

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik

Frank Christof Stalter

Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment



Scientific
Publishing

Frank Christof Stalter

**Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und
Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 55**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den Teilinstituten Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen.

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

Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment

von
Frank Christof Stalter

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie
KIT-Fakultät für Maschinenbau

Tag der mündlichen Prüfung: 14. November 2016
Referenten: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Kropp

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.ksp.kit.edu



*This document – excluding the cover, pictures and graphs – is licensed
under a Creative Commons Attribution-Share Alike 4.0 International License
(CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/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 2017 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-0645-4

DOI: 10.5445/KSP/1000066976

Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment

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

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Frank C. Stalter

Tag der mündlichen Prüfung:	14.11.2016
Hauptreferent:	Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Kropp

Vorwort des Herausgebers

Die Fahrzeugtechnik ist kontinuierlich großen Veränderungen unterworfen. Klimawandel, Digitalisierung, Vernetzung, die Verknappung einiger für Fahrzeugbau und -betrieb benötigter Rohstoffe, globaler Wettbewerb, politischer und gesellschaftlicher Wandel und das rapide Wachstum großer Städte erfordern neue Mobilitätslösungen, die immer wieder eine Neudefinition des Fahrzeugs erforderlich machen. Die Forderungen nach Steigerung der Energieeffizienz, Emissionsreduktion, erhöhter Fahr-, Arbeits-, Betriebs- und Datensicherheit, Benutzerfreundlichkeit und angemessenen Kosten 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 Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugsystemtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes mechatronisches und informationstechnisches System, die Nutzer-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug in Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Reifen-Fahrbahn-Geräusche sind die Hauptquelle des Verkehrslärms. Dies gilt insbesondere bei elektrisch angetriebenen Fahrzeugen, bei denen der Motor keinen nennenswerten Beitrag zum Fahrzeugaußengeräusch liefert. In der Vergangenheit wurden umfangreiche Untersuchungen der Geräuschenstehung, Einflussgrößen und Möglichkeiten der geräuscharmen Gestaltung von Reifen und Fahrbahnen durchgeführt. Es blieb jedoch der Aspekt der Erhöhung des Rollgeräuschs durch Antriebs- und Bremsmomente, insbesondere bei Pkw-Fahrzeugen, weitgehend unbearbeitet. Dies ist jedoch bei Elektrofahrzeugen aufgrund hoher Antriebsmomente von besonderer Bedeutung.

Gleichzeitig sind Elektrofahrzeuge in vielen Betriebszuständen sehr leise, so dass die Gefahr besteht, sie zu überhören, was für Fußgänger oder Radfahrer zu kritischen Situationen führen kann.

Hier setzt die Arbeit von Herrn Stalter an, in der er ein vertieftes Verständnis der Vorgänge in der Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn bei Anwesenheit von Antriebs- oder Bremskräften, der Geräuscherzeugung und der Wirkung von Einflussparametern gewinnt. Dabei geht es nicht nur um die Reduzierung von Geräuschen, sondern auch um die Möglichkeit deren Gestaltung, um die akustische Wahrnehmbarkeit sich annähernder Elektrofahrzeuge zu verbessern.

Karlsruhe,
im Februar 2017

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Kurzfassung

Bei Elektrofahrzeugen ergeben sich bezüglich der abgestrahlten Geräusche im urbanen Straßenverkehr zweierlei Problematiken: Einerseits bewegen sich Elektrofahrzeuge sehr geräuscharm fort und können dadurch zu einer Erhöhung von Verkehrsunfällen beitragen, andererseits erzeugen Motoren von Elektrofahrzeugen aus dem Stillstand heraus hohe Drehmomente an den Rädern, welche zu einer deutlichen Erhöhung der Reifen-Fahrbahn-Geräusche führen. Insbesondere bei Elektrofahrzeugen wird durch den Wegfall der Verbrennungsmotorgeräusche das Reifen-Fahrbahn-Geräusch unter Umfangskraft bei geringer und mittlerer Fahrgeschwindigkeit zur dominanten Schallquelle.

Diese Arbeit untersucht systematisch die Entstehungsmechanismen der Reifen-Fahrbahn-Geräusche unter Umfangskraft mit Hilfe von zahlreichen Versuchsreifen bei Prüfstands- und in situ-Versuchen. Zu Beginn der Arbeit wird auf die Problematik des Verkehrslärms und auf generelle Mechanismen der Reifen-Fahrbahn-Geräuschentstehung eingegangen. Nach Beschreibung der verwendeten Systeme Reifen und Fahrbahn werden die zur Durchführung der Versuche notwendigen Prüfstandsaufbauten erläutert. Die Untersuchungen zum Einfluss der Umfangskraft auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch gliedern sich in zwei unterschiedliche Reifenprofilansätze. Ein Teilkapitel widmet sich der gezielten Beeinflussung des abgestrahlten Geräuschs unter Umfangskraft mit Hilfe von geneigten Rillenflanken der Profilklotze. Der Einfluss der Umfangssteifigkeit der Profilklotze auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch wird im zweiten Teilkapitel diskutiert. Untersuchungen auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen und Simulationen zur Klotzverformung folgen. Mit den gewonnenen Erkenntnissen kann eine Empfehlung zur Verminderung des Reifengeräusches unter Antriebsmoment abgeleitet werden.

Abstract

Concerning the sound emission of electric vehicles there are two main challenges to be solved: On the one hand, the exterior noise is on a very low noise level and approaching electric vehicles might not be recognized in city traffic. On the other hand, compared to internal combustion engines, electric drives develop a considerable high torque from the standstill which increases tyre/road noise significantly. Because combustion engine noise gets eliminated, tyre noise will not be muffled anymore during acceleration, but occurs as a disturbing, dominant acoustic source instead.

This thesis systematically describes the mechanisms of tyre/road noise at driving and braking torque based on measurements with different tyres at test rigs and in-situ tests. First, general traffic noise problems and mechanisms of tyre/road noise generation are discussed. Then, a description of the tyres and roads used and the test rigs are explained. The studies on the influence of circumferential force on tyre/road noise can be divided into two different tire tread designs. One sub-chapter reports about a selective influence of force induced tyre/road noise using inclined groove edges. The influence of the circumferential stiffness of the tread blocks on the tyre/road noise is discussed afterwards. Analysis on different road surfaces and simulations of tread block deformation completes this work. Based on the obtained results it is possible to derive a pattern design with the ability to reduce torque induced tyre/road noise.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als akademischer Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) und wurde vom BMWi (Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie) im Rahmen des Verbundprojekts Leiser Straßenverkehr 3 (LeiStra 3) gefördert.

Mein größter Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit. Neben den Rahmenbedingungen für diese Forschungsarbeit bot er mir hervorragende fachliche Unterstützung in zahlreichen Gesprächen, Telefonaten und auf den gemeinsamen Reisen zu den Projekttreffen.

Für die Übernahme des Korreferates bedanke ich mich herzlichst bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Kropp von der Chalmers University in Göteborg, Schweden, der mich ebenfalls über lange Zeit fachlich unterstützte.

Den Projektpartnern des Forschungsprojekt „Leiser Straßenverkehr 3“ Frau Dr. Bückers, Herrn Dr. Beckenbauer, Herrn Britz, Herrn Dudenhöfer, Herrn Dr. Root, Herrn Dr. Saemann, Herrn Schnieders und Frau Dr. Stöckert möchte ich für die sehr gute Zusammenarbeit danken.

Dem BMWi danke ich für die Bereitstellung der finanziellen Mittel. Ohne das geförderte Forschungsprojekt wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen.

Mein besonderer Dank gilt auch den Teamleitern Herrn Dr. Frey, Herrn Dr. Giessler und Herrn Dr. Unrau, die stets ein offenes Ohr für unterschiedlichste Fragestellungen hatten.

Des Weiteren danke ich den technischen Mitarbeitern im Süden und Osten des Lehrstuhls für die Unterstützung bei der Durchführung von wochenlangen Messungen und dem Aufbau von verschiedensten Prüfständen. Mein

besonderer Dank gilt auch den Kollegen, mit denen ich neben fruchtbaren wissenschaftlichen Diskussionen auch in der Freizeit immer gute Gesellschaft hatte. Ohne Euch wären die vergangenen Jahre nur halb so schön gewesen. Ich hoffe, dass wir den Kontakt noch über viele Jahre aufrechterhalten können. Für das sehr gute Arbeitsklima möchte ich mich besonders bei meinem langjährigen Sitznachbarn Oli bedanken.

Meiner Familie danke ich für den großartigen Rückhalt und die Förderung meines beruflichen Werdeganges. Mein großer Dank gilt auch meiner Verlobten, die mich mit großem Verständnis und Zuspruch unterstützte.

“The worst wheel of the cart makes the most noise”

Benjamin Franklin (1706 - 1790)

Amerikanischer Politiker, Gründervater der Vereinigten Staaten

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Forschungsüberblick	2
1.2.1	Problematik des Verkehrslärms	2
1.2.2	Elektrofahrzeuge	3
1.2.3	Reifen-Fahrbahn-Geräusche	5
1.2.4	Simulationsmodelle	9
1.3	Zielsetzung und Gliederung der Arbeit	10
2	Systembeschreibung und Analyse	13
2.1	Luftreifen	13
2.1.1	Aufbau	13
2.1.2	Kraftübertragung und Reibung am Reifen	14
2.1.3	Einfluss des Reifenprofils auf Reifen-Fahrbahn-Geräusche	19
2.1.4	Einfluss des Antriebsmoments auf Reifen-Fahrbahn-Geräusche	22
2.1.5	Prototypische Versuchsreifen	24
2.2	Fahrbahn	28
2.2.1	Aufbau & Eigenschaften von Asphaltbelägen	28
2.2.2	Einfluss der Fahrbahn auf Reifen-Fahrbahn-Geräusche	30
2.2.3	Bau von großtechnisch vergleichbaren Fahrbahnen in den Innentrommelprüfstand	33
2.2.4	Bau einer künstlich modellierten anisotropen Kunstharzfahrbahn	36
2.3	Zusammenfassung	38
3	Werkzeuge und Methodik der Versuche	41
3.1	Innentrommelprüfstand	41

3.1.1	Optimierung der Versuchsmethodik	42
3.1.2	Messaufbau und Messprozedur	45
3.1.3	Überrollsensor	47
3.2	Unterflurlabor	48
3.3	Vorbeifahrten	50
3.4	SPERoN	52
3.5	Zusammenfassung	53
4	Untersuchungen zum Einfluss der Umfangskraft auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch	55
4.1	Ausgangslage	55
4.2	Einfluss der Profilklotzneigung	57
4.2.1	Einleitung und Motivation	57
4.2.2	Vorversuche und Potenzialanalyse	58
4.2.3	Optimierung und Validierung	65
4.2.4	Zwischenfazit	73
4.3	Einfluss der Umfangssteifigkeit	74
4.3.1	Einleitung und Motivation	74
4.3.2	Thesen und Voruntersuchungen	75
4.3.3	Validierung	82
4.3.4	Identifikation der reinen Geräuschkomponente aufgrund von Antriebsmoment	96
4.3.5	Zwischenfazit	101
4.4	Einfluss der Fahrbahn	102
4.4.1	Reale Fahrbahnbeläge	102
4.4.2	Anisotrope Kunstharzfahrbahn	105
4.4.3	Zwischenfazit	109
4.5	Simulation zur Reifenprofiloptimierung	110
4.5.1	Verarbeitung von Reifenabdrücken	110
4.5.2	Berechnung von Schubspannungsverteilungen am Reifen	112
4.5.3	Variation der Umfangskraft	119
4.5.4	Variation der Profilklotz Shore-Härte	120

4.5.5	Variation des Haftreibungskoeffizienten	122
4.5.6	Variation der Profilklotzgeometrie	123
4.5.7	Validierung Simulationstool	124
4.5.8	Vergleich der Simulationsergebnisse (SPERoN) mit den Messergebnissen der Vorbeifahrt	125
4.5.9	Zwischenfazit	128
4.6	Fazit	129
5	Zusammenfassung	131
6	Ausblick	137
7	Anhang	139
	Formelzeichen und Symbole	141
	Abbildungsverzeichnis	143
	Tabellenverzeichnis	149
	Literaturverzeichnis	151
	Studentische Arbeiten	167

Abkürzungsverzeichnis

DSH	Dünne Schicht im Heißeinbau
FAST	Institut für Fahrzeugsystemtechnik
FR	Fahrtrichtung
IPS	Innentrommelprüfstand
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
LOA	Lärmoptimierter Asphalt
MR	Montagerichtung
PMA	Porous Mastix Asphalt
RFG	Reifen-Fahrbahn-Geräusch
SMA	Splitt-Mastix-Asphalt
SPERoN	Statistical and Physical Explanation of Rolling Noise
UZS	Uhrzeigersinn

Abkürzungen in Abbildungen

li, re	links, rechts
o, m, u	oben, mittig, unten

1 Einleitung

1.1 Motivation

Seit der Erfindung des Automobils gibt es zahlreiche Entwicklungen von Elektrofahrzeugen, die jedoch oftmals wieder in Vergessenheit gerieten. In den letzten Jahren erfährt die Elektromobilität eine Renaissance. Vor dem Hintergrund der wieder aufblühenden Entwicklung von elektrisch betriebenen Fahrzeugen wird das Reifen-Fahrbahn-Geräusch - in Bezug auf die Verkehrsgeräuschbelastung der Bevölkerung im urbanen Umfeld - eine große Bedeutung erlangen. Zwei Hauptaspekte finden bei Automobil- und Reifenherstellern hinsichtlich der Geräuschabstrahlung von Elektrofahrzeugen großes Interesse. Zum einen verfügen elektrisch betriebene Fahrzeuge über einen erheblich leiseren Antrieb als Fahrzeuge mit konventionellem Verbrennungsantrieb und können somit, aufgrund der schlechteren akustischen Wahrnehmbarkeit, zu einer Zunahme von Verkehrsunfällen mit Fußgängern und Fahrradfahrern in innerstädtischen Bereichen führen. Zum anderen entwickeln Elektromotoren aus dem Stillstand heraus ihr volles Motordrehmoment und erzielen dadurch, verglichen mit Verbrennungskraftmaschinen vergleichbarer Leistung, sehr große Umfangskräfte an den Reifen. Dies führt in der Praxis zu hohen antriebsbedingten Reifen-Fahrbahn-Geräuschen.

