety-Walk™ dargestellt. Die makroglatte Oberfläche führt zu einer deutlich größeren Kontaktfläche. Nach den 2 ms gibt es nahezu keinen Bereich auf der Fahrbahn, der nicht im Kontakt mit dem Gummi war. Dennoch sind die vorderen Kanten des lamellierten Profils

deutlich zu erkennen. Im hinteren Teil ist der Reibwert so niedrig, weil zum einen der Kontaktdruck durch die Deformation des Gummis reduziert wird und zum anderen die Schlupfbewegung des Profilklotzes dazu führt, dass der Kontakt zwischen Gummi und Fahrbahn sukzessive verloren geht. Im hinteren Bereich ist der Teil der Fahrbahn zu erkennen, welcher nur kurz im Kontakt mit dem Gummi ist. Daher ist hier der Reibwert so niedrig.

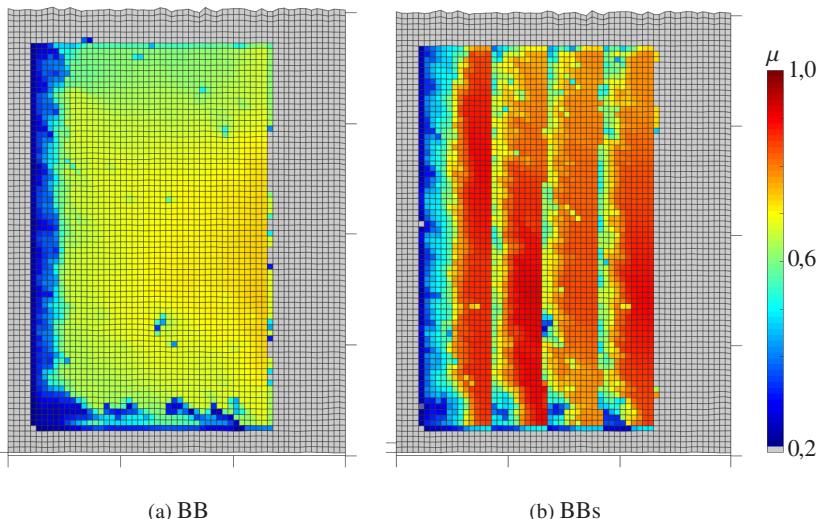


Abbildung 6.11: Lokaler Reibwert auf der Fahrbahn nach 2 ms bei 140 km h^{-1} für die Profile BB und BBs.

Einfluss von Radlast und Reifeninnendruck

Der Einfluss des Reifeninnendrucks bei lässt sich im Modell sehr einfach durch eine entsprechende Anpassung des Wertes von $F_Z(t)$ realisieren. Am gesamten Reifen entspricht dies einer Erhöhung der Radlast bei gleichzeitiger Erhöhung des Reifeninnendruckes und somit konstanter Größe der Reifenaufstandsfläche. In Abbildung 6.12 sind für Asphalt die maximalen Reibwerte für

die Referenzradlast und eine Variation von $\pm 25\%$ dargestellt. Bei 50 km h^{-1} unterscheiden sich die Ergebnisse kaum, bei Profil BBs ist sogar ein kleiner Abfall des Reibwertes mit zunehmender Radlast zu beobachten. Hier spielt die Wasserverdrängung offensichtlich überhaupt keine Rolle mehr. Der kleine Abfall könnte durch den degressiven Verlauf des Hystereseanteils der Gummireibung über der Radlast verursacht werden. Dieser Effekt ist hauptsächlich beim Bremsen auf trockener Fahrbahn relevant und soll daher in dieser Arbeit nicht weiter diskutiert werden. Bei 140 km h^{-1} führt eine höhere Radlast bei allen Profilen zu einem erhöhten Reibwert, wobei der Einfluss bei Profil BBs am stärksten ist. Auf Safety-WalkTM ist der Einfluss der Radlast bereits bei

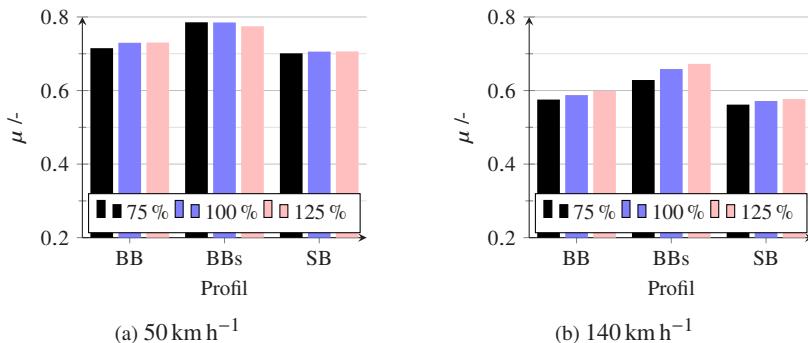


Abbildung 6.12: Maximaler Reibwert auf Asphalt bei einer Radlastvariation von $\pm 25\%$ mit 7,5 % Schlupf, $\mu_\infty = 0,8$ und $\lambda = 600 \text{ MPa}^{-1} \text{ s}^{-1}$.

50 km h^{-1} deutlich zu erkennen und wird bei 140 km h^{-1} noch stärker, wie in Abbildung 6.11 zu erkennen ist. Die unterschiedliche Sensitivität der beiden Beläge gegenüber der Radlast lässt sich auf den Einfluss der Makrorauheit zurückführen. Diese ist bei Asphalt deutlich höher und die Kontaktfläche somit deutlich geringer als auf Safety-WalkTM (siehe Abbildung 6.14). Bei einer Erhöhung der Radlast dringen die Asperitäten des Asphaltts tiefer in das Gummi ein und die Kontaktfläche erhöht sich. Dadurch steigt der mittlere Kontaktdruck jedoch nur wenig an. Bei Safety-WalkTM ist die Kontaktfläche bereits bei niedrigen Radlasten relativ groß. Durch eine Erhöhung der Radlast ändert sich daran prozentual deutlich weniger als bei Asphalt. Dementsprechend steigt jedoch

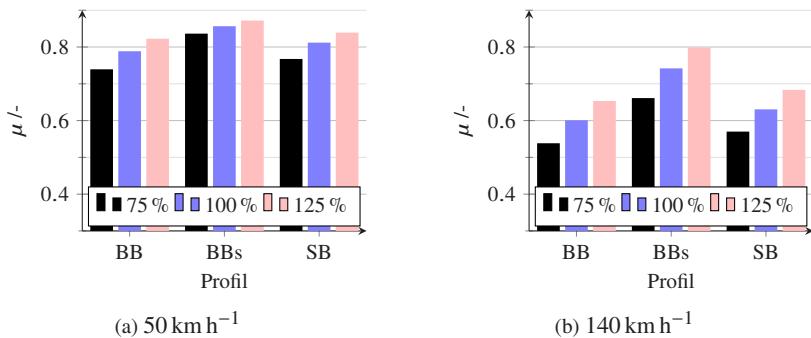


Abbildung 6.13: Maximaler Reibwert auf Safety-Walk™ bei einer Radlastvariation von $\pm 25\%$ mit 7,5 % Schlupf, $\mu_\infty = 1$ und $\lambda = 2400 \text{ MPa}^{-1} \text{ s}^{-1}$.

der mittlere Kontaktdruck wesentlich stärker an. Da der Kontaktdruck im Modell über Gleichung 5.74 in die Änderung des Reibwertes einfließt, lässt sich somit erklären, warum der Reibwert auf Safety-Walk im Modell wesentlich stärker von einer Erhöhung der Radlast profitiert als der Reibwert auf Asphalt.

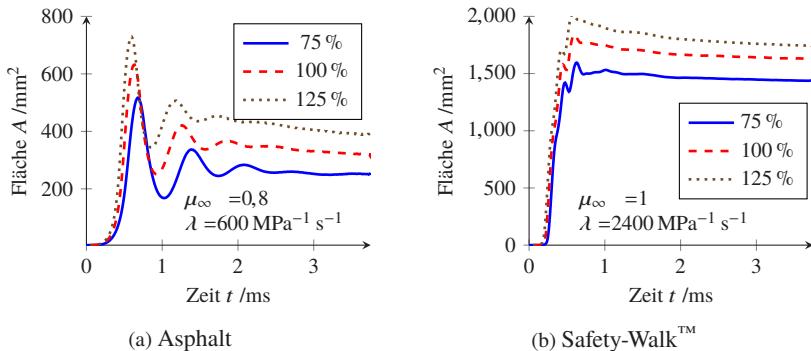


Abbildung 6.14: Radlastvariation mit Profil BB bei 140 km h^{-1} und 7,5 % Schlupf.

Der viskose Fluidfilm

Da mit dem Reibgesetz der Einfluss eines viskosen Fluidfilms abgebildet wird, wurde eine lineare Geschwindigkeitsverteilung im Fluid zwischen Gummi und Fahrbahn angenommen. Daraus resultiert der anteilige Transport des Fluids von 50 % mit der Gummioberfläche, und der Verbleib der anderen 50 % auf der Fahrbahnoberfläche. Diese Annahme ist plausibel und liefert die in diesem Kapitel diskutierten Ergebnisse. Da jedoch Gummi und Fahrbahn sehr unterschiedliche Oberflächenbeschaffenheiten haben und sich sowohl hinsichtlich ihrer Mikrorauheit als auch in Bezug auf ihr Benetzungsverhaltens unterscheiden, soll nun untersucht werden, wie stark diese Verteilung des Fluidfilms die Ergebnisse beeinflusst. Dies kann sehr einfach durch die Anpassung von Gleichung 5.74 erreicht werden. Anstatt Term I wird nur einer der beiden Terme I.a oder I.b verwendet. Im Folgenden werden die beiden Grenzfälle untersucht. Wird der viskose Fluidfilm vollständig mit dem Gummi mitbewegt so ist Term I) durch I.b zu ersetzen. Verbleibt der gesamte Fluidfilm ortsfest auf der Fahrbahn so ist Term I) durch I.a zu ersetzen. Abbildung 6.15 zeigt den maximalen Reibwert auf Asphalt und Safety-Walk™ für die Profile BB und BBs bei den drei möglichen Zuordnungen des Fluidfilms. Der höchste Reibwert wird bei einem fahrbahnfesten Fluidfilm erreicht. In diesem Fall bleiben einmal trocken gewischte Segmente der Fahrbahn auch trocken und, wenn ein neuer Teil des Gummis in Kontakt kommt, profitiert dieser Teil direkt von einem hohen Reibwert an der entsprechenden Stelle.

Bei Profil BB ist auf beiden Belägen der Reibwert bei einem gummifesten Fluidfilm am niedrigsten. Auf den Rauheitsspitzen der Fahrbahn muss der Fluidfilm immer wieder von neuem ausgepresst werden, da das neu in Kontakt kommende Gummi ein Fluidfilm mit sich führt. Bei der jeweils hälftigen Aufteilung des Fluidfilms befinden sich die Ergebnisse erwartungsgemäß zwischen den Extremen.