Die Störgeräusche gehen dabei vom schwingenden Reifen selbst und aeroakustischen Effekten innerhalb der Bodenaufstandsfläche aus. Reifen-Fahrbahn-Geräusche setzen sich dabei aus mehreren Anteilen zusammen, die je nach Lastfall unterschiedlich stark ausgeprägt sind. Der Grundanteil entsteht beim freien Abrollen auf der Straße. Dieser wird bei Einwirkung von Antriebs- oder Bremsmomenten mit zusätzlicher Geräuschentwicklung überlagert. Im Gegensatz zu den Vorgängen beim freien, umfangskraftlosen Rollen sind Reifen-Fahrbahn-Geräusche unter Antriebs- und Bremsmoment

bislang vergleichsweise wenig erforscht. Es fehlen systematische Untersuchungen über den Einfluss von Reifen- und Fahrbahnparametern auf die Geräuschentwicklung sowie über die generellen Entstehungsmechanismen.

Motiviert durch die stetig zunehmende Verkehrsgeräuschbelastung der im innerstädtischen Bereich lebenden Bevölkerung und den zugleich steigenden Anforderungen von Pkw-Käufern hinsichtlich Geräuschkomfort, behandelt diese Forschungsarbeit Optimierungsansätze zur Reduzierung von Reifen-Fahrbahn-Geräuschen unter Antriebs- und Bremsmomenten und diskutiert Möglichkeiten, um eine gezielte Reifen-Fahrbahn-Geräuschabstrahlung als Warnsignal sich annähernder elektrisch betriebenen Fahrzeuge zu nutzen.

1.2 Forschungsüberblick

1.2.1 Problematik des Verkehrslärms

In der Bundesrepublik Deutschland ist der Fahrzeugbestand im Jahre 2014 auf über 61 Millionen zugelassene Fahrzeuge angestiegen und hat sich somit innerhalb der vorangegangenen 12 Monate um 700.000 Fahrzeuge erhöht. Die Fahrzeugdichte lag Anfang 2014 bei 658 Kraftfahrzeugen pro 1.000 Einwohner [KBA14].

Mit der steigenden Anzahl zugelassener Fahrzeuge steigen auch die Geräuschemissionen im Straßenverkehr. Zahlreiche Studien belegen, dass sich über die Hälfte der Bevölkerung durch Verkehrslärm belästigt fühlt ([Lenz95], [Atte04], [Alli12], [VDB12], [DEGA12]) und dass sogar 89 % der Befragten der Überzeugung sind, Lärm beeinflusse die eigene Gesundheit negativ [EK10]. Diese Überzeugung besteht nicht zu Unrecht, denn wissenschaftliche Studien zeigen, dass Verkehrslärm zu körperlichen Konsequenzen führen kann. Neben Beeinträchtigungen der geistigen Leistungsfähigkeit oder Änderung der Gemütslage, kann permanenter Lärm auch Langzeitauswirkungen hervorrufen. So kann als Folge von Dauerlärmbeschallung beispielsweise eine

Beeinträchtigung der hormonellen Steuerung oder der Veränderung der vegetativen Regulationsmechanismen (Nierenfunktion, Blutdruck, Herzschlagfolge) stattfinden [Faus10]. Babisch weist in seiner Studie nach, dass das Herzinfarktrisiko um bis zu 30 % ansteigt, wenn männliche Personen über einen längeren Zeitraum in Gebieten mit Tagesmittelungspegel von mehr als 70 dB(A) wohnen. Ein 20 %iger Anstieg des Herzinfarktrisikos ist bereits ab Lautstärkepegel von 65 dB(A) zu verzeichnen [Babi04].

Die Problematik des Zuwachses von Straßenverkehrslärm beschränkt sich nicht nur auf die Bundesrepublik Deutschland, sondern findet sich in der ganzen EU wieder. Im Jahr 1996 waren bereits 20 % der Bevölkerung der Europäischen Union, das sind etwa 80 Millionen Bürger, einem unakzeptablen durchschnittlichen Lärmpegel von mehr als 65 dB(A) ausgesetzt. Mehr als 62 % der EU-Bürger sind einem störenden Lärmpegel von 55 dB(A) und mehr im Tagesverlauf ausgesetzt [EK96]. Die Weltgesundheitsorganisation (WHO) schlug 1996 in Genua durchschnittliche Lärmrichtwerte vor, die auch bei Dauerbeschallung keine körperlichen Störungen hervorrufen sollen [WHO99].

Es besteht also enormer Handlungsbedarf, die Verkehrslärmbelastung zu senken und damit die Lebensqualität der Bürger wieder zu erhöhen. Eine Möglichkeit den Verkehrslärm zu reduzieren ist der Einsatz von Elektrofahrzeugen, bei denen keine störenden Geräusche durch die Verbrennungsmotoren erzeugt werden.

1.2.2 Elektrofahrzeuge

Im Jahr 1881 wurde von Gustave Trouvé ein dreirädriges Elektrofahrzeug entwickelt und als weltweit erstes Elektrofahrzeug in Paris vorgestellt [Desm15]. 1888 erfand der Coburger Andreas Flocken den *Flocken Elektro-wagen* und gilt damit als erster Erbauer eines vierrädrigen Elektrofahrzeuges [Rein12]. Bereits um 1900 gab es in den USA mit einem Marktanteil von 38 Prozent [Keic13] mehr als 15.000 Elektro-Pkw [Naun07]. Über 100 Jahre später fahren in Deutschland zum März 2014 etwas mehr als 12.000 reine

Elektrofahrzeuge [KBA14]. Vom 2010 gesetzten Ziel der Bundesregierung, bis zum Jahr 2020 eine Million Zulassungen für Elektrofahrzeuge zu erreichen [Bund10], ist Deutschland somit noch weit entfernt. Die jährlichen Zuwachsraten bei den Neuzulassungen von Elektrofahrzeugen mit 56 % von 2012 nach 2013 und 71 % von 2013 nach 2014 zeigen jedoch einen eindeutigen Anstieg auf [KBA13]. Zusammen mit den Hybridfahrzeugen sind in Deutschland somit aktuell 97.000 Fahrzeuge mit elektrischem Antrieb ausgestattet. Dies entspricht 0,2 % der zugelassenen Fahrzeuge [KBA14]. Weltweit ist die Zahl der elektrisch angetriebenen Fahrzeuge Anfang 2014 auf über 400.000 Fahrzeuge gestiegen [ZSW14]. Da auch immer mehr Automobilhersteller Elektrofahrzeuge auf den Markt bringen, wird der Anteil an elektrisch angetriebenen Fahrzeugen in den nächsten Jahren weiter ansteigen.

In dieser Arbeit soll aufgezeigt werden, welche Probleme sich aus der zunehmenden Zahl an elektrisch betriebenen Fahrzeugen aus akustischer Sicht ergeben können. Auf der einen Seite tragen Elektrofahrzeuge zu einer Reduktion des Straßenverkehrslärms bei, da insbesondere im innerstädtischen Bereich der akustisch dominierende Verbrennungsmotor entfällt. Bei Geschwindigkeiten unter 20 km/h erhöht sich aber auch die Gefahr für Fußgänger auf innerstädtischen Straßen ([NHTSA09], [Glae12], [Hong13]). Da die Fahrgeräusche bei elektrisch betriebenen Fahrzeugen in den Fahrzuständen Anhalten, Ein- und Ausparken, Anfahren und Konstantfahrten bis 20 km/h im Umgebungslärm untergehen [Cont14], sind die Fahrzeuge für Passanten nicht mehr erkennbar, was das Unfallrisiko erhöht. Bei höheren Geschwindigkeiten ist diese Gefahr nicht mehr festzustellen. Bei Geschwindigkeiten ab 30 - 40 km/h zeigt sich, dass sich elektrisch betriebene Fahrzeuge auf einem ähnlichen Geräuschniveau wie moderne Verbrennerfahrzeuge befinden ([Dude12], [Glae12]) und somit keine besondere Unfallgefahr darstellen.

Gerade bei Beschleunigungsvorgängen bei geringen Geschwindigkeiten werden durch die Fahrzeugreifen hohe Geräuschpegel verursacht ([Stev89], [Grol12], [Stal13a], [Stal13c]). Da Elektromotoren aus dem Stillstand volles

Drehmoment liefern können ([Naun07], [Brae13]), sind dementsprechend auch hohe Antriebskräfte an den Rädern ab 0 km/h abrufbar und verfügbar. Je nach Fahrzeugklasse stehen im Jahr 2015 bei Elektro-Serienfahrzeugen zwischen 2 kN und maximal 10 kN Antriebskraft pro Rad zur Verfügung (vgl. Tabelle 1).

Modell	Citroen C-Zero	BMW i3	Nissan LEAF	VW e-Golf	Tesla Model S	Audi R8 e-tron
max. Antriebskraft pro Rad ¹ [kN]	2,5	3,6	3,7	4,3	6,3	10,0

Tabelle 1: maximale Antriebskräfte am Rad bei Elektrofahrzeugen

Hohe Antriebskräfte an den Rädern erzeugen erhöhte Reifen-Fahrbahn-Geräusche während des Beschleunigungsvorganges. Da die auftretenden Reifengeräusche nicht mehr vom Verbrennungsmotor kaschiert werden, tritt ein dominantes, störendes Reifengeräusch auf.

1.2.3 Reifen-Fahrbahn-Geräusche

Gerade im innerstädtischen Bereich haben Reifen-Fahrbahn-Geräusche einen hohen Anteil am Gesamtgeräusch ([Beck08], [UBA13]). Bei konventionell angetriebenen Fahrzeugen dominieren die Rollgeräusche bereits ab Geschwindigkeiten zwischen 30 und 40 km/h gegenüber dem Antriebsgeräusch des Verbrennungsmotors. Wenn diese Schallquelle durch einen geräuscharmen Elektromotor ersetzt wird, werden Reifen-Fahrbahn-Geräusche auch deutlich unter 40 km/h bereits die Hauptschallquelle darstellen. Nachfolgend wird auf die Grundursachen des Reifen-Fahrbahn-Geräusches eingegangen.

¹ Berechnung der Antriebskraft anhand des maximalen Drehmoments am Motor, Anzahl der angetriebener Räder, der Getriebeübersetzung und der Reifengröße gemäß Datenblätter [PSA 14], [BMW 15], [Niss14], [Volk14], [Tesl14] und [Audi14].

Struktur-Schwingungs-Anregung

Beim Abrollen des Reifens auf der Fahrbahn entstehen in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn kontinuierlich Schwingungen, die durch das Aufschlagen der Profilklotze, der Unebenheit der Fahrbahn und dem Ausschlagen der Profilklotze im Reifenauslauf hervorgerufen werden. Das plötzliche Aufschlagen eines Profilklotzes auf der Fahrbahn erzeugt überwiegend Vibrationen in radialer Richtung. Die Aufschlagfolge der Profilklotze ist abhängig von der Größe der einzelnen Klotze und dem Abstand zwischen den einzelnen Elementen. Ist das Profil in Umfangsrichtung nicht randomisiert, entstehen starke tonale Geräusche ([Sand02], [Kind09]). Beim Durchlaufen der einzelnen Profilklotze durch die Bodenaufstandsfläche erzeugt die Fahrbahn - abhängig von der Wellenlänge der Straßentextur und einzelner Unebenheiten - Anregungen in der Reifenstruktur ([Sand02], [Kind09], [Husc89]). Beide Phänomene sind von der Reifenabrollgeschwindigkeit abhängig. Verlässt der Profilklotz die Bodenaufstandsfläche, entspannt sich das Material und der Klotz schnappt wieder in seine ursprüngliche Lage zurück. Dieses Ausschlagen erzeugt sowohl radiale als auch tangentielle Schwingungen im Gürtel und der Reifenseitenwand ([Sand02], [Kind09]). Aufgrund der angreifenden Radlast plattet sich der Reifen beim Durchlaufen der Bodenaufstandsfläche ab. Der Reifen wird radial verformt und die Seitenwände werden nach außen gedrückt. Die dadurch resultierenden Kräfte im Reifen haben Gürtelschwingungen zur Folge [Sand02].

Der Kontakt zwischen dem Reifen und der Straßenoberfläche ist auf trockener Fahrbahn durch adhäsive Wechselwirkungen geprägt. Unter Adhäsion versteht man die molekularen Anziehungskräfte bei der statistischen Bildung und Zerstörung von adhäsiven Verbindungen zwischen dem elastischen Reifengummi und den Fahrbahnvertiefungen bei geringen Gleitgeschwindigkeiten [Leis08]. Der Reifen erfährt unter Lenkeinfluss und Brems- oder Beschleunigungsmanövern im Latsch große Krafteinwirkungen, die zum Auslenken der einzelnen Profilelemente führen. Dadurch nimmt beim Durchlaufen der Kontaktfläche jedes Volumenelement potenzielle Energie auf, die bis zur maximalen Haftgrenze ansteigt. Wird diese Grenze überschritten,

schwingt der Profilklotz zurück und kann erneut ausgelenkt werden (stick-slip). Dieser sich immer wiederholende Prozess wirkt sich hauptsächlich in tangentialer Richtung aus und erzeugt tonale Geräusche im Bereich von 1 - 2 kHz ([Sand02], [Kind09]). Dieser Effekt ist bei hohen Umfangskräften von besonderer Bedeutung.

Die Adhäsion ruft auch beim Verlassen der Profilelemente aus der Aufstandsfläche Schwingungen hervor. Da der Profilklotz aufgrund der adhäsiven Verbindungen auch im Auslauf noch an der Fahrbahn kleben kann, entsteht erneut potentielle Energie. Wird diese Kraft zu groß, löst sich der Profilklotz von der Fahrbahn und schnappt in seine ursprüngliche Position zurück (stick-snap). Die entstehenden Geräusche sind oberhalb von 1 - 2 kHz anzusiedeln ([Sand02], [Kind09]).