Bei Profil BBs ist der Reibwert auf beiden Belägen bei einem gummifesten Fluidfilm etwas niedriger als bei einem fahrbahnfesten. Allerdings ist der Unterschied deutlich kleiner als bei Profil BB. Die Lamellen stellen sich auf und

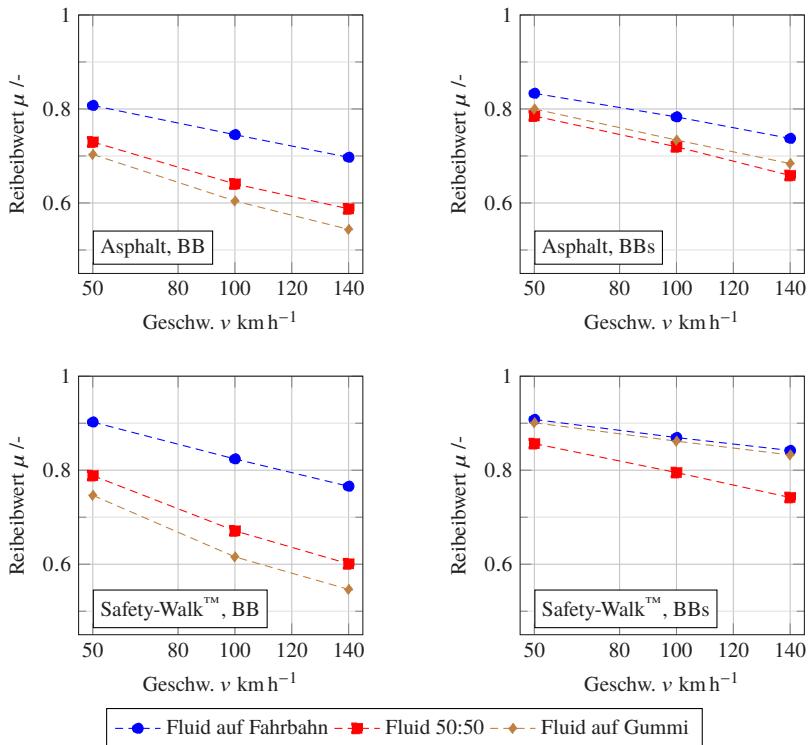


Abbildung 6.15: Reibwert der Profile BB und BBs bei ihren Standardparametern je mit fahrbahnfestem, gummifestem und häufig aufgeteiltem Fluidfilm.

die Kontaktfläche reduziert sich stark. Dadurch ist hinter den Vorderkanten der einzelnen Lamellen nur noch wenig Gummi in Kontakt, das von einem höheren Reibwert profitieren könnte. Dass durch den gummifesten Fluidfilm wieder Fluid in den Kontakt gezogen wird, stellt also ein deutlich kleineres Problem dar als bei Profil BB. Der gummifeste Fluidfilm bewirkt jedoch, dass zu jeder Zeit ein hoher Reibwert an den Vorderkanten der einzelnen Lamellen vorliegt, da ein gummifester Fluidfilm auch bedeutet, dass die trockenen Bereiche gummifest sind. Eine einmal trocken gepresste Gummikante bleibt also trocken. Es spielen also zwei gegenläufige Effekte eine Rolle, die sich bei Pro-

fil BBs aufgrund der größeren Kantenanzahl und stärkeren Blockdeformation etwas mehr die Waage halten als bei Profil BB. Dies wird nun anhand der Reibwertkarten der beiden Extrema veranschaulicht. Auf die Ergebnisse bei jeweils hälftiger Aufteilung des Fluidfilms auf Gummi und Fahrbahn, wird am Ende des Kapitels eingegangen. Abbildung 6.16 zeigt den auf der Fahrbahn vorliegenden Reibwert nach 2 ms bei 140 km h^{-1} auf Asphalt. Der insgesamt höhere Reibwert beim fahrbahnfesten Fluidfilm ist deutlich zu erkennen. Beim gummifesten Fluidfilm ist der Reibwert insbesondere auf der linken Seite der Asperitäten niedriger. Da der Gummiklotz von links nach rechts gleitet, ist dies die Seite, auf der der Fluidfilm mit dem Gummi auf die Erhebungen gezogen wird. Die Profilkanten sind allenfalls zu erahnen und der Reibwert ist auch dort beim gummifesten Fluidfilm nicht höher als beim fahrbahnfesten Fluidfilm.

In Abbildung 6.17 ist der Reibwert nach 2 ms bei 140 km h^{-1} auf Safety-Walk™ dargestellt. Beim fahrbahnfesten Fluidfilm ist insgesamt auf einem größeren Teil der Fläche ein hoher Reibwert etabliert. Allerdings ist der Reibwert an den Profilkanten beim gummifesten Fluidfilm höher. Dort wird auch der Großteil der Bremskräfte übertragen, da hier die Flächenpressung am größten ist. Die gleichmäßige Farbverteilung in Abbildung 6.17a liegt in der sehr makroglatten Oberfläche des Safety-Walk™ begründet, deren Textur durch die im Modell gewählte Vernetzung mit einer Kantelänge von 1 mm nicht mehr abgebildet werden kann.

Interessant ist auch, dass der Reibwert bei jeweils hälftiger Verteilung des Fluidfilms nicht zwischen den Extremen liegt, sondern niedriger. Dies spricht für einen nichtlinearen Verlauf der beiden genannten gegenläufigen Effekte. Diese Ergebnisse werfen die Frage auf, inwiefern der Reibwert durch die hydrophoben bzw. hydrophilen Eigenschaften des Gummis und der Fahrbahnoberfläche beeinflusst wird. Diese Eigenschaften haben vermutlich einen Einfluss darauf, ob der Fluidfilm eher an der Gummi- oder Fahrbahnoberfläche haftet. Diese Frage könnte in weiterführenden Arbeiten untersucht werden.

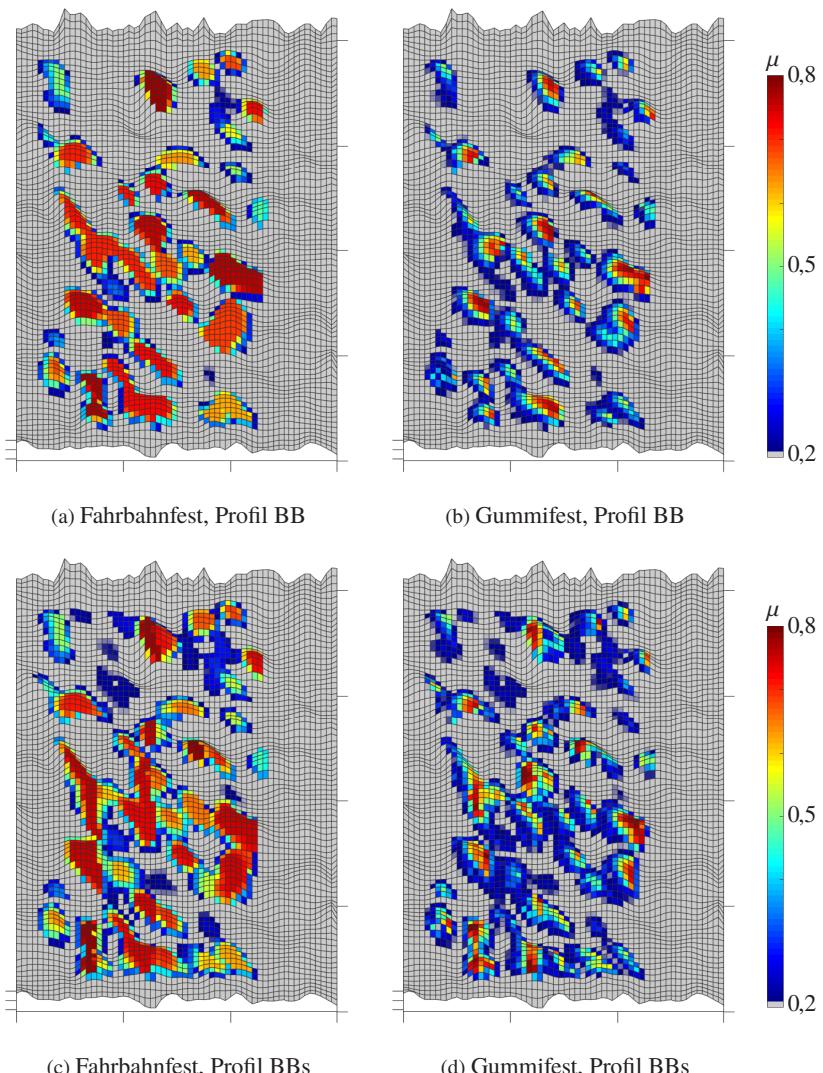


Abbildung 6.16: Lokaler Reibwert auf Asphalt nach 2 ms bei 140 km h^{-1} bei einem gummi- respektive fahrbahnfesten Fluidfilm.

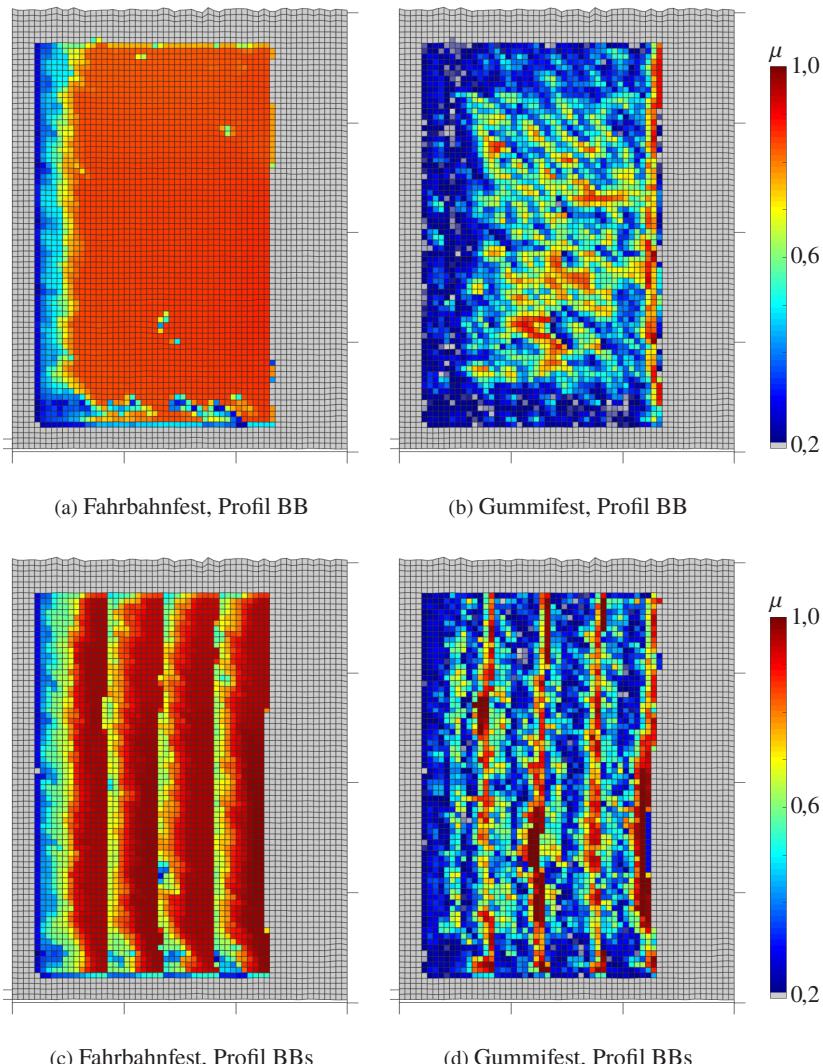


Abbildung 6.17: Lokaler Reibwert auf Safety-Walk™ nach 2 ms bei 140 km h^{-1} bei einem gummi- respektive fahrbahnfesten Fluidfilm.

6.3 Validierung des gekoppelten Modells

Werden nun beide Modelle miteinander kombiniert, so erhält man die in Abbildung 6.18 dargestellten Ergebnisse. Hier wird nun der kombinierte Einfluss von

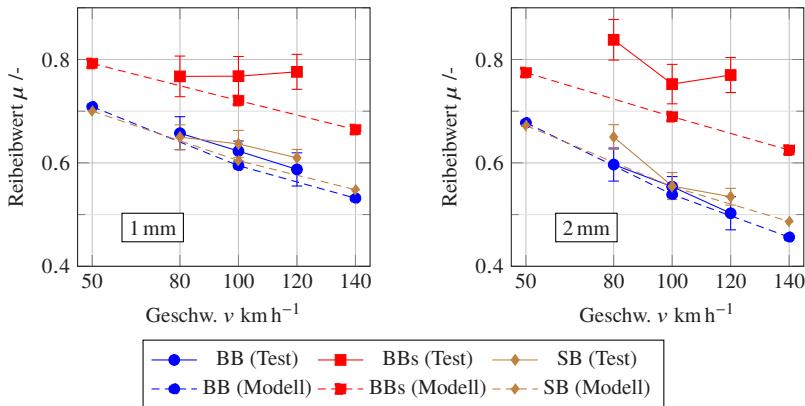


Abbildung 6.18: Ergebnisse des gekoppelten Modells für 1 und 2mm Wasserhöhe.

Viskosität und Massenträgheit sichtbar. Die Ergebnisse für 1 mm Wasserhöhe wurden bereits im vorherigen Abschnitt diskutiert. Da die Massenträgheit des Fluids noch keine Rolle spielt und der Traganteil der Fahrbahn somit nahezu eins beträgt, ändert sich das Ergebnis durch die Kopplung der Modelle nur geringfügig (vergleiche hierzu Abbildung 6.4). Anders jedoch bei 2 mm. Hier spreizen die Profile weiter auf als bei 1 mm und das Reibwertniveau sinkt insgesamt weiter ab. Diese Effekte lassen sich auch in den Testergebnissen erkennen. Zusätzlich zum Abfall des Traganteils der Fahrbahn über die Geschwindigkeit aufgrund der Trägheitseffekte, der bereits in 6.1 gezeigt wurde, kommt jetzt ein Abfall aufgrund der Zeitkomponente im Reibgesetz hinzu. Der steilere Abfall entspricht für Profil BB und SB dem Abfall bei den Testergebnissen. Lediglich für Profil BBs wurde bei 2 mm ein höherer Reibwert gemessen als bei 1 mm. Dies ist jedoch nicht besonders plausibel und in Anbetracht des atypischen Verlaufs der Kurve für 2 mm bei Profil BBs soll der Absolutwert dieser Messung hier nicht weiter interpretiert werden. Festzuhalten ist jedoch, dass, unabhängig

vom Absolutwert, der Abfall über die Geschwindigkeit bei 2 mm steiler ist als bei 1 mm. Dies entspricht der Vorhersage des Modells, welches für alle Profile bei 2 mm einen steileren Abfall über die Geschwindigkeit vorhersagt. Der Unterschied zwischen Profil BB und BBs wird bei 2 mm Wassерhöhe durch die Kopplung gegenüber dem reinen Modell der Wasserverdrängung noch vergrößert, da die Lamellen aufgrund des schnelleren Auspressen zum einen zu einem niedrigeren Fluiiddruck führen und zum anderen im Kontaktbereich schneller einen hohen Reibwert erzeugen.

Die Kopplung der Modelle ermöglicht somit die Berücksichtigung sowohl von Trägheitseffekten als auch von Viskositätseffekten bei einer Rechenzeit, welche nahezu derjenigen des reinen Nassgriff-Modells entspricht. Damit kann der gesamte Bereich zwischen reinem Nassgriff bis hin zum Übergang ins Aquaplaning abgebildet werden. Reicht die Kapazität der Profilrillen nicht aus, um das verdrängte Wasser aufzunehmen, so ist die Grenze des Modells erreicht.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

An moderne Luftreifen wird eine Vielzahl verschiedener Anforderungen gestellt. Um die sich daraus ergebenden Zielkonflikte zu entschärfen, ist es notwendig, die physikalischen Vorgänge im Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn besser zu verstehen. In dieser Arbeit wurde die profilabhängige Übertragung von Bremskräften auf nasser Fahrbahn im Bereich zwischen reinem Nassgriff und Aquaplaning untersucht. Anhand von Messungen mit einem neu entwickelten Drucksensor und Bremsversuchen an einem Innentrommelprüfstand konnte gezeigt werden, dass die Trägheitskräfte des Wassers auf der Fahrbahn bereits bei niedrigen Wasserhöhen unter 3 mm einen Beitrag zur Reduktion der übertragbaren Bremskräfte leisten. Die direkte Messung des Fluideindruckes im Kontakt zwischen Reifen und Asphaltfahrbahn wurde dabei, nach Kenntnis des Autors, zum ersten Mal durchgeführt.

Es wurden zwei separate Modelle entwickelt, welche anschließend über eine geeignete Kooplung miteinander verknüpft wurden. Zunächst wurde ein Modell eines einzelnen Profilklotzes entwickelt, welches das trägeitsgetriebene Ausquetschen des Fluids zwischen dem Profilklotz und einer rauen Fahrbahn beschreibt. Das Materialverhalten des Gummis wird durch ein KELVIN-VOIGT Element modelliert und die Eigenschaften der Fahrbahn fließen über die ABBOTT-FIRESTONE-Kurve in das Modell ein. Über den Traganteil der Fahrbahn und des Fluids lässt sich so berechnen, wie groß die übertragbaren Bremskräfte in Abhängigkeit von Wasserhöhe, Fahrgeschwindigkeit und Reifenprofil sind.

Dabei wird keine Aussage über den absoluten Reibwert getroffen, sondern lediglich ein Verhältnis beschrieben zwischen dem verbleibenden Reibwert und einem Nassreibwert, der ohne Einfluss der Trägheitseffekte zu erwarten wäre. Das Modell wurde mit Bremsversuchen an einem Innentrommelprüfstand validiert. Dabei zeigt sich eine gute qualitative Übereinstimmung zwischen Test- und Simulationsergebnissen bei den untersuchten Wasserhöhen und Fahrgeschwindigkeiten. Eine Ausnahme bildet hier ein lamelliertes Profil, dessen sehr gutes Abschneiden bei Bremsversuchen mit dem Modell nicht erklärt werden kann. Durch die Lamellen wird die geometrische Steifigkeit des Profils stark reduziert. Durch die beim Bremsen auftretenden Schubspannungen im Kontakt wird das Profil deswegen stark deformiert und die Flächenpressung und Kontaktfläche verändern sich. Um diesen Effekt abzubilden, wurde ein FE-Modell aufgebaut. Dabei zielt das Modell auf eine Beschreibung von reinem Nassgriff, es wurde also kein Einfluss der Wasserhöhe berücksichtigt. Die Materialeigenschaften des Gummis werden über ein viskoelastisches und ein hyperelastisches Materialgesetz berücksichtigt. Ein dreidimensionales Abbild der Fahrbahn-Makrotextrur spiegelt den Einfluss des verwendeten Fahrbahnbelages im Modell wieder. Der Reibwert im Kontaktbereich wird über ein phänomenologisches Reibgesetz beschrieben. Die zugrunde liegende Modellvorstellung ist, dass sich im Kontaktbereich zunächst ein dünner viskoser Wasserfilm befindet, welcher den lokalen Reibwert stark reduziert. Dieser wird durch die lokal vorliegende Flächenpressung ausgequetscht und der lokale Reibwert steigt somit an. Mit diesem Modell lässt sich das wesentlich bessere Abschneiden des lamellierten Profils erklären, wie durch die Validierung des Modells mit Bremsversuchen gezeigt werden konnte. Der Einfluss der Wechselwirkung zwischen Profilgeometrie und rauer Fahrbahn auf den viskosen Restwasserfilm wurde, nach Kenntnis des Autors, bisher nicht so detailliert untersucht.

In einem letzten Schritt wurden die beiden vorgestellten Modelle miteinander gekoppelt. Durch die Modellkopplung lassen sich sowohl reine Nassgriffeffekte, wie das gute Abschneiden des Lamellenprofils, als auch die Unterschiede zwischen Profilblockgrößen und Wasserhöhen gut abbilden.

7.2 Ausblick

Der in dieser Arbeit entwickelte Messaufbau zur Erfassung des Fluiaddruckes kann an verschiedenen Stellen angepasst und optimiert werden. Versuche bei höheren Wasserhöhen bis hin zum vollständigen Aquaplaning wären interessant um zu erforschen, wie viel des Fluiaddruckes auf dem Weg von der Reifen-Fahrbahn-Kontaktzone bis zum Sensor durch den Messaufbau verloren geht. Eine weitere Miniaturisierung des Testaufbaus würde den Einfluss des Aufbaus auf die Ergebnisse weiter reduzieren. Es könnte auch helfen, die Frage zu beantworten, ob die Stahlabdeckung als Blende wirkt und den gemessenen Einfluss der Fahrgeschwindigkeit verfälscht. Alternativ wäre auch eine, einer realen Asphaltoberfläche nachempfundene, Abdeckung anstatt der glatten Edelstahlplatte sinnvoll. Untersuchungen mit verschiedenen lateralen Positionen des Sensors würden eine räumliche Auflösung des Fluiaddrucks quer zur Fahrtrichtung ermöglichen.

Das in dieser Arbeit entwickelte Modell wurde mit Bremsmessungen am profilierten Reifen validiert. Hier würden sich alternativ Versuche mit einzelnen Profilklotzen an einem Linearprüfstand anbieten (siehe beispielsweise [LER09; Kar14]), da sich so Einflüsse durch die Reifendynamik, welche nicht im Modell abgebildet sind, eliminieren ließen. Auch der Einfluss der Viskosität des Fluids auf den Reibwert könnte hier durch das gezielte Einbringen anderer Zwischenmedien als Wasser untersucht werden.