Unter Umfangskraft und resultierendem Schlupf kann zusätzlich breitbandiges hochfrequentes Geräusch (800 Hz – 4kHz), aufgrund von molekularen stick-slip Gleitvorgängen in der Bodenaufstandsfläche, hervorgerufen werden ([Leis15], [Pers98]).

Aerodynamische Anregung

Die aerodynamischen Effekte beschreiben Druckschwankungen der den Reifen umströmenden Luft. Erzeugt werden diese durch die Rotation des Reifens und dem Zusammenspiel von Reifenprofil und Fahrbahnhohlräumen. Neben den Luftturbulenzen an den abstehenden Profilklotzen, den Luftröhrenresonanzen an halbseitig offenen Profilirillen-Luftröhren und den Helmholtzresonatoren an offenen Hohlkörpern des Reifenprofils [Kind09] spielt das sogenannte Air-Pumping eine wichtige Rolle. Beim Abrollen des Reifens auf der Fahrbahn entstehen zwischen den einzelnen Profilklotzen und der Straßenoberfläche in der Bodenaufstandsfläche teilweise geschlossene Lufträume. Da sich die Profilklotze beim Durchlaufen des Latsches verformen, wird die eingeschlossene Luft sowohl zwischen den Profilklotzen, aber auch zwischen den Profilklotzen und Fahrbahnhohlräumen, komprimiert. Erreicht das abgeschlossene Luftvolumen den Auslauf, entweicht die

komprimierte Luft. Gleichzeitig wird beim Einlauf Luft aus den Luftkammern des Profils hinausgepresst und am Reifenauslauf wieder angesaugt. Beide Effekte rufen Zischgeräusche im Frequenzbereich von 1 – 3 kHz hervor ([Veer95], [Beck99], [Beck08], [Zell12]).

Weitere Einflussfaktoren

Neben den zuvor beschriebenen Effekten gibt es noch weitere Einflussfaktoren auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch. Der sogenannte Horneffekt verstärkt die zwischen Reifen und Fahrbahn entstehenden Geräusche in Richtung Ein- und Auslauf [Kind09]. Die im Reifenninneren eingeschlossene Luftsäule kann durch Schwingungen des Reifengürtels ebenfalls angeregt werden. In einem Frequenzbereich von 180 – 270 Hz entsteht somit eine störende Torusresonanz ([Bede09], [Krau10]).

Huscek und Springborn zeigen anhand von Messergebnissen, dass das Reifen-Fahrbahn-Geräusch bei einem Geschwindigkeitszuwachs von 10 km/h um 3 - 4 dB ansteigt [Husc89]. Nach [Sand02] steigt das abgestrahlte Reifen-Fahrbahn-Geräusch proportional zum Logarithmus der Fahrgeschwindigkeit. Da der Einfluss der Geschwindigkeit sehr groß ist, muss deshalb bei den Messungen am Prüfstand und bei der Vorbeifahrt sehr penibel auf die Einhaltung der vorgeschriebenen Geschwindigkeiten geachtet werden.

Eine Änderung der Reifensteifigkeit durch Erhöhen der Struktursteifigkeit des Reifengürtels [Sand02] oder durch Verminderung der Shorehärte der Reifemischung kann zu einer Absenkung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches um bis zu 5 dB führen. Auf den Einfluss unterschiedlicher Shorehärten auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch wird im Verlauf dieser Arbeit noch detailliert eingegangen. Die Kapitel 2.1.3 und 2.1.4 beschäftigen sich des Weiteren mit dem Einfluss des Reifenprofils bezüglich Klotz- und Rillengeometrie und des Einflusses von Antriebs- und Bremsmoment auf das abgestrahlte Reifen-Fahrbahn-Geräusch. Auf die Einflüsse der Reifendimension, der Radlast, des Reifendruckes, der Reifentemperatur sowie des Schräglaf- und Sturzwinkels

wird in dieser Arbeit nicht eingegangen, da diese Parameter bei allen Versuchen konstant gehalten werden.

1.2.4 Simulationsmodelle

Eine Vorhersage des Reifen-Fahrbahn-Geräusches unter Antriebsmoment ist nur möglich, wenn die entstehenden Kräfte und Profilklotzverformungen in der Bodenaufstandsfläche bekannt sind. Die Berechnung der auftretenden Kräfte und Wege erfolgt in dieser Arbeit mit dem sogenannten Bürstenmodell. Es erlaubt mittels eines physikalischen Ansatzes die Berechnung der Reifenkräfte und unterteilt die Bodenaufstandsfläche in eine Haft- und in eine Gleitzone. Die Profilklotze am Reifen werden durch voneinander unabhängige, linear elastisch verformbare Einzelborsten dargestellt [Sven07]. Das erste Bürstenelement, welches die Straße berührt, steht dabei senkrecht zur Straßenoberfläche und bewegt sich bei freirollender Fahrt, also ohne Antriebs- oder Bremskräfte, in diesem Zustand durch die komplette Bodenaufstandsfläche [Pace07]. Im Reifeneinlauf entstehen dabei positive Schubspannungen entgegen der Fahrtrichtung, wohingegen im Reifenauslauf die Schubspannungen in Fahrtrichtung zeigen. In der Reifenmitte durchlaufen die Borsten einen schubspannungsfreien Zustand [Gieß12b]. Wird eine Antriebs- oder Bremskraft aufgebracht, werden entsprechende Schubspannungskomponenten zur freirollenden Schubspannungsverteilung überlagert. Beim Antreiben werden positive Schubspannungen, beim Bremsen entsprechend negative Schubspannungen überlagert. Erreicht eine Borste beim Durchlaufen der Bodenaufstandsfläche die Haftgrenze, fällt die Kraftübertragung auf die Gleitgrenze herab und bewegt sich auf der Gleitkurve bis zum Reifenauslauf. Experimentelle Untersuchungen von [Gerr75b], [Günt92] und [Fach99] bestätigen dies.

Mit Hilfe von Kontaktkräften und Schubspannungen können im Reifen-Fahrbahn-Geräusch Vorhersagetool SPERoN Vorbeirollpegel berechnet werden. SPERoN (Statistical Physical Explanation of Rolling Noise) verknüpft dabei physikalische und statistische Annahmen. Durch das physikalische

Modell werden Kontaktkräfte zwischen Reifen und Fahrbahn berechnet. Statistische Aussagen werden u.a. für Reifenschwingungen, Airflow Mechanismen und Kavitätsgeräusche verwendet, sodass Frequenzspektren von Vorbeifahrten simuliert werden können. Durch die Variation von Texturkennwerten, akustischen Absorptionswerten oder des Strömungswiderstands lassen sich Straßenbeläge akustisch optimieren, ohne dass diese auf Teststrecken verbaut und vermessen werden müssen [Kuij09]. Die Rechenergebnisse zeigen, welche Schallentstehungsmechanismen zu welchen Geräuschanteilen beitragen. Zusätzlich zu den Frequenzspektren können die Vorbeifahrten auch hörbar gemacht werden. Die auralisierten Signale können somit bereits vor dem Einbau der Straßenbeläge subjektiv bewertet werden [Krop14].

1.3 Zielsetzung und Gliederung der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist es, die Ursachen und Mechanismen der Geräuscherhöhung des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs unter Antriebs- und Bremsmoment zu analysieren und die entstehenden Geräusche zu reduzieren, beziehungsweise gezielt zur Signalausendung zu verwenden. Mit Hilfe von Prüfstandsversuchen und Vorbeifahrtmessungen auf einem Prüfgelände werden verschiedene Reifenprofil designs analysiert, um Gestaltungsrichtlinien für geräuscharme Reifen und Fahrbahnen unter Antriebsmoment zu entwickeln. Die Versuchsreifen werden prototypisch hergestellt und auf die Geräuschabstrahlung hin untersucht.

Die vorliegende Arbeit gliedert sich in 5 Kapitel.

Das einleitende erste Kapitel zeigt anhand von Zuwächsen von Fahrzeugbestand und Gesundheitsbeschwerden der Bevölkerung die Problematik des Verkehrslärms auf und geht auf Potenzial und Gefahr ein, die durch die großflächige innerstädtische Verwendung von Elektrofahrzeugen ausgehen. In einem Überblick des Forschungsstandes wird auf elementare Entstehungsmechanismen des Reifen-Fahrbahn-Geräusches eingegangen.

In Kapitel 2 werden die in dieser Arbeit grundlegenden Systeme Reifen und Fahrbahn analysiert. Da der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn, neben den sicherheitstechnischen Aspekten, wesentlichen Anteil an der Geräuschentstehung hat, wird zunächst detailliert auf übertragbare Kräfte in Radial- und Längsrichtung sowie auf Kraft- und Schubspannungsverläufe in der Bodenaufstandsfläche eingegangen. In Bezug auf die Geräuschentstehung zeigen Literaturauszüge den Einfluss von Reifenprofil und Antriebs- und Bremsmoment auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch auf. Hinsichtlich der Fahrbahnen werden grundlegende physikalische und bautechnische Eigenschaften erläutert und die Beeinflussbarkeit des Reifen-Fahrbahn-Geräusches durch Fahrbahnparameter aufgezeigt. Die in dieser Arbeit untersuchten Reifen und Fahrbahnen werden im Anschluss vorgestellt.

Um die beschriebenen Systeme Reifen und Fahrbahn im Detail analysieren zu können, bedarf es geeigneter Werkzeuge in Form von Prüfständen, definierten Versuchsmethodiken und Simulationsprogrammen. Diese werden in Kapitel 3 vorgestellt.

Im anschließenden Kapitel 4 zeigen die Ergebnisse von zahlreichen Prüfstandsuntersuchungen den Einfluss der Umfangskraft auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch auf. Zunächst wird ein aus Hypothesen abgeleitetes Reifenprofildesign mit geneigter Rillenflanke vorgestellt, welches ein fahrsituation- und lastabhängiges Beeinflussen des abgestrahlten Reifen-Fahrbahn-Geräusches ermöglicht. Durch gezielte Variation der Umfangssteifigkeit der Profilklotze werden des Weiteren die Ursachen der Erhöhung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches unter Antriebsmoment untersucht und erläutert. Das Geräuschverhalten der angetriebenen Reifen auf unterschiedlichen Fahrbahnen wird ebenfalls diskutiert. Schlussendlich werden die im Experiment gefundenen Zusammenhänge zwischen Antriebskraft, Gleit- und Haftanteilen in der Bodenaufstandsfläche und der Akustik mit Vorhersagen einer Simulation von Klotzdeformationen überprüft.

Die nachfolgenden Kapitel mit einer Zusammenfassung dieser Forschungsarbeit und einem Ausblick auf mögliche weitere Optimierungsmaßnahmen schließen diese Arbeit ab.

2 Systembeschreibung und Analyse

Das in dieser Arbeit zu betrachtende System besteht aus der Kombination von Reifen und Fahrbahn. Der Aufbau des Reifens, unterschiedliche Gestaltungsmöglichkeiten des Reifenprofils und deren Auswirkung auf das Reifengeräusch sowie die am Reifen wirkenden Kräfte werden im Abschnitt 2.1 beschrieben. In Abschnitt 2.2 wird auf den generellen Aufbau und die Eigenschaften von Fahrbahnoberflächen eingegangen. Wichtige Kennwerte für den darauffolgenden Einbau der Fahrbahnen in einen Innentrommelprüfstand folgen.

2.1 Luftreifen

Der erste Luftreifen wurde bereits 1845 von Robert Thomson patentiert, indem er einen mit Luft gefüllten hohlen Kautschuk-Ring vorstellt, der undurchlässig für Luft und Wasser sein soll [Thom45]. Aufgrund fehlenden Bedarfs, Qualitätsmängeln und zu hohen Fertigungskosten [Zell12], geriet das Patent jedoch in Vergessenheit, bis John Boyd Dunlop 1888 den Luftreifen zum zweiten Mal erfand [Brae13]. Seit den ersten Entwürfen der Erfinder Thomson und Dunlop vor über 120 Jahren hat sich an der grundlegenden Idee des luftgefüllten Reifens kaum etwas geändert.

2.1.1 Aufbau

Ein heutiger Luftreifen setzt sich aus den Hauptgruppen Reifenwulst, Karkasse, Gürtel und Laufstreifen zusammen (vgl. Abbildung 1). Der Stahlgürtel (1) verleiht dem Reifen seine Festigkeit und nimmt die Kräfte in Umfangs- und Querrichtung auf. Die Bandage (2) des Reifens verstärkt die Lauffläche zusätzlich und erhöht somit Festigkeit und Haltbarkeit. Der Laufstreifen (3) stellt den Kontakt zwischen Fahrbahn und Reifen her und überträgt die

Radlast sowie Längs- und Querkräfte. Die Gummimischung des Laufstreifens und die Profilgestaltung haben einen großen Einfluss auf die Reifeneigenschaften wie Antriebs- und Bremshaftung, Abrieb oder Rollwiderstand. Der Reifenwulst (7) sorgt mittels zugfesten Drahtkernen für einen festen Sitz des Reifens auf der Felge und dichtet zugleich die Reifenluft im Innern des Reifens gegenüber der Umwelt ab. Die vorletzte Schicht im Reifenaufbau ist die aus einer oder mehreren Gewebelagen bestehende Karkasse (9). Sie stellt den wesentlichen Festigkeitsträger gegenüber dem Reifeninnendruck dar. Der darunter befindliche aus Synthetikgummi hergestellte, luftdichte Inliner (8) minimiert die Diffusion der Luft aus dem Reifen ([Leis08], [Zell12], [Brae13], [Good14]).



Abbildung 1: Aufbau eines luftgefüllten Radialreifens [Good14]

2.1.2 Kraftübertragung und Reibung am Reifen

Alle Bewegungs- und Richtungsänderungen am Fahrzeug müssen über das Bindeglied Reifen auf die Fahrbahn übertragen werden. Neben der Normalkraft F_N , verursacht durch das Fahrzeuggewicht nebst Insassen und Beladung, müssen je nach Bewegungszustand Kräfte in Längsrichtung F_U (Antreiben, Bremsen, Hangabtriebskraft, Roll- und Luftwiderstand) und Querrichtung F_S (Lenkkraft, Fliehkraft und Seitenwindkraft) vom Reifen übertragen werden (vgl. Abbildung 2) [Reif10].



Abbildung 2: Kräfte und Druckverteilung am Reifen [Reif10]

Die Kraftübertragung wird im Wesentlichen durch zwei Reibungsvorgänge ermöglicht: Der Adhäsionsreibung, welche auf intermolekularen Haftkräften beruht und der Hysteresereibung, die aufgrund von Deformation durch die Energie-Differenz im Elastomermaterial hervorgerufen wird (vgl. Abbildung 3, links) ([Meye64], [Meye67], [Hake11], [Heiß13]).

Bei der Adhäsion bauen die außenliegenden Atome der Bindungspartner Van-der-Waals-Bindungen auf. Die durch Molekularkräfte zusammengehaltenen Verbindungen können sich durch Gleitbewegungen zwischen Gummi und dem Gleitpartner dehnen und auseinandergerissen werden. Nach der Trennung der Bindungspartner können in der Gleitzzone wieder neue Verbindungen mit anderen Atomen entstehen. Da für die Adhäsion der direkte Kontakt der Bindungspartner notwendig ist, kann die Adhäsionsreibung optimal nur ohne Zwischenmedien auf trockenen Oberflächen stattfinden. Ist ein Zwischenmedium, wie Wasser, beispielsweise zwischen Reifen und Fahrbahn, kann es zur räumlich begrenzten Adhäsion kommen, falls der Gummi die Wasserschicht lokal durchbricht. Bei der Hysteresereibung wird der Gummi bei Bewegung über eine Unebenheit verformt und erzeugt somit eine der Bewegungsrichtung entgegengesetzte Kraft. Die Verzahnung zwischen den Reibpartnern hängt maßgeblich von der (Straßen-) Rauigkeit und der Gleitgeschwindigkeit ab. Eine hohe Rauigkeit und zunehmende Gleitgeschwindigkeiten sowie eine große Dämpfung im Laufstreifenmaterial führen

zu einem hohen Hystereseanteil (vgl. Abbildung 3, rechts) ([Meye64], [Meye67], [Hake11], [Müll02]).

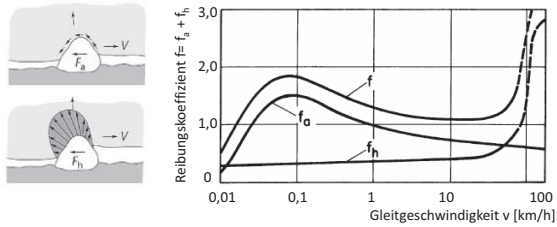


Abbildung 3: Komponenten der Kraftübertragung: (li.o.) Adhäsion, (li.u.) Hysterese [Hake11]; (re) Gummireibungstheorie für verschiedene Gleitgeschwindigkeiten, nach [Meye67], entnommen und verändert aus [Fach99]

Durch die wirkende Normalkraft wird der Reifen in der Bodenaufstandsfläche abgeplattet. Am stehenden Rad ist die Flächenpressung symmetrisch zur Latschmitte. Am drehenden Rad jedoch ist die Flächenpressung, aufgrund des wirkenden Rollwiderstandes, asymmetrisch. Der Kraftangriffspunkt verschiebt sich in Richtung Reifeneinlauf und liegt somit vor der Latschmitte (vgl. Abbildung 4) ([Gerr75b], [Gerr75a]). Die mittlere Flächenpressung ist dabei identisch wie der Reifenninnendruck [Mits04].

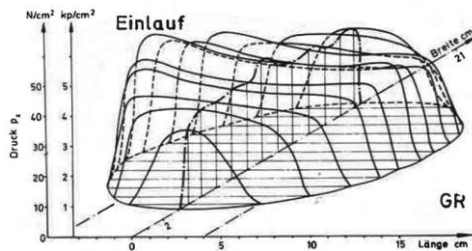


Abbildung 4: Druckverteilung im Reifenlatsch, freirellend [Gerr75a]

In Längsrichtung entstehen durch die abplattungsbedingte Deformation des Reifens in der Bodenaufstandsfläche sowohl bei stehendem als auch bei freirollendem Rad zur Latschmitte symmetrische Schubspannungen (Abbildung 5, oben). Diese Schubspannungen entsprechen den abplattungsbedingten treibenden und bremsenden Kräften im Reifenlatsch. Bei Aufbringen einer Umfangskraft wird angenommen, dass sich die Profilklotze beim Durchlaufen der Bodenaufstandsfläche weiter auslenken, je länger sie im Kontakt mit der Fahrbahn stehen. Eine große Auslenkung bewirkt eine große Kraft am haftenden Profilklotz und erzeugt somit auch eine hohe Schubspannung im Profilklotz (Abbildung 5, mittig). Der kombinierte Schubspannungsverlauf lässt sich durch die Superposition der Schubspannungen, bedingt durch freies Abrollen und den Spannungen, verursacht durch Umfangskräfte, berechnen (Abbildung 5, unten).

Die so erhaltenen Schubspannungs-, Kraft- und Klotzverformungsverläufe werden sowohl beim Antreiben als auch beim Bremsen durch die maximal übertragbare Kraft zwischen Reifen und Fahrbahn limitiert (vgl. Abbildung 6, oben). Erreicht ein Profilklotz beim Durchlaufen der Bodenaufstandsfläche die Haftgrenze, fällt die übertragbare Kraft auf die an dieser Stelle maximal übertragbare Gleitkraft ab und der Klotz bewegt sich entlang der Gleitkraftkurve bis zum Reifenauslauf fort (Abbildung 6, unten). Die qualitativen Haft- und Gleitbeiwerte können über standardisierte Umfangskraft-Schlupf-Versuche für jede Reifen-Fahrbahn-Kombination prüfstandsseitig bestimmt werden. Aus den Kraftschluss-Schlupf-Kurven kann im Anschluss der Haftbeiwert am Maximum der Kurve sowie der Gleitbeiwert bei 100 % Schlupf ausgelesen werden [Mits04].

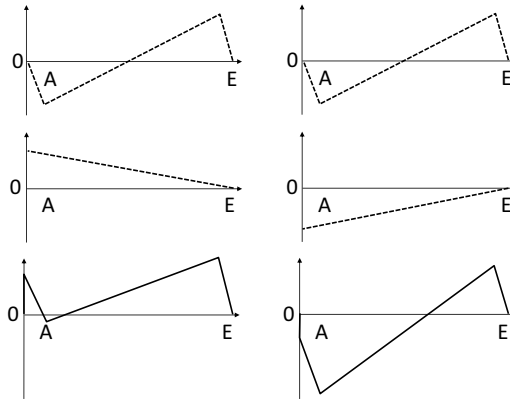


Abbildung 5: schematische Darstellung der Schubspannungsverteilung in der Reifenaufstandsfläche, E=Einlauf, A=Auslauf, (li) antreibend, (re) bremsend, abplattungsbedingt (o), umfangkraftbedingt (m) und Superposition (u)

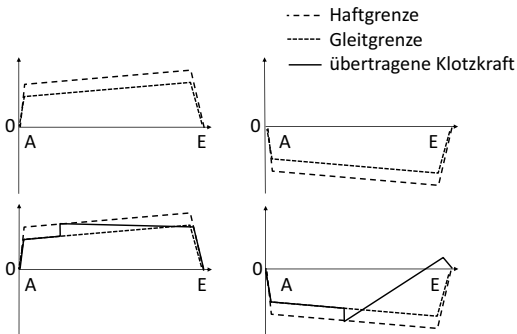


Abbildung 6: Limitierendes Kraftübertragungspotential unter großer Umfangskraft, Antreiben (li) und Bremsen (re)

Je nach Schubspannungsverlauf im freirollenden Zustand und der anliegenden Umfangskraft kann es unter Antriebskraft im vorderen Teil des Latsches zu hohen Schubspannungen und Verformungswegen kommen (vgl. Abbildung 7, links). Falls hierbei die Haftgrenze überschritten wird, ist es möglich, dass ein Reifen unter Antriebskraft auch im Bereich des Reifeneinlaufs zu Gleiten beginnt. Unter Bremsschlupf addieren sich gemäß Abbildung 5

ebenfalls die Schubspannungen bzw. Klotzverformungen und führen so zu einem Maximum in Richtung des Reifenauslaufs (Abbildung 7, rechts).

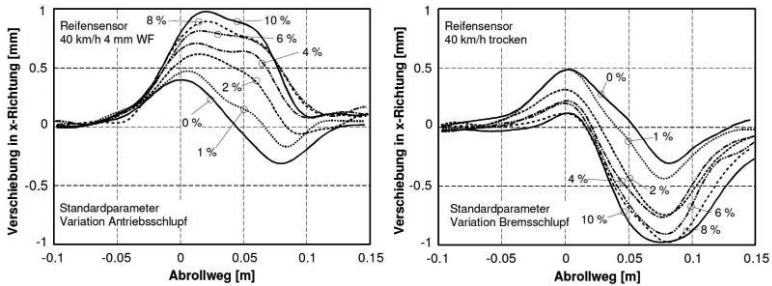


Abbildung 7: Klotzverschiebung in Umfangsrichtung unter Antriebschlupf (li) und Bremschlupf (re) bei durchlaufendem Klotz (Einlauf nach Auslauf) [Fach99]

2.1.3 Einfluss des Reifenprofils auf Reifen-Fahrbahn-Geräusche

Neben den bereits in Kapitel 1.2.3 „Reifen-Fahrbahn-Geräusche“ erläuterten Anregungsmechanismen, wird auf das Reifenprofil und dessen Einfluss auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch gesondert eingegangen. Bereits 1984 untersucht Ejsmont zahlreiche Reifenprofil-Designs (vgl. Abbildung 8) akustisch auf einem Außentrommelprüfstand [Ejsm84]. Durch eine gezielte Variation von Längs- und Querrillenbreiten sowie durch verschiedene Pfeilungswinkel zeigt er u.a., dass das Reifen-Fahrbahn-Geräusch von der Rillenbreite (Abbildung 9, Profile E10, E11, E80 & E81) abhängig ist. So erhöht sich die Schallabstrahlung sowohl vom Übergang von einem Glattreifen zu einem querprofilierten Reifen als auch bei einer Rillenverbreiterung von 2 mm auf 9 mm. Eine weitere Verbreiterung der Rillen führt zu einer Geräuschreduktion. Ejsmont führt dies bei den 12 mm breiten Rillen auf einen abfallenden Druckgradienten zur Anregung der Luftröhrenresonanzen zurück. Untersuchungen zur Variation des Pfeilungswinkels von 0° bis 90° (Abbildung 9, Profile E10, E30, E40 & E90) zeigen, dass neben reinen Längsrillen ein Pfeilungswinkel von 60° in Fahrtrichtung die niedrigsten Schallpegel aufweist [Ejsm84]. Oswald [Oswa85] erarbeitet Designrichtlinien für ein geräuschar-

mes Reifenprofil. Die Analyse von zahlreichen Klotz- und Rillengeometrien zeigt, dass Profilklotze, welche in Umfangsrichtung in der Klotzlänge randomisiert sind, sowohl in gerader Form (Klotzflanke orthogonal zur Fahrtrichtung) als auch unter einem Winkel von 45° zur Fahrtrichtung geräuscharm sind. Querprofilierungen hingegen sollen vermieden werden. Neben einem Block-zu-Rillen-Flächenverhältnis von 70 % [Gaut04] tragen Längsrillen, die Querrillen und geschlossene Profiltaschen verbinden, zu einer Schallpegelreduktion bei, da somit eine kontinuierliche Ventilation der Luft im Latsch und eine Reduktion des Airpumping erzielt werden kann ([Rees84], [Ejms84], [Ejms97], [Olms01], [Sand02]). Eine Randomisierung der Profilklotzspuren mit drei bis vier unterschiedlich langen Profilklotzen in Umfangsrichtung sowie einer asynchronen Verteilung der Randomisierung auf den beiden Reifenseiten führt zu einer weiteren Reifengeräuschpegelreduktion. Im Reifeneinlauf treffen somit die Klötze nicht gleichzeitig auf die Fahrbahn auf, sondern zeitlich versetzt ([Röhl87], [Nits89], [Sand02]). Durch die Randomisierung werden vor allem die dominanten, tonalen Anteile reduziert. Die Schallenergie wird dabei von einzelnen schmalbandigen Frequenzbereichen auf ein breites Frequenzspektrum verteilt [Olms01], sodass ein subjektiv angenehmeres Reifen-Fahrbahn-Geräusch entsteht.

Verlässt der Profilklotz im Reifenauslauf aus Sicht der Radmitte die horizontale Bewegung entlang der Fahrbahnoberfläche und führt seinen Weg auf der von der Reifenkrümmung vorgegebenen Kreisbahn weiter, entstehen je nach Gummimischung unterschiedlich starke Schwingungen. Eine weiche Laufflächengummimischung baut beim Auftreffen der Profilklotze auf die Fahrbahn geringere Wechselkräfte auf und regt somit die Reifenstruktur weniger an ([Sand02], [Gaut06], [Cont11]). Beim Ausschlagen der Profilklotze im Reifenauslauf kann eine gezielte Erhöhung der Materialdämpfung, mit einer Verringerung der Amplitude der Klotzeigenschwingungen, eine Verminderung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches bewirken.