Das Modell der Wasserverdrängung bietet ebenfalls Raum für Erweiterungen. So ließe sich das Modell auf komplexere Blockgeometrien als die hier diskutierten rechteckigen erweitern. Anstatt eines KLEVIN-VOIGT-Elements könnte ein komplexeres Materialmodell das Verhalten des Gummis besser abbilden. Eine Erweiterung des Modells von einem einzelnen Profilklotz auf die gesamte Reifenaufstandsfläche wäre ebenfalls möglich. Durch eine Berücksichtigung des sich mit der Zeit füllenden Negativprofils wäre auch eine Erweiterung des Modells bis zum Aquaplaning denkbar. Mögliche Ansätze, wie das Auffüllen der Rillen berücksichtigt werden könnte, sind bei [Bat71; Tho18; WRM09]

zu finden. Eine weitere Verbesserungsmöglichkeit wäre die Berücksichtigung des im Belag eingeschlossenen Wasservolumens in der ABBOTT-FIRESTONE-Kurve. In diesem Modell wird davon ausgegangen, dass alles Wasser zwischen Gummi und Fahrbahn ausgequetscht werden kann, sofern hinreichend Zeit zur Verfügung steht. Ist eine Vertiefung in der Fahrbahn jedoch durch das Gummi vollständig vom restlichen Wasservolumen abgetrennt, so ist kein weiteres Ausquetschen des Fluids zu erwarten. Dies ließe sich durch eine entsprechende Manipulation der ABBOTT-FIRESTONE-Kurve relativ einfach im Modell berücksichtigen.

Mit einer direkten Modellierung des viskosen Restwasserfilms zwischen einzelnen Rauheitsspitzen und Gummi könnte der Parameter λ des Reibgesetzes ersetzt oder zumindest physikalisch besser motiviert werden. Außerdem könnte die aktuelle Formulierung des Reibgesetzes um einen Temperatureinfluss erweitert werden. Allerdings ist hier die Validierung kompliziert, da eine Messung der Reifenoberflächentemperatur bei Nassbremsversuchen äußerst schwierig ist. Die Anwendung des Reibgesetzes bei einem Vollreifenmodell würde hingegen sicherlich zu interessanten Ergebnissen führen und auch den Vergleich sehr komplexer Profilgeometrien erlauben. Hier ist allerdings, aufgrund der erforderlichen dreidimensionalen Modellierung der Fahrbahn, von einem sehr großen Rechenaufwand auszugehen. Zuletzt ist noch der Wischkanteneffekt zu nennen. Bei der hier vorgestellten Implementierung konnte nur ein minimaler Einfluss auf die Ergebnisse beobachtet werden. Durch eine präzisere Detektion der Kanten könnte sich dies jedoch ändern. Hier wäre auch der Einfluss des Radius der Profilkanten zu untersuchen, da der hier gewählte Wert von 1 mm nur der Stabilität der Simulation dient, jedoch nicht den Anspruch hat, die realen Bedingungen am Reifen exakt abzubilden.

A Profilgeometrien

Kürzel	Block - länge /mm	Block -breite /mm	Negativ -anteil /%	Reihen / Breite	Reihen /Umfang
BB	38,0	69,6	18,53	3	50
BBs	38,0	69,6	22,27	3	50
SB	23,2	36,8	18,20	5	80
SBv	23,2	25,6	25,17	5	80
Af	-	-	20,20	3	50
Ab	-	-	20,20	3	50

Tabelle A.1: Länge und Breite der Profilklöze, sowie Negativanteil des gesamten Profils und Anzahl an Blockreihen in Quer- und Längsrichtung. Profil BBs hat die gleichen Außenabmessungen wie BB, durch die Lamellen mit einer Breite von 0,5 mm jedoch einen etwas größeren Negativprofilanteil. Die Pfeilprofile Af und Ab entstehen aus Profil (BB) durch eine Verzerrung der mittleren Profilreihe. Die beiden äußeren Profilreihen bleiben unverändert. Insgesamt wird der Negativprofilanteil etwas erhöht, um die Steifigkeit zu reduzieren. Eine Randomisierung der Profilblocklängen wurde bei keinem der Profile vorgenommen.

B Symbolverzeichnis

A	Oberfläche eines Profilklotzes
$A_C(t)$	Relative Kontaktfläche zwischen Gummi und Fahrbahn
$A_{cp}(t)$	Kontaktfläche/Reifenaufstandsfläche
$A_F(h)$	Kontaktfläche zwischen Fluid und Gummi
$A_q(h)$	Freie Ausströmfläche zwischen Gummi und Fahrbahn
$A_{q_x}(h)$	Freie Ausströmfläche zwischen Gummi und Fahrbahn parallel zur y, z -Ebene
$A_{q_y}(h)$	Freie Ausströmfläche zwischen Gummi und Fahrbahn parallel zur x, z -Ebene
$A_R(h)$	Kontaktfläche zwischen Gummi und Fahrbahn
A_V	Negativprofilanteil
B	Profilklotzbreite
C	Geometrischer Faktor
c_{10}, c_{01}, d_1	Parameter des MOONEY-RIVLIN-Modells
d	Profilklotzhöhe
δ	Verlustwinkel
$\partial() / \partial x$	Partielle Ableitung nach x

E	E-Modul des Kelvin-Voigt Elements
E'	Speichermodul
E''	Verlustmodul
E^*	Komplexer Modul
E_∞	Statischer Modul
E_0	Instantaner Modul
η	Viskosität des Kelvin-Voigt Elements
ϵ	Dehnungsamplitude
$f_L(h)$	Koeffizient der Fluidgeschwindigkeit in x -Richtung
$f_B(h)$	Koeffizient der Fluidgeschwindigkeit in y -Richtung
F_C	Radlastanteil, der von der Fahrbahn getragen wird
F_F	Radlastanteil, der von vom Fluid getragen wird
F_L	Radlast
$F_N(t)$	Normalkraft am Profilklotz
$F_x(t)$	Bremskraft am Profilklotz
$F_z(t)$	Last pro Profilblock
f	Nichtlinearitäts-Faktor des BLATZ-Ko-Modells
$G_{1-4}(h)$	Fahrbahnparamter aus der Abbott-Firestone Kurve
$h(t)$	Wasserhöhe
$\dot{h}(t)$	Zeitliche Änderung der Wasserhöhe
$\dot{h}_0(t)$	Anfängliche zeitliche Änderung der Wasserhöhe
h_0	Anfangswasserhöhe

$\bar{h}(h)$	Äquivalente Wasserhöhe
$K(h)$	Fahrbahnparameter aus Abbott-Firestone Kurve
$\kappa(z)$	Integrationsfaktor
L	Profilklotzlänge
l_{cp}	Länge der Kontaktzone/Reifenaufstandsfläche
λ	Parameter des Reibgesetzes
Λ	Verlustterm
\dot{m}_{out}	Massenstromdichte aus dem Kontrollvolumen heraus
μ_F	Dynamische Viskosität des Fluids
$\mu_k(p_k, \tau)$	Reibwertkennfeld
μ_{wet}	Nassreibwert
μ_{rel}	Relativer Reibwert
μ_r	Reibwert Gummi-Gummi (Selbstkontakt)
μ_{init_j}	Initialer Reibwert am Slave-Knoten n_{s_j}
μ_{m_k}	Reibwert am Master-Knoten n_{m_k}
$\bar{\mu}_{m_j}$	Reibwert auf der Masteroberfläche an der Position von n_{s_j}
μ_{s_j}	Reibwert am Slave-Knoten n_{s_j}
μ_0	Anfangsreibwert
μ_∞	Grenzreibwert
n_{m_k}	Knoten der Master-Oberfläche
n_{s_j}	Knoten der Slave-Oberfläche
ω	Kreisfrequenz

$\bar{p}_i(t)$	Mittlerer Reifeninnendruck
$p_F(t)$	Mittlere Fluiddruck
$p(x, y, z')$	Fluiddruck im äquivalenten Koordinatensystem
$p_m(t)$	Mittlerer Druck auf der Oberseite eines Profilklotzes
$p_R(t)$	Mittlere Flächenpressung auf der Fläche $A_R(h)$
$\bar{p}(x, y)$	Zeitlich konstante lokale Pressungsverteilung
$\bar{p}(x, y, t)$	Zeitlich variable lokale Pressungsverteilung
p_k	Kontaktdruck im Reibwertkennfeld
ψ	Verhältnis von f_L zu f_B
ρ	Dichte des Fluids
$s(x, y, h(t))$	Lokale Gummideformation in der Kontaktfläche $A_R(h)$
$\bar{s}(h)$	Mittlere Gummideformation in der Kontaktfläche $A_R(h)$
$s^*(t)$	Zusätzliche Gummideformation in der Kontaktfläche $A_F(h)$
$\dot{s}^*(t)$	Zeitliche Ableitung von $s^*(t)$
σ	Spannungsamplitude
t_c	Kontaktzeit
$\tau(x, y, t)$	Charakteristische Zeit
$u(x)$	Fluidgeschwindigkeit in x -Richtung
$v(y)$	Fluidgeschwindigkeit in y -Richtung
$w(z)$	Fluidgeschwindigkeit in z -Richtung
\vec{v}_F	Fluidgeschwindigkeit
v	Querkontraktionszahl

$\vec{v}(x, y, z')$	Fluidgeschwindigkeit im viskosem Fluidfilm
$v_{out}(x, y)$	Fluidgeschwindigkeit an der Grenzfläche A_q
$v_{out, A_{qx}}(y)$	Fluidgeschwindigkeit an der Grenzfläche A_{qx}
$v_{out, A_{qy}}(x)$	Fluidgeschwindigkeit an der Grenzfläche A_{qy}
$v_{out \perp, A_{qx}}(y)$	Fluidgeschwindigkeit senkrecht zur Grenzfläche A_{qx}
$v_{out \perp, A_{qy}}(x)$	Fluidgeschwindigkeit senkrecht zur Grenzfläche A_{qy}
$V_C(h)$	Kontrollvolumen
v_s	Lokale Schlupfgeschwindigkeit
\dot{V}_{in}	Volumenstrom in V_C hinein
V_∞	Unendliches Volumen unter einem Profilklotz
\dot{V}_{out}	Volumenstrom aus V_C heraus
\dot{W}_{in}	Energieeintrag in V_C
\dot{W}_{kin}	Änderung der kinetischen Energie in V_C
\dot{W}_{out}	Energieaustrag aus V_C
\dot{W}_{visc}	Viskose Verluste in V_C
\vec{x}	Zustandsvektor
x_a	Materialanteil
$Z(x, y)$	Fahrbahnprofil
z_a	Koordinate zur Beschreibung einer Höhe im Fahrbahnprofil
(\cdot)	Zeitliche Ableitung einer allgemeinen Variablen

Abbildungsverzeichnis

2.1	Speicher- und Verlustmodul [Löw+21]	6
2.2	Kelvin-Voigt Element	8
2.3	Maxwell Elemente	8
2.4	Abbott Kurven	10
2.5	Reibmechanismen	12
3.1	Abgrenzung Mikro-Aquaplaning	25
4.1	Profilgeometrien	28
4.2	Innentrommelprüfstand [Löw+21]	30
4.3	Einzelmessung und Reifencharakteristik Bremsen	32
4.4	Nassbremsveruche bei 1 mm Wasserhöhe	33
4.5	Nassbremsveruche bei 2 mm Wasserhöhe	33
4.6	Messaufbau Drucksensor [Löw+20a]	36
4.7	Exemplarisches Drucksignal (nach [Löw+20a])	37
4.8	Verlustterm mit Regressionsgeraden [Löw+20a]	42
4.9	Paarweiser Vergleich der Gradienten $\partial\Lambda_v$ und $\partial\Lambda_h$ [Löw+20a].	43
4.10	Gradientenvergleich Verlustterm – Reibbeiwert (nach [Löw+20a])	45
4.11	3-D Abbild der Fahrbahnbeläge [Löw+20b]	49
5.1	2-Zonen Modell	51
5.2	2-D Reifenfreischnitt.	53
5.3	Kontaktbereich [Löw+20b]	55
5.4	Vereinfachung durch globale Problembeschreibung [Löw+20b].	56
5.5	3D-Ansicht eines rechteckigen Profilklotzes [Löw+20b].	56
5.6	Fluidgeschwindigkeiten $u(x)$ und $v(y)$ [Löw+20b].	58
5.7	Poiseuille Strömung [Löw+20b].	66
5.8	Simulationsergebnisse (nach [Löw+20b])	72