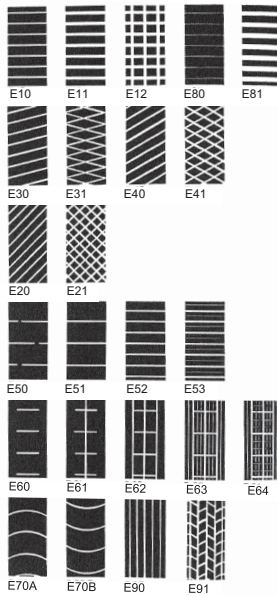


Abbildung 8: Analyse des Einflusses von Profilmustergeometrien auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch [Ejsm84]

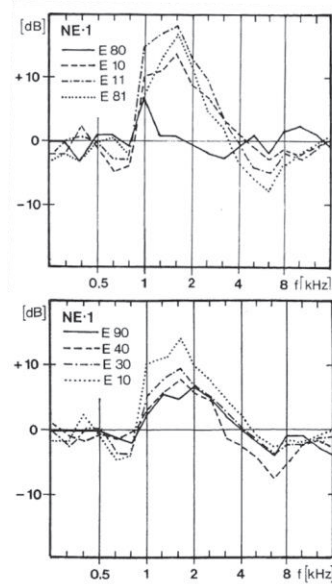


Abbildung 9: Einfluss der Rillenbreite und des Pfeilungswinkels auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch [Ejsm84]

Die in diesem Kapitel vorgestellten Designrichtlinien für geräuscharme Reifen werden im Rahmen der Arbeit dazu verwendet, die Reifen-Fahrbahn-Geräusche unter Antriebsmoment gezielt zu variieren und Geräuschensteigungsmechanismen herzuleiten. Die untersuchten Reifen mit den zahlreichen Profilklotzvariationen werden in Kapitel 2.1.5 vorgestellt.

2.1.4 Einfluss des Antriebsmoments auf Reifen-Fahrbahn-Geräusche

Zusätzlich zu den bereits erläuterten Einflussgrößen haben Antriebs- und Bremsmomente am Reifen einen großen Einfluss auf das Gesamtgeräusch. Verschiedene Autoren haben bereits Pegelanstiege unter Antriebsmoment nachgewiesen. Steven zeigt 1991 bei einem Messfahrzeug mit schallisoliertem Antriebsaggregat bei Fahrgeschwindigkeiten von 20 km/h und einem Antriebsmoment von 800 Nm ein Pegelanstieg von bis zu 10 dB(A) im Reifen-Nahfeld. Der Pegelanstieg fällt bei niedrigeren Geschwindigkeiten unterhalb von 60 km/h besonders hoch aus, da das Gesamtgeräuschniveau sich hier generell auf einem niedrigen Level befindet [Stev91]. Bei der beschleunigten Vorbeifahrt auf einer ISO Fahrbahn mit einem gekapselten Messfahrzeug kann Essers bei anliegenden Beschleunigungsmomenten von 400 Nm Pegelerhöhungen bis zu 2,5 dB feststellen. Durch eine Analyse der Terzspektren zeigt er, dass antriebsbedingte Geräuscherhöhungen auch in den höherfrequenten Terzen 1.250 Hz, 1.600 Hz und 2.000 Hz stattfinden [Esse97]. Haug untersucht den Einfluss der Zugkraft auf die Reifen-Fahrbahn-Geräusche schwerer Nutzfahrzeuge bei Vorbeifahrten mittels eines neu entwickelten Verfahrens, welches Reifen-Fahrbahn-Geräusche unter Umfangskraft, getrennt vom Antriebsgeräusch, messbar macht. Je nach Kombination von Geschwindigkeit und Zugkraft ergeben sich Geräuschüberhöhungen bis zu 18 dB. Als Ursachen für die Pegelerhöhungen wird das Auftreten von Schlupf und die damit verbundene verstärkte Schwingungsanregung im Reifen vermutet. Eine Differenzierung zwischen Haften und Gleiten in der Bodenaufstandsfläche konnte jedoch nicht durchgeführt werden [Haug99]. Helfer untersucht den Einfluss der Zugkraft bei vollständig gekapselten Mittelklasse-Pkw und Lkw. Der Pkw zeigt bei einem Antriebsmoment von 400 Nm pro Rad bei der beschleunigten Vorbeifahrt eine Pegelerhöhung von bis zu 3 dB. Der Lkw erreicht hingegen mit dem untersuchten Traktionsreifen eine Anhebung des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs um bis zu 20 dB. Auch Helfer zeigt, dass die Pegelerhöhung, neben der Zugkraft, auch von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig ist [Helf98]. Olms zeigt bei Messungen mit einem Geräuschmessan-

hänger und Antriebsmomenten von bis zu 500 Nm eine Differenz zwischen freirollendem und unter Antriebsmoment stehendem Rad im Nahfeld von bis zu 5 dB. Er beschreibt des Weiteren, dass der Pegelanstieg im Reifenauslauf stärker ist als im Reifeneinlauf [Olms00]. Erste Messungen von Reifen-Fahrbahn-Geräuschen unter Antriebsmoment an einem Prüfstand zeigt Grollius. Sie untersucht fünf verschiedene Reifen bei unterschiedlichen Umfangskräften bis zu 6.000 N^1 an einem Innentrommelprüfstand am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). In den Frequenzanalysen findet sie eine Zunahme hochfrequenter Geräuschanteile unter Antriebsmoment. Diese Erhöhung wird auf den Anstieg des Gleitschlupfanteils zurückgeführt. Versuche an schersteifen Glattreifen zeigen einen sehr großen Pegelanstieg, wohingegen ein scherweicher Reifen mit quer zur Rollrichtung orientierten Profilrillen, aufgrund der Klotzverformung, weniger zum Gleiten neigt und somit keine starke Geräuschüberhöhung aufweist. Aufgrund des Störschall aussendenden hydraulischen Antriebskraftaggregats konnten jedoch nur Frequenzbereiche des Reifen-Fahrbahn-Geräusches zwischen 1.250 – 1.550 Hz und 2.500 – 3.400 Hz ausgewertet werden [Grol12]. Mit dem SlipSonic Trailer der Universität Gdansk können Reifengeräusche sowohl unter Antrieb als auch während des Bremsvorganges analysiert werden. Untersuchungen zwischen 30 km/h und 70 km/h zeigen keine wesentlichen Unterschiede im abgestrahlten Reifen-Fahrbahn-Geräusch im Nahfeld zwischen Antreiben und Bremsen. Bei einer niedrigen Geschwindigkeit von 30 km/h wird bei PKW-Sommerreifen ein Pegelanstieg von über 25 dB, bei 70 km/h von über 16 dB gemessen. Es zeigt sich, dass der Einfluss des Antriebs- und Bremsmomentes mit steigender Geschwindigkeit abnimmt [Wozn02].

Eine Erhöhung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches bei Antriebs- und Bremsmomenten wird in zahlreichen Veröffentlichungen beschrieben. Sowohl im Reifennahfeld bei Trailer- oder Prüfstandsmessungen als auch bei Gesamtfahrzeug-Vorbeifahrten und Signalaufzeichnung bei 7,5 m Entfernung im

¹ entspricht ca. 1.800 Nm Drehmoment je Reifen

Fernfeld steigt, gemäß Literatur, das Reifen-Fahrbahn-Geräusch an. Über eine Ursachenanalyse und Versuche, der Geräuscherhöhung entgegenzuwirken, wurde jedoch bis dato noch nicht berichtet. In dieser Arbeit werden systematisch prototypische Versuchsreifen erstellt und auf die Geräuschbeeinflussung unter Antriebs- und Bremskraft hin untersucht, sodass Designrichtlinien für geräuscharme Reifen unter Antriebs- und Bremsmoment abgeleitet werden können.

2.1.5 Prototypische Versuchsreifen

Für die in dieser Arbeit vorgestellten Grundsatzuntersuchungen wurden zahlreiche Glatt- und Schnitzreifen der Dimension 205/55 R16 analysiert. Durch Variation der Profilklotzgeometrie, der Profilblockanzahl auf dem Reifenumfang sowie der Shorehärte der Gummimischung konnten unterschiedliche Ansätze zur Geräuschreduktion gefunden werden:

- Aktive Steuerung des abgestrahlten Reifen-Fahrbahn-Geräusches mit Hilfe von gegen den Reifenradius geneigten Querrillenflanken.
- Verringerung des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs unter Antriebsmoment durch eine Veränderung der Profilklotzsteifigkeit [Stal15b].

Versuchsreifen mit geneigten Rillen²

Die Ausführung der geneigten Rille ist in Abbildung 11 dargestellt. Die Rillen werden nicht, wie auf herkömmliche Art, radial zur Reifenoberfläche eingebracht (vgl. Abbildung 10), sondern unter einem definierten Winkel. Die geneigten Rillen mit ihren schrägen Flanken haben aufgrund ihrer Form, je nach Orientierung, einen großen Einfluss auf die Reifen-Fahrbahn-Geräusche unter Antriebs- oder Bremsmoment. Je nach Laufrichtung der Reifen treffen die Profilklotze zuerst mit der stumpfen bzw. der spitzen Kante des geneigten Profilblocks auf der Fahrbahn auf und rufen unterschiedliche Klotzschwingungen hervor. In Abhängigkeit der Klotzausrichtung werden diese bei

² Die Reifen R3, R4, R4b und R4c haben 90 Klötze im Umfang.

Umfangskräften zusätzlich unterschiedlich verformt, sodass der geneigte Klotz entweder weiter abgeflacht oder aufgestellt wird. Dadurch entstehen unterschiedliche Spannungsverhältnisse sowohl in der Bodenaufstandsfläche als auch beim Auschnappen der Klötze. Die Asymmetrie des Reifenprofils soll unterschiedliches Geräuschverhalten des Reifens beim Antreiben und Bremsen bewirken [Stal15b].

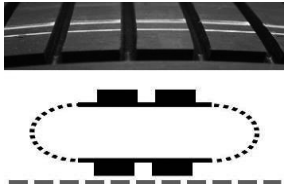


Abbildung 10: Reifenprototyp und Skizze der Seitenansicht mit radialer Flanke

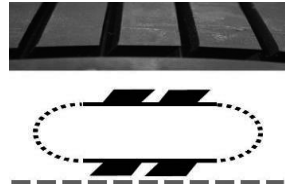


Abbildung 11: Reifenprototyp und Skizze der Seitenansicht mit geneigter Flanke

Im Bereich der geneigten Rillen sind insgesamt drei Optimierungsschleifen durchgeführt worden (vgl. Tabelle 2). Zunächst wurden einfache Profile (R4) untersucht, um das generelle Potenzial der geneigten Rillen aufzuzeigen. Bei Reifen R4b und R4c wird auf die Richtung der geneigten Rillen eingegangen um in der letzten Iterationsschleife alle Erfahrungen in den Reifen R10a einfließen zu lassen. Bei unterschiedlich geneigten Profilsuren weist dieser Reifen bereits ein bezüglich der Klotzlängen in Umfangrichtung randomisiertes Reifenprofil auf [Stal15b].



R3: Querrillen in einzelner Profilspur mit radialer Flanke, Referenz zu R4



R4: Querrillen in einzelner Profilspur mit geneigter Flanke



R4b: Querrillen in zwei Profilspuren, geneigte Flanke, identisch ausgerichtet



R4c: Querrillen in zwei Profilspuren, geneigte Flanke, gegenläufig ausgerichtet



R10a: gepfeilte Profils Spuren, vier Spuren, randomisiert, geneigte Flanke, gegenläufig ausgerichtet



R10b: gepfeilte Profils Spuren, vier Spuren, randomisiert, radiale Flanke, Referenz zu R10a

Tabelle 2: Prototypische Versuchsreifen zu den Untersuchungen der geneigten Rille [Stal15b]

Versuchsreifen zum Einfluss der Umfangssteifigkeit³

Der Einfluss der Umfangssteifigkeit wurde mittels Variation der Profilklotzgrößen und der Gummimischung untersucht. Zunächst wurde in der ersten Reifengruppe (R1, R2, R3, R5a; vgl. Tabelle 3) der generelle Einfluss der Umfangskraft auf das Reifengeräusch untersucht. Eine gezielte Variation der Umfangssteifigkeit wurde mit den Reifen R5c/e und den Reifen R9a/b mit Hilfe von unterschiedlich langen Profilklotzlängen realisiert. Die Reifen R9a/b besitzen zusätzlich ein randomisiertes Reifenprofil mit drei unterschiedlichen Profilklotzlängen. Die Reifen R11a/b/c (R12a/b/c) haben kleine (große)

³ Die Reifen R2, R3, R5a, R5c und R11a-c haben 90 Klötze im Umfang, die Reifen R5e und R12a-c 52 Klötze.

äquidistante Profilklotze und unterscheiden sich in den Shorehärten der Gummimischungen und somit auch in den Umfangsteifigkeiten.

			
R1: Glattreifen	R2: einfache Querprofilierung ohne Längsrillen	R3: Querprofilierung mit zwei Längsrillen	R5a: gefeiltes Profil mit zwei Längsrillen, kurze Profilklotze
			
R5c: gefeiltes Profil, vier Spuren mit äquidistanten Klotzabständen, 90 kurze Profilklotze	R5e: gefeiltes Profil, vier Spuren mit äquidistanten Klotzabständen, 52 lange Profilklotze	R9a: gefeiltes Profil mit vier Längsrillen, randomisierte & kurze Profilklotze	R9b: gefeiltes Profil mit vier Längsrillen, randomisierte & lange Profilklotze
			R11a – R11c gefeiltes Profil mit vier Längsrillen, 90 kurze Profilklotze, Variation Gummimischung
R11a: weich	R11b: mittel	R11c: hart	
			
R12a: weich	R12b: mittel	R12c: hart	R12a – R12c gefeiltes Profil mit vier Längsrillen, 52 lange Profilklotze, Variation Gummimischung

Tabelle 3: Prototypische Versuchsreifen zu den Untersuchungen der Variation der Umfangskraftsteifigkeit [Stal15b]

2.2 Fahrbahn

Neben dem Reifen trägt auch die Fahrbahn wesentlich zur Geräuschbelastung im innerstädtischen Bereich bei. Bereits 45 v. Chr. erkannte *Gaius Iulius Caesar*, dass die Lebensqualität in Rom durch Verkehrsgeräusche beeinträchtigt wurde. Da zu viele Lastwagen auf Kopfsteinpflaster in den Straßen Roms unterwegs waren, wurde in der *Lex Julia Municipalis*, dem neuen Stadtgesetz, ein Verbot erlassen, welche das Führen dieser Fahrzeuge von Sonnenaufgang bis zur zehnten Stunde verbot ([Caes45BC], [Marq67]). Selbst heute werden Verkehrslärminderungen noch immer durch Geschwindigkeitsbegrenzungen oder (LKW-) Fahrverbote realisiert [Stev00]. Doch auch die Verwendung von neuen geräuschoptimierten Fahrbahnen trägt nennenswert zur Geräuschreduktion bei.

2.2.1 Aufbau & Eigenschaften von Asphaltbelägen

Bautechnische Eigenschaften

Seit dem Bau der ersten gepflasterten Römerstraße, der *Via Appia*, im Jahre 312 v. Chr. [Cont03] wurden der Fahrbahnaufbau und die Deckschichten fortwährend optimiert. Heutige Fahrbahnen setzen sich aus mehreren Schichten und Gesteinsarten zusammen. Auf den lehmhaltigen Unterbau folgt im Oberbau eine bis zu 60 cm dicke Frostschutzschicht, gefolgt von einer Asphalttragschicht (8 – 26 cm), einer schubfesten Asphaltbinderschicht (4 – 10 cm) und der oberen verschleißfesten Asphaltdeckschicht mit einer Höhe von 2 – 6 cm [Klou09].

Die Deckschicht kann durch verschiedene Faktoren auf die jeweilige Verkehrsnutzungsart angepasst werden. Neben der Sieblinie und der daraus ableitbaren maximalen Korngröße, sind Hohlraumgehalt, Verdichtungsgrad, Gestaltfaktor und Textur wesentliche, beeinflussbare Faktoren. Die Kornzusammensetzung der Asphaltdeckschicht wird im Siebversuch mittels unterschiedlich weiter Maschen- und Quadratlochsiebe bestimmt. Aus den

jeweiligen Rückständen der Siebdurchgänge kann dann die Sieblinie bestimmt werden [Nero11]. Ein Splittmastixasphalt (SMA) 0/8 besteht somit aus Gesteinskörnungen zwischen 0 mm und dem Größtkorn von 8 mm. Der Hohlraumgehalt beschreibt den Anteil an Hohlräumen in einem eingebauten Fahrbahnbelag und ist für Drainagewirkung und akustischer Geräuschoptimierung von Relevanz. Der „Verdichtungsgrad definiert das Verhältnis der Raumdichte des aus der fertigen Schicht entnommenen Bohrkerns zu der des Marshallprobekörpers⁴ in Prozent“ [Deut14b]. Bei Splittmastixasphalten ist ein Hohlraumgehalt von < 6 Vol. % und ein Verdichtungsgrad von > 97 % anzustreben [Klou09].

Physikalische Eigenschaften

Je nach Mischgutzusammensetzung können die physikalischen Eigenschaften der Fahrbahndeckschicht und somit auch die Auswirkungen auf das Fahrverhalten beeinflusst werden. Die Textur kann dabei in Mikrotextr (< 0,5 mm Wellenlänge), Makrotextr (0,5 – 50 mm), Megatextr (50 mm – 0,5 m) und Unebenheiten (0,5 – 50 m) unterteilt werden [DIN13473-2]. Die Mikrotextr ist für die Größe des Reibbeiwertes bei geringen Geschwindigkeiten verantwortlich und beeinflusst somit die Griffigkeit der Fahrbahn. Die Makrotextr bestimmt den Reibbeiwert bei höheren Geschwindigkeiten und trägt einen wesentlichen Beitrag zur Drainagewirkung bei Nässe bei [Wehn79]. Die Größenordnung der räumlichen Texturwellenlänge liegt dabei im Bereich der Profilklotzgrößen und wird durch einzelne Steine in der Deckschicht beeinflusst. Messtechnisch kann die Textur mittels Ausflussmessung nach Moore [DIN13036-3], Sandfleckverfahren [DIN13036-1], optischer Texturvermessung und dem SRT-Pendelgerät [SRT04] bestimmt werden. Abbildung 12 zeigt positive und negative Einflüsse der geometrischen Fahrbahngestalt auf das Fahrzeugverhalten.

⁴ Die Herstellung der Marshall-Probekörper erfolgt dabei mit dem gleichen Mischgut, welches an der Baustelle am Einbauort entnommen wurde. Auf den Probekörper wird dann eine definierte Verdichtungsarbeit von je 50 Schlägen pro Probenseite mit dem Marshall-Verdichtungsgerät aufgebracht [Deut14b].

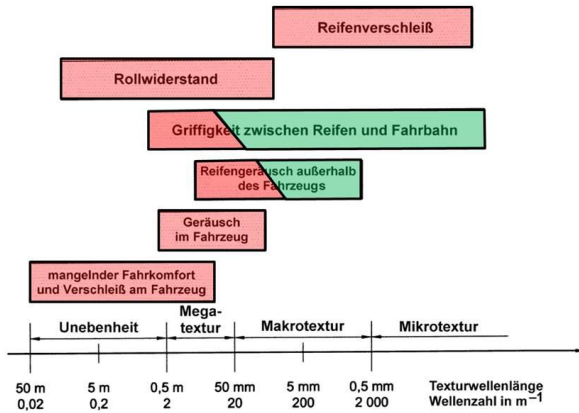


Abbildung 12: Auswirkung der geometrischen Gestalt auf das Fahrzeugverhalten, grün = positive Beeinflussung, rot = negative Beeinflussung, entnommen und verändert aus [DIN13473-2]

2.2.2 Einfluss der Fahrbahn auf Reifen-Fahrbahn-Geräusche

Nachdem im vorangegangenen Kapitel auf die grundlegenden Eigenschaften von Asphaltbelägen eingegangen wurde, werden in diesem Kapitel gezielt Eigenschaften in Bezug auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch herausgearbeitet.

Die Wahl des Größtkorns des Fahrbahnbelags hat neben der Veränderung der Standfestigkeit auch großen Einfluss auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch. Eine Reduzierung des Größtkorns von beispielsweise 8 mm auf 1 mm bewirkt eine Verminderung des Vorbeifahrtpegels um 4 dB. Bei Größtkorndurchmessern zwischen 3 und 5 mm ist die Geräuscentstehung am geringsten ([Pest04], [Beck08], [ADAC11]), da dadurch die Deckschicht sehr eben und kompakt ausgeführt werden kann. Eine mechanische Anregung des Reifens wird somit deutlich reduziert. Ein zu kleines Größtkorn kann sich aufgrund von Airpumping-Effekten negativ auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch auswirken [Bund04].

Der Hohlraumgehalt hat einen großen Einfluss auf den Absorptionsgrad der Fahrbahn. Mit zunehmendem Hohlraumgehalt nimmt auch der Absorptionsgrad zu. Aus geometrischen Gründen ist in der Baupraxis ein Hohlraumgehalt von 30 % als Maximalwert anzusehen. Die Geräuschreduzierung bei hohem Hohlraumgehalt ist neben der Absorption auch auf die Reduktion von Air-Pumping Effekten zurückzuführen ([Pest04], [Beck08]).

Die Gestalt der Fahrbahnoberfläche wird durch das Herstellungsverfahren beeinflusst. Grobkörnige, abgestreute und nicht eingewalzte Fahrbahndeckschichten⁵ weisen meist eine konvex geformte Oberflächengestalt auf, wohingegen feinkörnige und gewalzte Deckschichten⁶ konkave, plateauartige Fahrbahnoberflächen zeigen. Eine konkave Oberfläche wirkt sich positiv auf die Geräuschentwicklung aus, da über die größere Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn der lokale Kontaktdruck niedriger und somit auch die mechanische Anregung reduziert ist [Beck08].

Durch die richtige Wahl des Mischgutes können Lärmreduktionen bis zu 7 dB(A) erzielt werden. In den Richtlinien für die Standardisierung des Oberbaues von Verkehrsflächen [RStO11] wird auf den direkten Zusammenhang zwischen Fahrgeschwindigkeit und erzielbarer Lärminderung hingewiesen, sodass die Fahrbahnempfehlungen vom örtlichen Geschwindigkeitsprofil abhängig sind. Da der Hauptfokus dieser Arbeit auf der Reduktion der innerstädtischen Reifen-Fahrbahn-Geräusche liegt, werden hier nur Fahrbahnempfehlungen bis zu einer Höchstgeschwindigkeit von 70 km/h diskutiert.

Der lärmarme Splittmastixasphalt (SMA-LA 0/8) hat eine in Richtung Größtkorn verschobene Sieblinie und erzielt somit einen Hohlraumgehalt von bis zu 15 %. Aufgrund eines modifizierten klebkräftigen Bindemittels besitzt der SMA-LA 0/8 dennoch eine hohe Verformungsbeständigkeit und Lebensdauer. Bei dieser Einbauart sind Geräuschpegelreduktionen bis zu 4 dB(A) möglich ([Ehle09], [Ripk10], [ADAC11]).

⁵ Abgestreuter Gussasphalt, Waschbeton und alle Oberflächenbehandlungen [Beck08]

⁶ Asphaltbeton und Splittmastixasphalt [Beck08]

Eine Kombination von unterschiedlichen Deckschichtkonzepten – untere Schicht Gussasphalt und obere Schicht offenporig – wurde von den Landesbetrieben Straßenbau NRW entwickelt und als offenporiger Gussasphalt PMA 5 (*pourous mastix asphalt*) vorgestellt [Jann09]. Da der Anteil an Größtkorn-gestein mit 70 % sehr hoch ist, ergeben sich an der Oberfläche offene Poren. Die Lärminderung beträgt ebenfalls bis zu 4 dB(A) ([Ehle09], [ADAC11]).

Der DSH-V5⁷ ist eine Regelbauweise zur Erhaltung von Verkehrsflächen [ZTV BEA 09] und stellt aufgrund der kurzen Einbauzeit eine optimale Lösung zur Instandsetzung verschlissener Fahrbahnen dar. Dabei wird eine zwei Zentimeter dünne Asphalt-schicht im Heißeinbau auf die unmittelbar zuvor versiegelte⁸ alte Fahrbahndecke aufgebracht. Das Mischgut zeigt eine lärm-technisch optimierte Oberfläche bei gleichzeitig guter bautechnischer Haltbarkeit. Die Lärmpegelreduktion beträgt bei diesem Belag bis zu 5 dB(A) ([Ehle09], [ADAC11]).

Eine geräuschoptimierte konkave Oberflächenstruktur zeigt der lärmoptimierte Asphalt LOA 5 D. Die optimierte Sieblinie mit Größtkorn von 5 mm erhöht den Hohlraumgehalt auf bis zu 7 %. Mit Hilfe von modifizierten Bindemitteln und der geringen Einbaudicke kann die Lärminderung von bis zu 6 dB(A)⁹ auch über eine längere Dauer aufrecht gehalten werden ([Ehle09], [ADAC11]).

Der offenporige Asphalt (OPA) ist der leiseste Fahrbahnbelag der aktuell zur Verfügung steht. Mit einem sehr großen Hohlraumgehalt von bis zu 30 % werden das Air-Pumping und der Horn-Effekt drastisch reduziert. Die zusammenhängenden Hohlräume lassen außerdem kaum eine Reflektion von fahrzeugseitigen Geräuschen zu. Trotz seines hohen Lärminderungspoten-

⁷ DSH-V5: Dünne Schicht im Heißeinbau auf Versiegelung mit Größtkorn 5 mm

⁸ Mittels Sprühfertiger wird in einem einzelnen Arbeitsgang eine Bitumenemulsion als Haftbrücke und zur Versiegelung aufgesprüht und im direkten Anschluss das Mischgut aufgebracht [Baye16].

⁹ bei 80 km/h auch bis zu 8 dB(A)

zials von 5 dB(A)¹⁰, findet er auf Straßen mit Geschwindigkeitsbegrenzung von 50 km/h keine Verwendung, da die zahlreichen Poren zu schnell verschmutzen und nicht durch schnelle Reifenüberfahrten gereinigt werden. Scherbeanspruchungen wie Antriebs- oder Bremskräfte vermindern ebenso die bautechnische Lebensdauer im innerstädtischen Bereich ([Ehle09], [ADAC11]). Da dieser Belag allerdings auch auf innerstädtischen Schnellstraßen Verwendung findet, wird er hier erwähnt. Tabelle 4 zeigt einen Überblick über die Geräuscheminderungspotenziale der in dieser Arbeit vorgestellten Deckschichten.

	SMA-LA 0/8	PMA 5	DSH- V5	LOA 5 D	OPA	ZWOPA
Lärminderung bei 50 – 70 km/h	4 dB(A)	4 dB(A)	5 dB(A)	6 dB(A)	5 dB(A)	7 dB(A)

Tabelle 4: Vergleich der möglichen Lärminderung von geräuschoptimierten Fahrbahnen bei innerstädtischen Geschwindigkeiten [ADAC11]

2.2.3 Bau von großtechnisch vergleichbaren Fahrbahnen in den Innentrommelprüfstand

Damit unter reproduzierbaren Bedingungen der Einfluss der Fahrbahn auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch unter Antriebs- und Bremsmoment untersucht werden kann, bedarf es eines realitätsnahen Abbildes der großtechnischen Fahrbahnen in der Prüfeinrichtung Innentrommelprüfstand. Da für den Einbau geräuschoptimierter Fahrbahnen am Innentrommelprüfstand des FAST keine Referenzen vorlagen, musste ein Herstellungsverfahren für diese Beläge erarbeitet werden. Mittels Parameterstudien bezüglich des Hohlraumgehalts und des Verdichtungsgrads wurden Versuchsfahrbahnen und Marshallprüfkörper (vgl. Abbildung 13) hergestellt und am Institut für Straßen- und Eisenbahnwesen (ISE) am KIT analysiert. Ausgehend von der Sollverdichtung, dem Typ des Verdichtungsgerätes mit Berücksichtigung des Walzendurchmessers und der Linienwalzlast sowie der Anzahl der Walzvor-

¹⁰ einlagiger offenporiger Asphalt (OPA) 5 dB(A) Lärminderung, zweilagiger offenporiger Asphalt (ZWOPA) mit einer fein- und grobkörnigen Lage bis zu 7 dB(A)

gänge der jeweiligen Fahrbahnen im großtechnischen Einbau, wurden Einbauparameter für den Innentrommelprüfstand adaptiert.