5.9	Kontaktbereich zwischen Profilklotz und Fahrbahn [Löw+21]	74
5.10	Exemplarischer Reibwertverlauf für Reibgesetz [Löw+21]	76
5.11	Reibwertkennfeld für lokales Reibgesetz [Löw+21]	77
5.12	Inertial- und Relativkoordinatensystem [Löw+21]	79
5.13	Lineare und approximierte Geschwindigkeitsverteilung [Löw+21]	81
5.14	Darstellung FE-Modell [Löw+21]	84
5.15	Verschiebung Slave-Knoten [Löw+21]	88
5.16	Übertragung des Reibwertes auf die Master-Knoten [Löw+21] .	90
5.17	Ablaufdiagramm Reibgesetz [Löw+21]	91
5.18	Lokaler Reibwert zu Simulationsende [Löw+21]	92
5.19	Schematische Darstellung Wischkanteneffekt [Löw+21].	93
5.20	Reibwertänderung durch Wischkanteneffekt [Löw+21]	95
5.21	Simulationsergebnisse Profil BB bei 140 km h^{-1} [Löw+21]	100
5.22	Einfluss der Fahrbahnposition	102
5.23	μ -Schlupf Kurven [Löw+21]	102
5.24	Kopplung der Modelle	104
6.1	Modellvalidierung Wasserverdrängung bei 1 mm und 2 mm	106
6.2	Wasserverdrängung auf Asphalt und Safety-Walk TM	108
6.3	Nassgriff, feucht und 1 mm [Löw+21]	110
6.4	Validierung Nassgriffmodell [Löw+21]	110
6.5	Zeitverläufe Nassgriffmodell [Löw+21]	111
6.6	Klotzdeformationen FE-Modell [Löw+21]	112
6.7	Reibwertkarte Nassgriff [Löw+21]	113
6.8	Simulationsergebnisse Safety-Walk TM mit $\mu_{\infty}=1,0$	116
6.9	Simulationsergebnisse Safety-Walk TM mit $\mu_{\infty}=0,8$	116
6.10	Zeitverläufe Nassgriffmodell	116
6.11	Reibwertkarte Nassgriff Safety-Walk TM	117
6.12	Radlastvariation Asphalt	118
6.13	Radlastvariation Safety-Walk TM	119
6.14	Kontaktfläche bei Variation der Radlast	119
6.15	Der viskose Fluidfilm	121
6.16	Reibwertkarte gummi- und fahrbahnfester Fluidfilm, Asphalt .	123
6.17	Reibwertkarte gummi- und fahrbahnfester Fluidfilm, Safety-Walk TM	124
6.18	Validierung gekoppeltes Modell	125

Tabellenverzeichnis

4.1	Standardabweichung des Verlustterms ([Löw+20a])	41
4.2	Untersuchte Wasserhöhen und Geschwindigkeiten.	42
5.1	Sensitivitätsanalyse	71
5.2	Übersicht der wichtigsten Einstellungen in ABAQUS [Löw+21]. .	83
5.3	Simulationsdauer in ABAQUS [Löw+21]	85
5.4	Zeitschrittweiten in ABAQUS [Löw+21]	85
5.5	Vektoren Reibgesetz Nassgriff [Löw+21]	87
5.6	Parameterraum Reibgesetz [Löw+21]	98
5.7	Modellparameter für das Reibgesetz [Löw+21].	99
A.1	Übersicht Profilgeometrien	131

Literaturverzeichnis

- [Anu12] Kumar Anupam: „Numerical Simulation of vehicle hydroplaning and skid resistance on grooved pavement“, Dissertation, Singapur: National University of Singapore, 2012, URL: <https://scholarbank.nus.edu.sg/handle/10635/30696> (besucht am 06.08.2020).
- [Bac98] Thomas Bachmann: *Wechselwirkungen im Prozeß der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn*, Band 360, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998, ISBN: 3-18-336012-8.
- [Bat71] Hartmut Bathelt: „Analytische Behandlung der Strömung in der Aufstandsfläche schnell rollender Reifen auf nasser Fahrbahn“, unv. Dissertation, Wien: Technische Hochschule Wien, 1971.
- [Bat73] Hartmut Bathelt: „Die Berechnung des Aquaplaning-Verhaltens von glatten und profilierten Reifen“, in: *Automobiltechnische Zeitschrift* 75(10) (1973), Seiten 368–374.
- [BBK11] L. Busse, I. Boubakri und Manfred Klueppel: „Friction master curves for rubber on dry and wet granite experiments and simulations“, in: *KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe* 64 (2011), Seiten 35–39.
- [BK62] Paul J. Blatz und William L. Ko: „Application of Finite Elastic Theory to the Deformation of Rubbery Materials“, in: *Transactions of the Society of Rheology* 6(1) (1962), Seiten 223–252, ISSN: 0038-0032, doi: [10.1122/1.548937](https://doi.org/10.1122/1.548937).

- [Bru35] D. A. G. Bruggeman: „Berechnung verschiedener physikalischer Konstanten von heterogenen Substanzen. I. Dielektrizitätskonstanten und Leitfähigkeiten der Mischkörper aus isotropen Substanzen“, in: *Annalen der Physik* 416(7) (1935), Seiten 636–664, ISSN: 00033804, doi: [10.1002/andp.19354160705](https://doi.org/10.1002/andp.19354160705).
- [Cia18] M. Ciavarella: „A Simplified Version of Persson’s Multiscale Theory for Rubber Friction Due to Viscoelastic Losses“, in: *Journal of Tribology* 140(1) (2018), Seite 011403, ISSN: 0742-4787, doi: [10.1115/1.4036917](https://doi.org/10.1115/1.4036917).
- [DC15] Minh-Tan Do und Veronique Cerezo: „Road surface texture and skid resistance“, in: *Surface Topography: Metrology and Properties* 3(4) (2015), Seite 043001, doi: [10.1088/2051-672X/3/4/043001](https://doi.org/10.1088/2051-672X/3/4/043001).
- [Deu04] Deutsches Institut für Normung e.V.: *DIN EN ISO 13565-2:1998-04, Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften - Teil 2: Beschreibung der Höhe mittels linearer Darstellung der Materialanteilkurve (ISO 13565-2:1996); Deutsche Fassung EN ISO 13565-2:1997*, Berlin, 1998-04, doi: [10.31030/7434139](https://doi.org/10.31030/7434139).
- [Deu07] Deutsches Institut für Normung e.V.: *DIN ISO 13473-2:2004-07, Charakterisierung der Textur von Fahrbahnbelägen unter Verwendung von Oberflächenprofilen - Teil 2: Begriffe und grundlegende Anforderungen für die Analyse von Fahrbahntexturprofilen (ISO 13473-2:2002)*, Berlin, 2004-07, doi: [10.31030/9543000](https://doi.org/10.31030/9543000).
- [Do+13] M.-T. Do u. a.: „Modeling of the connection road surface microtexture/water depth/friction“, in: *Wear* 302(1-2) (2013), Seiten 1426–1435, ISSN: 00431648, doi: [10.1016/j.wear.2013.01.031](https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.01.031).

- [Eic94] Ulrich Eichhorn: *Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn - Einflußgrößen und Erkennung*, Als Ms. gedr, Band 222, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik, Düsseldorf: VDI-Verl., 1994, ISBN: 3183222124.
- [FG54] W. P. Fletcher und A. N. Gent: „Nonlinearity in the Dynamic Properties of Vulcanized Rubber Compounds“, in: *Rubber Chemistry and Technology* 27(1) (1954), Seiten 209–222, ISSN: 0035-9475, doi: [10.5254/1.3543472](https://doi.org/10.5254/1.3543472).
- [Fis00] H. Fischlein: *Untersuchung des Fahrbahnoberflächeneinflusses auf das Kraftschlußverhalten von Pkw-Reifen*, Band 414, Fortschritt-Berichte VDI. Reihe 12, Verkehrstechnik /Fahrzeugtechnik, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2000, ISBN: 9783183414123.
- [FO08] T. F. Fwa und G. P. Ong: „Wet-Pavement Hydroplaning Risk and Skid Resistance: Analysis“, in: *Journal of Transportation Engineering* 134(5) (2008), Seiten 182–190, ISSN: 0733-947X, doi: [10.1061/\(ASCE\)0733-947X\(2008\)134:5\(182\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-947X(2008)134:5(182)).
- [FT75] K. N.G. Fuller und David Tabor: „The effect of surface roughness on the adhesion of elastic solids“, in: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences* 345(1642) (1975), Seiten 327–342, ISSN: 0080-4630, doi: [10.1098/rspa.1975.0138](https://doi.org/10.1098/rspa.1975.0138).
- [Gal+] B. M. Gallaway u. a.: *Pavement and geometric design criteria for minimizing hydroplaning*, Band No. FHWA-RD-79-31, Federal Highway Administration Report, Texas A&M University, USA.
- [Gey72] W. Geyer: „Der Einfluß geometrischer Reibflächen-Rauhigkeitsformen auf das trockene und nasse Reibverhalten von Gummi“, in: *Automobil-Industrie* 2 (1972), Seiten 41–45.
- [Gna+95] Rolf Gnadler u. a.: „Ermittlung von mu-Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen“, in: *FAT-Schriftenreihe* 119 (1995).

- [Gna+96] Rolf Gnadler u. a.: „Umfangskraftverhalten von PKW-Reifen bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen“, in: *Automobiltechnische Zeitschrift* 98(9) (1996), Seiten 458–466.
- [Gol19] Hari Golianto: „Simulation of Rubber Friction on Rough Surface with Abaqus“, Masterarbeit, Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie - Institut für Fahrzeugsystemtechnik - Teilinstitut Fahrzeugtechnik - Institutsbibliothek - 19-F-0043, unv., 15.05.2019.
- [Gol81] J. M. Golden: „A theory of wet road-tyre friction“, in: *Wear* 71(3) (1981), Seiten 307–331, issn: 00431648, doi: [10.1016/0043-1648\(81\)90228-3](https://doi.org/10.1016/0043-1648(81)90228-3).
- [Gro63] K. A. Grosch: „The relation between the friction and viscoelastic properties of rubber“, in: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences* 274 (1356) (1963), Seiten 21–39, issn: 0080-4630, doi: [10.1098/rspa.1963.0112](https://doi.org/10.1098/rspa.1963.0112).
- [GSG95] U.-J. Görke, A. Schöpfel und H. Günther: „Auswahl von Materialgesetzen und Parameteridentifikation für nichtlinear-elastische Werkstoffe“, in: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 26 (8) (1995), Seiten 459–467, issn: 09335137, doi: [10.1002/mawe.19950260809](https://doi.org/10.1002/mawe.19950260809).
- [GW06] Alan Neville Gent und Joseph D. Walter: *Pneumatic tire*, Band 854, Mechanical Engineering Faculty Research. Washington, D.C.: published by NHTSA, 2006, url: https://ideaexchange.uakron.edu/mechanical_ideas/854/ (besucht am 07.08.2020).
- [GW66] J. A. Greenwood und J. B. P. Williamson: „Contact of Nominally Flat Surfaces“, in: *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 295(1442) (1966), Seiten 300–319, issn: 1364-5021, doi: [10.1098/rspa.1966.0242](https://doi.org/10.1098/rspa.1966.0242).