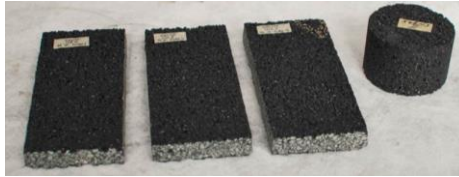


Abbildung 13: Versuchsfahrbahnen mit unterschiedlicher Verdichtungslast und Marshallprüfkörper zur Analyse von Hohlraumgehalt und Verdichtungsgrad

Die Adaptierung wird im Folgenden anhand des Fahrbahnbelages LOA 5D erläutert. Im großtechnischen Einbau wird das Mischgut mit einem Straßenfertiger bei Temperaturen von über 160 °C eingebaut und mittels beheizter Bohle gleichzeitig vorverdichtet. Mit einer schweren Tandemwalze von 10 t wird mit einer Linienlast von 26 kg/cm der Fahrbahnbelag mit sechs Überfahrten statisch verdichtet (vgl. Abbildung 14, links). Im Gegensatz dazu wird im Rahmen dieser Arbeit ein Fertigungstrichter verwendet, der das Mischgut lose auf die auf 100 °C erhitzten Stahlfahrbahnkassetten aufbringt (Abbildung 14, rechts). Nach dem Vorverdichten mit einer niedrigen Walzlast von 1.000 N wird das 160 °C heiße Mischgut mit der umgerechneten Sollverdichtung von 7.000 N ebenfalls sechsmal statisch verdichtet. Die Analyse der Probekassetten am ISE zeigte, dass die umgerechnete Sollverdichtung für das Erfüllen der Einbaunorm (Verdichtungsgrad > 98 %) nicht ausreichend ist. Ursache hierfür ist die fehlende Vibrationseinheit¹¹ an der Verdichtungswalze des Prüfstandes. Bei den Straßenfertigern werden, aufgrund der vibrierenden Walzen, höhere Verdichtungsgrade erreicht. Aus diesem Grund wurde die Verdichtungslast am Prüfstand soweit erhöht, bis der geforderte Verdichtungsgrad von > 98 % erreicht werden konnte. Im Rahmen dieser Arbeit wurden fünf verschiedene Fahrbahnbeläge in den Innentrommelprüfstand eingebaut und auf Reifen-Fahrbahn-Geräusche hin analysiert (vgl. Tabelle 5).

¹¹ Hydrostatisches Erregersystem mit Amplitudenanregung von 0,46 mm bei einer Frequenz von 45 Hz bzw. 0,2 mm bei 60 Hz [BOMA16].



Abbildung 14: Vergleich des großtechnischen Fahrbahneinbaus (li. o. Fertiger mit Verdichtungsbohle [Hein14], li. u. schwere Walze BOMAG BW 174 [BOMA14]) und der Fahrbahnverdichtung mit den Gegebenheiten am Innentrommelprüfstand des FAST

Neben der normgerechten Herstellung der Fahrbahndeckschicht und dem Einhalten des Hohlraumgehaltes sowie des Verdichtungsgrads muss die Griffigkeit einer Fahrbahn vor der Freigabe überprüft werden. Gemäß den zusätzlichen, technischen Vertragsbedingungen und Richtlinien für Straßenbauarbeiten [ZTV St-Hmb. 09] muss dabei auf Straßen bis zu einer zulässigen Geschwindigkeit von 60 km/h bei der Abnahmemessung ein SRT-Wert von 60 Einheiten sowie eine Ausflusszeit nach Moore unter 30 Sekunden vorliegen. Insgesamt wurden am IPS fünf verschiedene Fahrbahnbeläge eingebaut. In Tabelle 5 sind die gemessenen Werte der Abnahmeprüfung aufgelistet.

Es zeigt sich, dass - bis auf den PMA 5 - alle hergestellten Fahrbahnen eine Freigabe nach [ZTV St-Hmb. 09] erhalten konnten. Nach kurzzeitigem Einfahren der Fahrbahnen konnte die Freigabe des SRT-Wertes auch beim PMA 5 erteilt werden. Die Ausflusszeiten nach Moore liegen alle deutlich unter den geforderten 30 Sekunden. Durch Einhalten der gesetzlich verankerten Rahmenbedingungen konnten somit am Innentrommelprüfstand des FAST realitätsnahe Fahrbahnoberflächen geschaffen werden. Eine Vergleichbarkeit mit Fahrbahnen in situ ist somit gegeben.

Belag	SMA S 0/8 ¹²	SMA LA 0/8	PMA 5 ¹³	DSH 5	LOA 5D
SRT-Wert (-)	63,2	69,8	54,6 / 62,5	60,3	63,2
Ausflusszeit (s)	2,0	1,1	2,1	7,5	3,3

Tabelle 5: Abnahmemessung der hergestellten Fahrbahnbeläge am IPS

2.2.4 Bau einer künstlich modellierten anisotropen Kunstharzfahrbahn

Neben den zuvor beschriebenen geräuschoptimierten Asphaltfahrbahnen wurde am FAST eine künstlich modellierte anisotrope Kunstharzfahrbahn mittels Abdruckverfahren [Bürc12] hergestellt. Anlehnend an das Pendant aus Kapitel 2.1.5, dem Versuchsreifen mit geneigter Rille, werden Untersuchungen zum Einfluss geneigter und gerichteter Fahrbahnoberflächen auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch durchgeführt.

Während zahlreicher Vorversuche wurden unterschiedliche Geometrien, Größen und Materialien der Einzelsteine auf Anwendbarkeit hin untersucht. Einzelsteine aus Acryl in Pyramidenform und einer Größe von 10 mm zeigen im weiteren Versuchsablauf eine optimale Möglichkeit zur Platzierung und Ausrichtung auf der Bodenplatte, sodass diese Steine für das Erstellen der modellierten Fahrbahn Verwendung finden werden.

Die Fahrbahn wird hierbei händisch aus Einzelsteinen auf einer Plastilinbodenplatte modelliert. Jeder Stein wird einzeln in die Plastilinplatte eingedrückt, ausgerichtet und mit einem aushärtenden Auffüllmaterial mit den umliegenden Steinen fest verbunden. Dieser Verbund wird nach Umrandung mittels Holzverschalung mit Flüssigsilikon übergossen, sodass ein Negativabdruck der modellierten Fahrbahn aus biegsamem Silikon entsteht

¹² SMA S 0/8: Splittmastixasphalt, schwere Ausführung für besondere Belastungen wie häufige Brems- und Beschleunigungsvorgänge, enge Kurvenfahrten und stop-and-go Verkehr [RStO12], Belastungsklasse Bk 3,2 [Deut14a], seit 1984 Standardbauweise auf innerstädtischen Fahrbahnen [Ripk11]

¹³ SRT-Wert: 54,6 nach dem Einbau, 62,5 nach Einfahren

(vgl. Abbildung 15 oben sowie Abbildung 16). Der Silikonabdruck wird um 180° auf seine Rückseite gedreht, erneut verschalt [Bürcc11] und nach oben durch eine leere Fahrbahnkassette verschlossen. Der Aufbau wird durch Plastilin und Silikon abgedichtet, sodass keine Flüssigkeiten aus der Verschaltung austreten können. Durch eine Einfüllöffnung auf der Rückseite der Fahrbahnkassette wird flüssiges Kunstharz eingefüllt, bis dieses auch aus den zusätzlich angebrachten Steigern austritt. Nach Abkühlen und Aushärten des Kunstharzes wird die gesamte Verschaltung entfernt und die künstlich modellierte Kunstharzfahrbahn kann in den Innentrommelprüfstand eingebaut werden (vgl. Abbildung 15 unten sowie Abbildung 16).

Durch die händische Ausrichtung und Neigung der Einzelsteine in eine definierte Richtung ist eine anisotrope Fahrbahn entstanden. In Abbildung 17 (rechts) treffen bei einer Rollrichtung des Reifens im Uhrzeigersinn die Profilklotze des Reifens zuerst auf die stumpfe, abgeflachte Kante der Fahrbahnsteine auf. Wird entgegengesetzt - gegen den Uhrzeigersinn - über die anisotrope Fahrbahn gefahren, treffen die Profilklotze zuerst auf die spitzen Kanten der Fahrbahn auf. Die Effekte - bedingt durch die unterschiedliche Fahrbahngesteinsausrichtung - werden in dieser Arbeit in den nachfolgenden Kapiteln diskutiert.

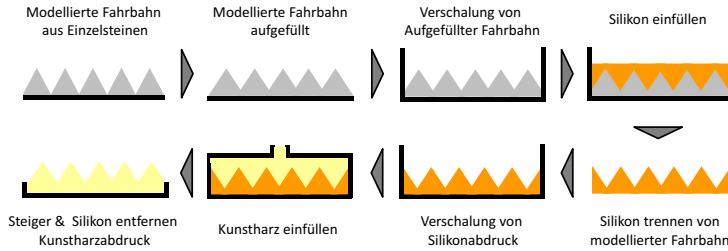


Abbildung 15: Ablaufschema zur Herstellung von Kunstharzfahrbahnen im IPS

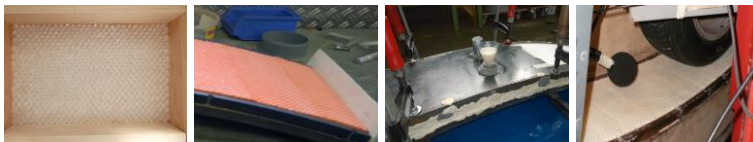


Abbildung 16: Ausgewählte Bearbeitungsschritte im Herstellungsprozess der Kunstfahrbahn: modellierte Fahrbahn aus Einzelsteinen mit Verschalung, Silikonabdruck auf Grundplatte, eingefülltes Kunstharz mit Einfüllvorrichtungen, eingebaute Kunstharzfahrbahn am Innentrommelprüfstand (v. li. n. re.)

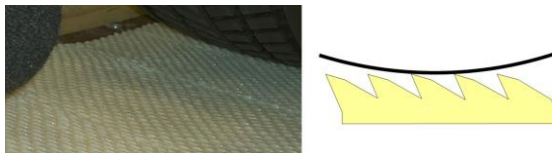


Abbildung 17: Eingebaute anisotrope Kunstharzfahrbahn im IPS und Modellvorstellung der geneigten Einzelsteine

2.3 Zusammenfassung

In Kapitel 2 werden die in dieser Arbeit verwendeten Systeme Reifen und Fahrbahn detailliert analysiert und beschrieben. Nach einleitenden Worten zum prinzipiellen Aufbau des Reifens wird auf die Kraftübertragung des Reifens eingegangen. Anhand von Literaturbeispielen werden hierbei die wirkenden Reifenkräfte in Normal- und Tangentialrichtung beim Durchlaufen

der Bodenaufstandsfläche diskutiert. Die dadurch resultierenden Schubspannungen werden in der Theorie erläutert und anhand von Literaturauszügen bestätigt. Grundlegende Einflussfaktoren der Reifenprofilgeometrie auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch werden erläutert. Ebenso wird durch eine Literaturrecherche zum Reifen-Fahrbahn-Geräusch unter Antriebsmoment gezeigt, dass eine Umfangskraft am Reifen zu einer deutlichen Geräuschpegelerhöhung führt. Ursachen hierfür sind jedoch noch nicht detailliert untersucht worden. Ausgehend von den vorigen Kapiteln werden prototypische Versuchsreifen mit geneigten Rillen und Variation der Umfangssteifigkeit vorgestellt. Im Teilkapitel Fahrbahnen wird zunächst auf den generellen Aufbau und die Eigenschaften von Asphaltbelägen eingegangen. Im Anschluss daran werden Einflussparameter seitens der Fahrbahn auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch aufgezeigt, und es werden verschiedene geräuschoptimierte Fahrbahnbeläge vorgestellt. Damit reproduzierbare Akustikuntersuchungen am Innentrommelprüfstand durchgeführt werden können, bedarf es eines Verfahrens, das die Übertragung des großtechnischen Einbaus von Straßenbelägen auf eine Versuchseinrichtung ermöglicht. Dieses wird in Kapitel 2.2.3 beschrieben und validiert. Erläuterungen zu einer künstlich modellierten anisotropen Fahrbahn runden dieses Kapitel ab. Im nachfolgenden Kapitel wird auf die in dieser Arbeit verwendeten Prüfstände und die Methodik der Versuchsdurchführung eingegangen.

3 Werkzeuge und Methodik der Versuche

3.1 Innentrommelprüfstand

Der Innentrommelprüfstand (IPS) am Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) besteht aus einer zylindrischen Trommel mit einem Innendurchmesser von 3,8 m, auf deren Innenseite der zu untersuchende Reifen mittels Radaufhängung montiert ist (vgl. Abbildung 18). Neben Akustikmessungen zum Reifen-Fahrbahn-Geräusch ([Gaut08], [Gaut09], [Stal13c]) und Reifenuntersuchungen zum Reifenkraftschlussverhalten [Gnad95] auf realen Fahrbahnoberflächen, wie Beton- und Asphaltbelägen, können auch Reifenuntersuchungen auf Schnee [Gieß12b], Eis [Gült14] oder definierten Wasserhöhen durchgeführt werden.



Abbildung 18: Innentrommelprüfstand mit Radaufhängung [FAST16].

Durch eine entsprechende Radaufhängung können beliebige Reifen bei Geschwindigkeiten bis zu 200 km/h betrieben werden. Über hydraulische Regeleinrichtungen werden Radkräfte bis 15 kN sowie Schräglaf- und

Sturzwinkel eingestellt. Der am Radkasten angeflanschte Hydraulikmotor kann zusätzlich kontinuierlich antreibende oder bremsende Umfangskräfte von bis zu 6.000 N auf den Reifen aufbringen. Die auftretenden Kräfte und Momente werden über eine Sechs-Komponenten-Messnabe aufgezeichnet und ausgewertet [Stal13c].