- [Har91] B. Hartmann: „Bremsen auf nassen Fahrbahnen“, in: *VDI-Berichte Heft 916*, 1991, Seiten 185–215, ISBN: 3-18-090916-1.
- [HD63] Walter B. Horne und Robert C. Dreher: *Phenomena of pneumatic tire hydroplaning*, 1963, URL: <https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=19640000612> (besucht am 07.08.2020).
- [Hei+02] G. Heinrich u. a.: „Zum Einfluss der Strassenoberflächen auf das Bremsverhalten von Pkw-Reifen beim ABS-nass und ABS-trocken Bremsvorgang“, in: *Fortschrittberichte VDI, Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik* (2002), Seiten 69–86, ISSN: 0178-9449.
- [HK08] Gert Heinrich und Manfred Klüppel: „Rubber friction, tread deformation and tire traction“, in: *Wear* 265(7-8) (2008), Seiten 1052–1060, ISSN: 00431648, doi: [10.1016/j.wear.2008.02.016](https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.02.016).
- [Hue+97] Richard Huebner u. a.: „PAVDRN: Computer Model for Predicting Water Film Thickness and Potential for Hydroplaning on New and Reconditioned Pavements“, in: *Transportation Research Record* 1599 (1997), Seiten 128–131, doi: [10.3141/1599-16](https://doi.org/10.3141/1599-16).
- [Ihl03] Jörn Ihlemann: *Kontinuumsmechanische Nachbildung hochbelasteter technischer Gummiwerkstoffe*, Als Ms. gedr, Band Nr. 288, Berichte aus dem Institut für Mechanik, Universität Hannover, Düsseldorf: VDI-Verl., 2003, ISBN: 3183288184.
- [ILB75] Don L. Ivey, Eero K. Lehtipuu und Joe W. Button: *Rainfall and visibility: The view from behind the wheel*, herausgegeben von Texas Transportation Institute, Texas A & M University, 1975.
- [Kan+17] Malal Kane u. a.: „Contribution to pavement friction modelling: An introduction of the wetting effect“, in: *International Journal of Pavement Engineering* 4(3) (2017), Seiten 1–12, ISSN: 1029-8436, doi: [10.1080/10298436.2017.1369776](https://doi.org/10.1080/10298436.2017.1369776).

- [Kar14] Christian Wolfgang Karl: „Untersuchungen zur Tribologie und zum Benetzungsverhalten von Elastomerkompositen“, Dissertation, Hannover: Gottfried Wilhelm Leibniz Universität, 2014, doi: [10.15488/8283](https://doi.org/10.15488/8283).
- [KB17] Michael M. Khonsari und E. Richard Booser: *Applied Tribology: Bearing design and lubrication*, Hoboken, N.J.: Wiley, 2017, ISBN: 1118700260.
- [KC15] Malal Kane und Veronique Cerezo: „A contribution to tire/road friction modeling: From a simplified dynamic frictional contact model to a “Dynamic Friction Tester” model“, in: *Wear* 342-343 (2015), Seiten 163–171, issn: 00431648, doi: [10.1016/j.wear.2015.08.007](https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.08.007).
- [KH00] Manfred Klüppel und Gert Heinrich: „Rubber Friction on Self-Affine Road Tracks“, in: *Rubber Chemistry and Technology* 73 (4) (2000), Seiten 578–606, issn: 0035-9475, doi: [10.5254/1.3547607](https://doi.org/10.5254/1.3547607).
- [Kul90] Kulakowski, B. T. and Harwood, D. W: „Effect of Water-Film Thickness on Tire-Pavement Friction“, in: *Surface Characteristics of Roadways: International Research and Technologies*, herausgegeben von W. E. Meyer und J. Reichert, 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM International, 1990, Seiten 50–60, ISBN: 978-0-8031-1391-6.
- [Kum66] Hartwig W. Kummer: „Unified Theory of Rubber and Tire Friction“, in: *University Park : Pennsylvania State University, College of Engineering(Engineering Research Bulletin B-94)* (1966).
- [Le 07] André Le Gal: „Investigation and modelling of rubber stationary friction on rough surfaces“, Dissertation, Hannover: Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2007, doi: [10.15488/6915](https://doi.org/10.15488/6915).

- [Lei18] Günter Leister: *Passenger car tires and wheels: Development - manufacturing - application*, Cham: Springer, op. 2018, ISBN: 978-3-319-50118-5.
- [LER09] Olaf Lahayne, Josef Eberhardsteiner und Roland Reihnsner: „Tri-biological Investigations carried out by a linear Friction Tester“, in: *Transactions of FAMENA* 33(2) (2009).
- [Lin05] Markus Lindner: „Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Gummireibung an Profilklotzen und Dichtungen“, Dissertation, Hannover: Universität Hannover, 2005, doi: [10.15488/6740](https://doi.org/10.15488/6740).
- [Lin17] Hagen Lind: *Experimentelle und modellbasierte Untersuchung der Reibmechanismen von Reifenprofilklotzproben auf rauen Fahrbahnoberflächen*, Band 5, Berichte aus dem IDS, Garbsen: PZH Verlag, TEWISS - Technik und Wissen GmbH, 2017, ISBN: 978-3-95900-143-4.
- [Lio97] Alexander Lion: „On the large deformation behaviour of reinforced rubber at different temperatures“, in: *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 45(11-12) (1997), Seiten 1805–1834.
- [Lor+15] B. Lorenz u. a.: „Rubber friction on road surfaces: Experiment and theory for low sliding speeds“, in: *The Journal of Chemical Physics* 142(19) (2015), Seite 194701, issn: 0021-9606, doi: [10.1063/1.4919221](https://doi.org/10.1063/1.4919221).
- [LP11] B. Lorenz und B. N. J. Persson: „Fluid squeeze-out between rough surfaces: Comparison of theory with experiment“, in: *Journal of Physics: Condensed Matter* 23(35) (2011), Seite 355005, issn: 0953-8984, doi: [10.1088/0953-8984/23/35/355005](https://doi.org/10.1088/0953-8984/23/35/355005).
- [Man82] Benoit B. Mandelbrot: *The fractals geometry of nature*, Band 173, Einaudi paperbacks, San Francisco, Calif.: Freeman, 1982, ISBN: 978-0716711865.

- [Mat19] Matlab: *Matlab Documentation*, herausgegeben von The MathWorks Inc., 2019, url: <https://de.mathworks.com/help/matlab/index.html> (besucht am 05.05.2020).
- [Mof+08] M. Mofidi u. a.: „Rubber friction on (apparently) smooth lubricated surfaces“, in: *Journal of Physics: Condensed Matter* 20(8) (2008), Seite 085223, issn: 0953-8984, doi: [10.1088/0953-8984/20/8/085223](https://doi.org/10.1088/0953-8984/20/8/085223).
- [Mol+05] P. Moldenhauer u. a.: „Modelling of hysteresis and adhesion friction of rubber in time domain“, in: *CONSTITUTIVE MODELS FOR RUBBER-PROCEEDINGS-*, Band 4, 2005, Seite 515.
- [Mol10] Patrick Moldenhauer: *Modellierung und Simulation der Dynamik und des Kontakts von Reifenprofilblöcken*, Band Nr. 720, Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung der Technischen Universität Bergakademie Freiberg, Düsseldorf: VDI Verlag, 2010, isbn: 978-3-18-372012-5.
- [Moo65] Desmond F. Moore: „Drainage Criteria for Runway Surface Roughness“, in: *Journal of the Royal Aeronautical Society* 69 (653) (1965), Seiten 337–342, issn: 2059-6464.
- [Moo72] Desmond F. Moore: *The friction and lubrication of elastomers*, Band 9, International series of monographs on materials science and technology, Oxford: Pergamon Press, 1972.
- [Moo75] Desmond F. Moore: *The friction of pneumatic tyres*, Amsterdam und New York: Elsevier Scientific Pub. Co, 1975, isbn: 9780444413239.
- [Mul69] L. Mullins: „Softening of Rubber by Deformation“, in: *Rubber Chemistry and Technology* 42(1) (1969), Seiten 339–362, issn: 0035-9475, doi: [10.5254/1.3539210](https://doi.org/10.5254/1.3539210).
- [MW06] Claus-Dieter Munz und Thomas Westermann: *Numerische Behandlung gewöhnlicher und partieller Differenzialgleichungen: Ein interaktives Lehrbuch für Ingenieure*, Berlin, Heidelberg:

- Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006, ISBN: 9783540298670, doi: [10.1007/3-540-29868-1](https://doi.org/10.1007/3-540-29868-1).
- [NT14] Arto J. Niskanen und Ari J. Tuononen: „Three 3-axis accelerometers fixed inside the tyre for studying contact patch deformations in wet conditions“, in: *Vehicle System Dynamics* 52(sup1) (2014), Seiten 287–298, ISSN: 0042-3114, doi: [10.1080/00423114.2014.898777](https://doi.org/10.1080/00423114.2014.898777).
- [OF07] G. P. Ong und T. F. Fwa: „Wet-Pavement Hydroplaning Risk and Skid Resistance: Modeling“, in: *Journal of Transportation Engineering* 133(10) (2007), Seiten 590–598, ISSN: 0733-947X, doi: [10.1061/\(ASCE\)0733-947X\(2007\)133:10\(590\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-947X(2007)133:10(590)).
- [Pay62a] A. R. Payne: „The dynamic properties of carbon black loaded natural rubber vulcanizates. Part II“, in: *Journal of Applied Polymer Science* 6(21) (1962), Seiten 368–372, ISSN: 00218995, doi: [10.1002/app.1962.070062115](https://doi.org/10.1002/app.1962.070062115).
- [Pay62b] A. R. Payne: „The dynamic properties of carbon black-loaded natural rubber vulcanizates. Part I“, in: *Journal of Applied Polymer Science* 6(19) (1962), Seiten 57–63, ISSN: 00218995, doi: [10.1002/app.1962.070061906](https://doi.org/10.1002/app.1962.070061906).
- [PB12] H. B. Pacejka und Igo Besselink: *Tire and vehicle dynamics*, 3rd ed., Amsterdam und Boston: Elsevier/BH, 2012, ISBN: 9780080970165.
- [Per+04] B. N. J. Persson u. a.: „Sealing is at the Origin of Rubber Slipping on Wet Roads“, in: *Nature Materials* 3(12) (2004), Seiten 882–885, ISSN: 1476-1122, doi: [10.1038/nmat1255](https://doi.org/10.1038/nmat1255).
- [Per+05] B. N. J. Persson u. a.: „On the nature of surface roughness with application to contact mechanics, sealing, rubber friction and adhesion“, in: *Journal of Physics: Condensed Matter* 17(1) (2005), R1–R62, ISSN: 0953-8984, doi: [10.1088/0953-8984/17/1/R01](https://doi.org/10.1088/0953-8984/17/1/R01).

- [Per01] B. N. J. Persson: „Theory of rubber friction and contact mechanics“, in: *The Journal of Chemical Physics* 115(8) (2001), Seiten 3840–3861, ISSN: 0021-9606, doi: [10.1063/1.1388626](https://doi.org/10.1063/1.1388626).
- [Per06] Bo N. J. Persson: „Contact mechanics for randomly rough surfaces“, in: *Surface Science Reports* 61(4) (2006), Seiten 201–227, ISSN: 01675729, doi: [10.1016/j.surfrept.2006.04.001](https://doi.org/10.1016/j.surfrept.2006.04.001).
- [Per10] B. N. J. Persson: „Fluid dynamics at the interface between contacting elastic solids with randomly rough surfaces“, in: *Journal of physics. Condensed matter : an Institute of Physics journal* 22(26) (2010), Seite 265004, ISSN: 0953-8984, doi: [10.1088/0953-8984/22/26/265004](https://doi.org/10.1088/0953-8984/22/26/265004).
- [Per98] B.N.J Persson: „On the theory of rubber friction“, in: *Surface Science* 401(3) (1998), Seiten 445–454, ISSN: 00396028, doi: [10.1016/S0039-6028\(98\)00051-X](https://doi.org/10.1016/S0039-6028(98)00051-X).
- [Per99] B.N.J. Persson: „Sliding friction“, in: *Surface Science Reports* 33(3) (1999), Seiten 83–119, ISSN: 01675729, doi: [10.1016/S0167-5729\(98\)00009-0](https://doi.org/10.1016/S0167-5729(98)00009-0).
- [PT00] B. N. J. Persson und E. Tosatti: „Qualitative theory of rubber friction and wear“, in: *The Journal of Chemical Physics* 112(4) (2000), Seiten 2021–2029, ISSN: 0021-9606, doi: [10.1063/1.480762](https://doi.org/10.1063/1.480762).
- [Rie68] Hansjörg Rieger: „Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Gummireibung in einem großen Geschwindigkeits- und Temperaturbereich unter Berücksichtigung der Reibungswärme“, (KIT-Bibliothek, K10plus-PPN: 1132344948, PPN: 062344943), Dissertation, München: Technische Hochschule München, 1968.
- [Sah+07] Fredrik Sahlin u. a.: „Rough surface flow factors in full film lubrication based on a homogenization technique“, in: *Tribology*

- International* 40(7) (2007), Seiten 1025–1034, ISSN: 0301-679X, doi: 10.1016/j.triboint.2006.09.007.
- [Sch+10] Thomas Schulze u. a.: „Reifen im Zielkonflikt Zwischen: Rollwiderstand und Nassgriff“, in: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 112(7-8) (2010), Seiten 516–523, ISSN: 0001-2785, doi: 10.1007/BF03222187.
- [Sch02] E. J. Schramm: „Reibung von Elastomeren auf rauen Oberflächen und Beschreibung von Nassbremseigenschaften von PKW-Reifen“, Dissertation, Universität Regensburg, 2002, doi: 10.5283/epub.10132, URL: <https://epub.uni-regensburg.de/10132/> (besucht am 22.01.2019).
- [Sch69] Karl-Heinz Schulze: „Zur quantitativen Bewertung der Rauheit von Strassenoberflächen in Beziehung zum Reibungswiderstand bei Nasse“, (KIT-Bibliothek, 10plus-PPN: 1126186473, PPN: 056186479), Dissertation, Berlin: Technische Universität Berlin, 1969.
- [Sed00] Konstantin Sedlan: *Viskoelastisches Materialverhalten von Elastomerwerkstoffen: experimentelle Untersuchung und Modellbildung*, Berichte des Instituts für Mechanik, Kassel: Univ.-Bibliothek, 2000, ISBN: 3-89792-050-6.
- [Set+00] E. Seta u. a.: „Hydroplaning Analysis by FEM and Hydroplaning Analysis by FEM and FVM: Effect of Tire Rolling and Tire Pattern on Hydroplaning“, in: *Tire Science and Technology* 28 (3) (2000), Seiten 140–156, ISSN: 0090-8657.
- [SFG13] Frank Stalter, Michael Frey und Frank Gauterin: „Einfluss des Antriebsmoments auf das Reifengeräusch“, in: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 115(6) (2013), Seiten 528–533, ISSN: 0001-2785, doi: 10.1007/s35148-013-0150-z.
- [Sha02] L. F. Shampine: „Solving $0 = F(t, y(t), y'(t))$ in Matlab“, in: *Journal of Numerical Mathematics* 10(4) (2002), ISSN: 1570-2820, doi: 10.1515/JNMA.2002.291.

- [SimoJa] Simulia: *Abaqus Analysis Guide (2018)*, herausgegeben von Dassault Systèmes, 10 rue Marcel Dassault, 78140 Vélizy-Villacoublay – France, o.J. URL: <https://help.3ds.com> (besucht am 05.05.2020).
- [SimoJb] Simulia: *Abaqus Materials Guide (2018)*, herausgegeben von Dassault Systèmes, 10 rue Marcel Dassault, 78140 Vélizy-Villacoublay – France, o.J. URL: <https://help.3ds.com> (besucht am 05.05.2020).
- [SimoJc] Simulia: *Abaqus User Subroutines Guide (2018)*, herausgegeben von Dassault Systèmes, 10 rue Marcel Dassault, 78140 Vélizy-Villacoublay – France, o.J. URL: <https://help.3ds.com> (besucht am 05.05.2020).
- [Sta16] Frank Christof Stalter: „Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment“, Dissertation, Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 14.011.2016, doi: 10.5445/KSP/1000066976, URL: <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:0072-669761> (besucht am 07.08.2020).
- [Tho18] Nick Thom: „Modeling Surface Water“, in: *Tire Technology International* 2018 (2018), Seiten 28–30, URL: <https://www.ukimediaevents.com/publication/7665b9a9/6> (besucht am 26.07.2023).
- [Tor+15] S. Torbrügge u. a.: „Friction of tyre tread compounds on rough surfaces: a combined experimental and theoretical study“, in: *International Tyre Colloquium, 4th, 2015, Guildford, United Kingdom*, 2015, Seiten 234–242, ISBN: 978-1-84469-032-9.
- [van+98] Jan van Oosten u. a.: „EC Research Project TIME - Tire Measurements Forces and Moments. Workpackage 2: Analysis of parameters influencing tyre test results“, in: *2. Darmstädter Reifenkolloquium, 16. Oktober 1998. Hrsg.: B. Breuer,*

- Band 362, Fortschritt-Berichte VDI. Reihe 12, VDI-Verl., Düsseldorf, 1998, Seiten 66–83, ISBN: 3-18-336212-0.
- [Wag+15] Paul Wagner u. a.: „Multiscale FEM approach for hysteresis friction of rubber on rough surfaces“, in: *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 296 (2015), Seiten 150–168, ISSN: 00457825, doi: [10.1016/j.cma.2015.08.003](https://doi.org/10.1016/j.cma.2015.08.003).
- [Wag+17] Paul Wagner u. a.: „Numerical multiscale modelling and experimental validation of low speed rubber friction on rough road surfaces including hysteretic and adhesive effects“, in: *Tribology International* 111 (2017), Seiten 243–253, ISSN: 0301-679X, doi: [10.1016/j.triboint.2017.03.015](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.03.015).
- [Wag17] Paul Wagner: *A multiscale FEM approach for rubber friction on rough surfaces: Dissertation*, Band 17,5, Leibniz Universität Hannover, Institut für Kontinuumsmechanik B, Hannover, 2017, ISBN: 9783941302235, URL: https://www.ikm.uni-hannover.de/fileadmin/ikm/publications/Thesis_Paul_Wagner_01.pdf (besucht am 23.07.2023).
- [Wer71] Werner Geyer: „Beitrag zur Gummireibung auf trockenen und insbesondere nassen Oberflächen“, (KIT-Bibliothek, K10plus-PPN: 1608758303 , PPN: 053902513), Dissertation, München: Technische Universität München, 1971, URL: <https://d-nb.info/720362253> (besucht am 23.07.2023).
- [Wey+13] Tillman Weyde u. a.: „Predicting Aquaplaning Performance from Tyre Profile Images with Machine Learning“, in: *Image Analysis and Recognition*, herausgegeben von Mohamed Kamel und Aurélio Campilho, Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013, Seiten 133–142, ISBN: 978-3-642-39094-4.
- [WLF55] Malcolm L. Williams, Robert F. Landel und John D. Ferry: „The Temperature Dependence of Relaxation Mechanisms in Amorphous Polymers and Other Glass-forming Liquids“, in: *Journal*

- of the American Chemical Society* 77(14) (1955), Seiten 3701–3707, ISSN: 0002-7863, doi: [10.1021/ja01619a008](https://doi.org/10.1021/ja01619a008).
- [WR00] A. S. Wineman und K. R. Rajagopal: *Mechanical response of polymers: An introduction*, Cambridge: Cambridge University Press, 2000, ISBN: 9780521644099.
- [WRM09] B. Wies, B. Roeger und R. Mundl: „Influence of Pattern Void on Hydroplaning and Related Target Conflicts 4“, in: *Tire Science and Technology* 37(3) (2009), Seiten 187–206, ISSN: 0090-8657, doi: [10.2346/1.3137087](https://doi.org/10.2346/1.3137087).
- [Zel18] Peter Zeller: *Handbuch Fahrzeugakustik*, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018, ISBN: 978-3-658-18519-0, doi: [10.1007/978-3-658-18520-6](https://doi.org/10.1007/978-3-658-18520-6).

Eigene Veröffentlichungen

- [Löw+20a] J. Löwer u. a.: „Dynamic measurement of the fluid pressure in the tire contact area on wet roads“, in: *Automotive and Engine Technology* 98(9) (2020), Seite 458, ISSN: 2365-5127, DOI: [10.1007/s41104-020-00056-z](https://doi.org/10.1007/s41104-020-00056-z).
- [Löw+20b] J. Löwer u. a.: „Physical Model of Tire-Road Contact Under Wet Conditions“, in: *Tribology Letters* 68(1) (2020), Seite 1052, ISSN: 1023-8883, DOI: [10.1007/s11249-019-1264-6](https://doi.org/10.1007/s11249-019-1264-6).
- [Löw+21] Jan Löwer u. a.: „Model for the Pattern-Dependent Wet Grip Prediction of Tires“, in: *Vehicles* 3(1) (2021), Seiten 84–110, DOI: [10.3390/vehicles3010006](https://doi.org/10.3390/vehicles3010006).

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik
(ISSN 1869-6058)

Eine vollständige Übersicht der Bände finden Sie im Verlagsshop

- Band 76** Kai-Lukas Bauer
Echtzeit-Strategieplanung für vorausschauendes automatisiertes Fahren
ISBN 978-3-7315-0949-3
- Band 77** Thomas Schirle
Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks für Megacitymobilität
ISBN 978-3-7315-0995-0
- Band 78** Dominik Dörr
Simulation of the thermoforming process of UD fiber-reinforced thermoplastic tape laminates
ISBN 978-3-7315-0998-1
- Band 79** Dominik Robert Naake
Simulation of damage mechanisms in weave reinforced materials based on multiscale modeling
ISBN 978-3-7315-1005-5
- Band 80** Martin Hohberg
Experimental investigation and process simulation of the compression molding process of Sheet Molding Compound (SMC) with local reinforcements
ISBN 978-3-7315-1007-9
- Band 81** Benedikt Fengler
Manufacturing-constrained multi-objective optimization of local patch reinforcements for discontinuous fiber reinforced composite parts
ISBN 978-3-7315-1006-2
- Band 82** Johannes Masino
Road Condition Estimation with Data Mining Methods using Vehicle Based Sensors
ISBN 978-3-7315-1004-8
- Band 83** 11. Kolloquium Mobilhydraulik
10. September 2020, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1036-9

- Band 84** Felix Weber
Beitrag zur Entwicklung von Konstantflusspumpen für Frischbeton unter genauerer Betrachtung der Dickstoffventile
ISBN 978-3-7315-1037-6
- Band 85** 8. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 23. Februar 2021, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1071-0
- Band 86** Sebastian Fünfgeld
Vorausschauende Regelung von Fahrzeugsystemen durch stochastische Vorhersage der Fahrzeugdynamik
ISBN 978-3-7315-1060-4
- Band 87** Isabelle Charlotte Ays
Development of a CO₂e quantification method and of solutions for reducing the greenhouse gas emissions of construction machines = Entwicklung einer CO₂e Quantifizierungsmethode und von Lösungen zur Reduzierung von Treibhausgasemissionen in Baumaschinen
ISBN 978-3-7315-1033-8
- Band 88** Alexander Bernath
Numerical prediction of curing and process-induced distortion of composite structures
ISBN 978-3-7315-1063-5
- Band 89** Nils Bulthaupt
Objektivierung des Schwingungskomforts schwerer Nutzfahrzeuge
ISBN 978-3-7315-1075-8
- Band 90** Lars Brinkschulte
Assistenzsysteme zur Reduktion des Schädigungsverhaltens von Komponenten einer mobilen Arbeitsmaschine
ISBN 978-3-7315-1089-5
- Band 91** Dominik Dörr
Adaptive Fahrhinweise für ein längsdynamisches Fahrerassistenzsystem zur Steigerung der Energieeffizienz
ISBN 978-3-7315-1090-1
- Band 92** Jürgen Römer
Steuerung und Regelung des Lenkradmoments durch Nutzung radselektiver Frontantriebe
ISBN 978-3-7315-1104-5

- Band 93** Christian Riese
Werkzeuge und Konzepte für die Untersuchung und Entwicklung zukünftiger Kfz-Bremssysteme
ISBN 978-3-7315-1125-0
- Band 94** Yaoqun Zhou
Dynamisches Bremsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems
ISBN 978-3-7315-1156-4
- Band 95** Stefan Haug
Ganzheitliche Optimierung einer Axialkolbenpumpe durch bedarfsangepasste Entlastung tribologischer Kontakte
ISBN 978-3-7315-1150-2
- Band 96** Stefan Scheubner
Stochastic Range Estimation Algorithms for Electric Vehicles using Data-Driven Learning Models
ISBN 978-3-7315-1166-3
- Band 97** Yusheng Xiang
AI and IoT Meet Mobile Machines: Towards a Smart Working Site
ISBN 978-3-7315-1165-6
- Band 98** Nils Meyer
Mesoscale simulation of the mold filling process of Sheet Molding Compound
ISBN 978-3-7315-1173-1
- Band 99** Christian Timo Poppe
Process simulation of wet compression moulding for continuous fibre-reinforced polymers
ISBN 978-3-7315-1190-8
- Band 100** Torben Fischer
Modellprädiktive Regelung eines innovativen Thermomanagement-Systems für batterieelektrische Fahrzeuge
ISBN 978-3-7315-1199-1
- Band 101** Florian Wittemann
Fiber-dependent injection molding simulation of discontinuous reinforced polymers
ISBN 978-3-7315-1217-2
- Band 102** Sebastian Watzl
Experimentelle und numerische Analyse des Körperschallübertragungsverhaltens von Aggregatelagerelementen im akustisch relevanten Frequenzbereich
ISBN 978-3-7315-1226-4

- Band 103** Dominik Stretz
Vibroakustische Analyse eines elektrischen Radnabenmotors und Optimierung durch geeignete Steuerungsansätze
ISBN 978-3-7315-1245-5
- Band 104** Mohamed Elgharbawy
Measurable Safety of Automated Driving Functions in Commercial Motor Vehicles - Technological and Methodical Approaches
ISBN 978-3-7315-1254-7
- Band 105** Bernhard Schmiedel
Indirekte Schätzung des Fahrbahnnässegrads zur Detektion von gefährlichen Fahrzuständen
ISBN 978-3-7315-1258-5
- Band 106** 9. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 28. Februar 2023, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1260-8
- Band 107** Patrick Riehm
Zur Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur und Laufstreifenmischung von Pkw-Reifen
ISBN 978-3-7315-1268-4
- Band 108** Markus Tesar
Deep Reinforcement Learning zur Steigerung von Energieeffizienz und Pünktlichkeit von Straßenbahnen
ISBN 978-3-7315-1277-6
- Band 109** Michael Mürken
Methode zur Bewertung der Zuverlässigkeit der elektrischen Energieversorgung in der automobilen Vorentwicklung
ISBN 978-3-7315-1298-1
- Band 110** Julien Pinay
Experimental investigation of relevant road surface descriptors for tire-road noise measurements on low-absorbing road surfaces
ISBN 978-3-7315-1328-5
- Band 111** Adrian Strigel
Methode zur Ermittlung optimaler Rad- und Reifendimensionen in der frühen Entwicklungsphase von Personenkraftwagen
ISBN 978-3-7315-1321-6

- Band 112** Jens Jauch
Trajectory optimization based on recursive B-spline approximation for automated longitudinal control of a battery electric vehicle
ISBN 978-3-7315-1332-2
- Band 113** Nicolas Fraikin
Methodik zur effizienten Applikation automatisierter Fahrfunktionen
ISBN 978-3-7315-1339-1
- Band 114** Jan Siebert
Effizienzoptimierung mobilhydraulischer Load-Sensing-Systeme durch Reduzierung systembedingter Druckverluste am Beispiel eines Hydraulikbaggers
ISBN 978-3-7315-1343-8
- Band 115** Tobias Sebastian Straub
Flottendatenbasierte physikalische Routenenergiebedarfsprognose
ISBN 978-3-7315-1348-3
- Band 116** Michael Herrmann
Eine Methodik zur Definition von Zielkriterien am Beispiel des tieffrequenten Geräuschkomforts eines Fahrzeugs
ISBN 978-3-7315-1370-4
- Band 117** Adam Thor Thorgeirsson
Probabilistic Prediction of Energy Demand and Driving Range for Electric Vehicles with Federated Learning
ISBN 978-3-7315-1371-1
- Band 118** Alexander Jackstadt
Constrained-layer damping in hybrid fibre metal elastomer laminates and its tolerance to damage
ISBN 978-3-7315-1376-6
- Band 119** **13. Kolloquium Mobilhydraulik**
8./9. Oktober 2024, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1381-0
- Band 120** Toni Wilhelm
Querdynamik von Velomobilen unter Berücksichtigung der Reifeneigenschaften
ISBN 978-3-7315-1382-7

- Band 121** Alexander Brunker
Hochgenaue und robuste odometriebasierte Lokalisierung in einem Parkvorgang
ISBN 978-3-7315-1383-4
- Band 122** Daniel Förster
Systemauslegung autarker Hybridantriebe unter Berücksichtigung kundenspezifischer Randbedingungen
ISBN 978-3-7315-1384-1
- Band 123** Maurizio Mauro Festa
Objektive Fahrkomfortbewertung des Gesamtfahrzeugs unter Berücksichtigung menschlicher Wahrnehmungsaspekte
ISBN 978-3-7315-1392-6
- Band 124** 10. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 19. Februar 2025, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1403-9
- Band 125** 8. Fachtagung
MOBILE MACHINES – Sicherheit und Fahrerassistenz für Arbeitsmaschinen. 18. Februar 2025, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1404-6
- Band 126** Raphael Mieth
Kundenbedarfsgerechte Auslegung elektrischer Pkw-Antriebssysteme zur Steigerung der Energieeffizienz
ISBN 978-3-7315-1416-9
- Band 127** Lukas Michiels
A simulation-based approach to the fluid-structure interaction inside fatigue cracks in hydraulic components
ISBN 978-3-7315-1424-4
- Band 128** Felix Deufel
Optimales Energiemanagement mild elektrifizierter Antriebe unter realen Betriebsbedingungen mittels Prädiktionsalgorithmen aus dem Bereich des Maschinellen Lernens
ISBN 978-3-7315-1426-8
- Band 129** Andreas M. Billert
Predictive Battery Thermal Management of Electric Vehicles using Deep Learning
ISBN 978-3-7315-1429-9

- Band 130** Bastian Benjamin Jascha Schäfer
Macroscopic forming simulation of unidirectional non-crimp fabrics: Hyperelastic material modeling and 3D-solid-shell approach
ISBN 978-3-7315-1430-5
- Band 131** Rene Armbruster
Untersuchung des Schwingungsverhaltens der Einheit Reifen, Rad, Radführung im komfortrelevanten Schwingungsbereich
ISBN 978-3-7315-1433-6
- Band 132** Constantin Krauß
Direction-Dependent Result Data Transfer in Virtual Process Chains for Fiber-Reinforced Polymers and the Impact on Structural Simulation
ISBN 978-3-7315-1434-3
- Band 133** Roland Herberth
Nutzerorientierte Optimierung des Over-the-Air-Updateprozesses vernetzter Kraftfahrzeuge
ISBN 978-3-7315-1438-1
- Band 134** Jan Löwer
Untersuchungen zum Bremsverhalten von PKW-Reifen im Grenzbereich zwischen Nassgriff und Aquaplaning
ISBN 978-3-7315-1439-8

Ziel dieser Arbeit war die Entwicklung und Validierung eines Modells für die Beschreibung des Bremsverhaltens von PKW-Reifen im Grenzbereich zwischen Nassgriff und Aquaplaning. Für die Beschreibung von reinem Aquaplaning existieren bereits Modelle, die jedoch in aller Regel die Fahrbahntextur vernachlässigen. Auf der anderen Seite existieren verschiedene Modelle auf Profilblockebene zur Beschreibung von Gummi-Hysteresereibung auf rauen Oberflächen. Diese berücksichtigen jedoch nicht einen eventuell im Kontakt vorhandenen Wasserfilm. Aus diesen Gründen wird ein neues Modell entwickelt, welches den Einfluss der Wasserfilmhöhe unter Berücksichtigung der Fahrbahneigenschaften, der Gummieigenschaften, des Reifenprofils und der Fahrgeschwindigkeit abbildet. Die Validierung des Modells erfolgt anhand von Bremsversuchen an einem Innentrommelprüfstand sowie durch die direkte Messung des Fluiddrucks im Wasserfilm zwischen Reifen und Fahrbahn.

ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-1439-8