3.1.1 Optimierung der Versuchsmethodik

Der zu analysierende Reifen wird vor der Optimierung mit der Messnabe direkt an einer starren Radführung montiert und dann über einen Linearantrieb vollständig in die Innentrommel eingefahren. Zwischen dem Reifen und dem Hydraulikmotor an der hinteren Seite des Radkastens besteht somit eine direkte Verbindung. Aufgrund des am Radkasten installierten Hydraulikzylinders kann eine voreingestellte Radlast aufgebracht werden. Sowohl die Schallemissionen des Hydraulikaggregats als auch die Körperschallanteile, welche durch die Antriebswelle zum Reifen durchdringen, werden bei Akustikmessungen als Störschall mit aufgezeichnet [Stal13c].

Die Möglichkeit der Erfassung des reinen Störschalls durch das Hydraulikaggregat im Retarderbetrieb und der Subtraktion der Schallanteile in der Signalverarbeitung wurde verworfen, da bei dieser Methode nur vordefinierte quasistatische Lastpunkte bei konstanter Drehzahl und konstanter Umfangskraft angefahren werden können. Schwankungen in der Radlast aufgrund von Fahrbahnunebenheiten sowie Schwingungsvorgängen des Reifens, die zur Variation der Umfangskraft führen, erlauben keine exakten Vorhersagen bezüglich des Lastpunktes.

Als umsetzbare Maßnahme zur Reduktion des Störschalls wurde der Prüfstand mittels akustischer Trennwand (a) (Abbildung 19) in eine reflexionsarme Messkabine und einen Antriebsraum unterteilt. Der Radkasten mit Hydraulikmotor wurde aus diesem Grund über eine Gleichlaufgelenkwelle in die Raummitte des Prüfstands versetzt und mit

elastischen Elementen vom Prüfstandsgebäude entkoppelt¹. Um eine Schwingungs- und Körperschallübertragung über die Antriebswelle vom Hydraulikaggregat auf den Reifen zu unterbinden, wurde diese mit einer elastischen Gelenkscheibe (b) mechanisch unterbrochen. Für die Auslegung der Gleichlaufgelenkwelle (c) und der Gelenkscheibe wurde eine Resonanzüberprüfung des gesamten Antriebstrangs von der Motorwelle des Hydraulikmotors (d) bis zum Reifen unter Berücksichtigung aller Massenträgheiten durchgeführt. Damit keine Schallanteile und Vibrationen aus dem Laborgebäude über die Kugellager der Wellenlagerung auf die vom Radantriebsmotor entkoppelte Welle übertragen werden, wird dieser Teil der Lagerung zusätzlich mit einem Dämpfungsring (e) entkoppelt. Die Antriebswelle des Rads in der Messkabine ist somit metallisch vollständig von der Antriebseinheit getrennt, wodurch eine Körperschallübertragung und damit auch eine Abstrahlung von Störschall in die Akustikmesskammer verhindert wird. Zur weiteren Körperschallreduktion wurde der Radkasten mit Hydraulikmotor auf Maschinenfüßen (f) platziert, sodass auch kein Körperschall vom Radkasten über das Fundament und den Führungsschienen in die Messkabine übertragen werden kann [Stal13c].

Da die Radlast nicht mehr vom Radkasten auf den Reifen aufgebracht werden kann, wurde ein elektrisch angetriebener Kugelgewindtrieb (g), anstelle der pulsierenden und Störschall abstrahlenden Hydraulikaktors, eingesetzt. Der Gewindtrieb muss aufgrund seiner hohen Selbsthemmung nur während des Einstellvorgangs betrieben werden, sodass konstante Radlasten von bis zu 8.000 N ohne Störgeräusche aufgebracht werden können.

Durch die eingebaute Schallschutzwand wurde der Prüfstand, wie beschrieben, in eine Mess- und in eine Antriebskabine aufgeteilt. Die zusätzlich angebrachte schallweiche Akustikauskleidung in der Antriebskammer absorbiert den Störschall des Hydraulikaggregats deutlich. Die Akustikmesskammer

¹ Unterstützt in der Konstruktion durch Abschlussarbeiten von P. Kautzmann, F. Kehl, M. Müller sowie von den wissenschaftlichen Hilfskräften T. Kirste, P. Madlinger, P. Schindler, S. Schwende

ist sowohl an den Wänden als auch an allen großen schallharten Verstrebungen des Prüfstandaufbaus vollständig mit Absorptionsmodulen verkleidet. Da die Trommelwand selbst aus Metallblechen hergestellt ist, wird um den Reifen herum weiteres Absorbtionsmaterial in Form einer Einhausung installiert. Sowohl der Reifen als auch die Messmikrone befinden sich somit in einem reflexionsreduzierten, vom Antriebsgeräusch entkoppelten Messraum². Die nachfolgende Akustikuntersuchung des Prüfstandes soll die Effizienz der Akustikoptimierungsmaßnahmen aufzeigen.

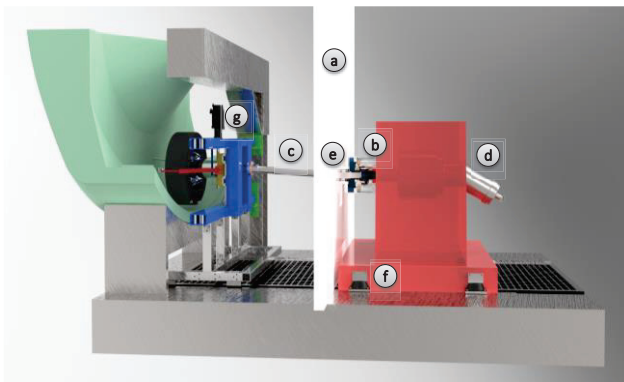


Abbildung 19: Aufbau des geräuschoptimierten Innentrommelprüfstands

Hierzu wurde ein Dodekaeder (D6-800-48 [Stra14]) in der Antriebskammer aufgestellt und gemäß Norm [DIN140-4] das Bauschalldämmmaß der Akustiktrennwand bestimmt (vgl. Abbildung 20). Über dem gesamten für die Reifen-Fahrbahn-Akustik wichtigen Frequenzverlauf von 300 – 5.000 Hz wird eine Pegelreduktion von über 25 dB erreicht. Es lassen sich keine nennenswerten Störeinflüsse des Hydraulikmotors mehr feststellen (vgl. Abbildung 21).

² Da der IPS im Laufbereich des Reifens nicht schallabsorbierend ausgeführt ist, stellt der Prüfstand grundsätzlich keinen idealen Geräuschmessraum dar. In Bezug auf Reproduzierbarkeit und Realitätstreue hinsichtlich der Reifen-Fahrbahn-Kontaktmechanik bietet der akustisch optimierte Prüfstand aber sehr große Vorteile.

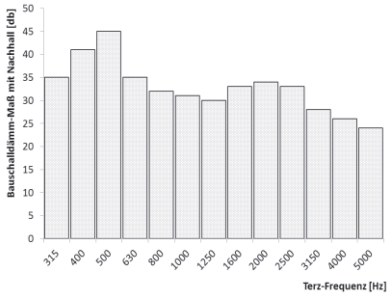


Abbildung 20: Bauschalldämmmaß nach der akustischen Optimierung

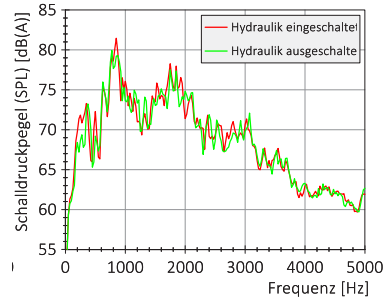


Abbildung 21: Vergleich Reifen-Fahrbahn-Geräusch in der Messkabine mit und ohne Hydraulik, Serienreifen, Safety-Walk, 50 km/h, Einlauf

Mithilfe dieses Umbaus sind somit akustische Untersuchungen unter Antriebsmoment ohne Störschalleinfluss ab 300 Hz möglich [Stal13c].

3.1.2 Messaufbau und Messprozedur

In der vorliegenden Arbeit wird für die Durchführung aller Akustikmessungen am Innentrommelprüfstand der identische Versuchsaufbau gewählt. Über den gekapselten Hydraulikmotor in Abbildung 23 wird das vordefinierte Drehmoment über die Gelenkwelle (vgl. Abbildung 22) auf den Reifen übertragen. Der geräuschoptimierte Radlastantrieb kann reproduzierbare Radlasten einstellen. Die Steuerung der Trommelgeschwindigkeit, der Antriebskraft sowie der Radlast wird von der Prüfstandswarte aus vorgenommen.

Insgesamt werden bei den Akustikmessungen neun Mikrofonsignale zeitsynchron aufgezeichnet. Die Mikrofonpositionen sind an den Positionen aus dem Nahfeldverfahren der [ISO11819-2] angelehnt, können jedoch aufgrund der Trommelkrümmung nicht realisiert werden. Für die Prüfstandsversuche am IPS werden daher verkürzte Abstände zwischen Reifenmitte und Mikrofon genutzt (vgl. Abbildung 24 und Abbildung 25).

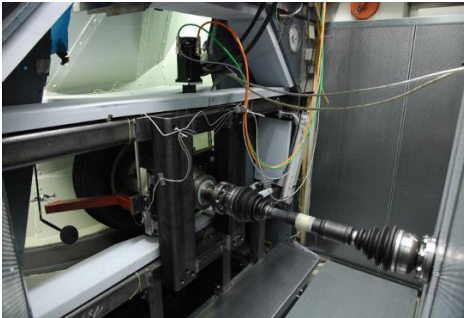


Abbildung 22: Geräuschoptimierte Akustikmesskammer mit Gelenkwelle, Radlastmotor, Reifen und Mikrofon (ohne Reifeneinhausung)



Abbildung 23: Gekapseltes Hydraulikaggregat in Antriebskammer

Die Abtastrate der jeweiligen Mikrofone (Frei- und Diffusfeldmikrofone, 4188-L-001 bzw. 4188-A-021 [Brüe14b], [Brüe14a]) wurde auf 25,6 kHz festgelegt. Die Messhardware (PXIe mit Aufnahmekarte 4472B [Nati14b]) wird mit LabVIEW (National Instruments [Nati14a]) angesteuert und erzeugt „tdms“ Zeitrohdateien, welche mittels der Signalanalysesoftware DIAdem (National Instruments [Nati14c]) ausgewertet werden.

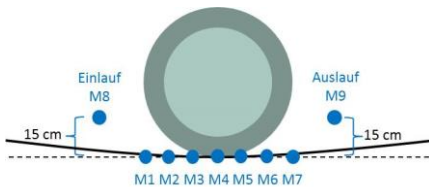


Abbildung 24: Seitenansicht der Mikrofonpositionen am IPS

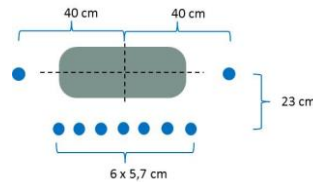


Abbildung 25: Draufsicht der Mikrofonpositionen am IPS

Bevor eine Messung startet, werden zunächst die Trommelgeschwindigkeit, die Radlast und die Umfangskraft eingeregelt. Liegt ein stationärer Zustand vor, kann die eigentliche Messung gestartet werden. Im Rahmen dieser Arbeit werden drei innerstädtische Geschwindigkeiten (30 km/h, 50 km/h und 80 km/h) untersucht. Jeder Reifen wird dabei, sowohl mit Antriebskräf-

ten als auch mit Bremskräften, bis jeweils 3.500 N beaufschlagt. Die Radlast wird bei jeder Geschwindigkeit auf 3.700 N geregelt. Die verwendeten Umfangs- und Radlasten leiten sich aus den Kenndaten des verwendeten Elektrofahrzeuges ab, sodass mit beiden Messeinrichtungen identische Rahmenbedingungen geschaffen werden und eine direkte Vergleichbarkeit der Messwerte gewährleistet wird. Der unter Umfangskraft entstehende Gummiabrieb auf den realen Fahrbahnbelägen wird nach jedem Versuchsblock mittels Sandgemisch entfernt, sodass die Fahrbahn bei allen Messungen gleichermaßen gereinigt und aufbereitet ist.

3.1.3 Überrollsensoren

Zusätzlich zu den Akustikmessungen wurden im Innentrommelprüfstand auch Reifenuntersuchungen zu Haft- und Gleiteffekten mit einem Überrollsensoren durchgeführt (vgl. Abbildung 26). Hierzu wird eine Aluminiumfahrbahn in den Innentrommelprüfstand integriert, aus der an einer Stelle ein triaxialer Messstift (ICP Kraftsensor 260A01 [PCB 14]) mit definierter Höhe von 0,25 mm herausragt. Wird der Stift vom Reifen überfahren, so misst er die entstandenen Kräfte in x-, y- und z-Richtung und überträgt die Spannungssignale mittels mitrotierender Telemetrie zur feststehenden Aufzeichnungseinheit des Innentrommelprüfstandes. Die Signale werden mit Abtastraten von bis zu 25 kHz aufgenommen und gespeichert [Stal15a]. Auch hochdynamische Effekte lassen sich somit aufzeichnen und analysieren.

Im Rahmen dieser Arbeit werden am Überrollsensoren Reifen mit unterschiedlichen Gummimischungen und Profilklotzlängen untersucht. Neben der Geschwindigkeit wird hier ebenfalls das Antriebs- und Bremsmoment variiert. Aufgrund des niedrigeren Haftbeiwertes von Aluminium³ wurden maximale Umfangskräfte bis 1.900 N untersucht. Jeder Reifen wurde an drei unterschiedlichen Stiftpositionen vermessen. In Abbildung 27 ist die

³ Je nach Verschmutzungsgrad der Fahrbahn konnte ein Haftbeiwert zwischen 0,52 und 0,41 erreicht werden. Dies stimmt mit Werten aus der Literatur [Fisc11] überein.

Stiftposition „2“ dargestellt. Aufgrund der Reifensymmetrie wurde auf eine Untersuchung aller sechs Spuren verzichtet, sodass die Untersuchungen nur mit den Spuren 1-3 durchgeführt wurden.

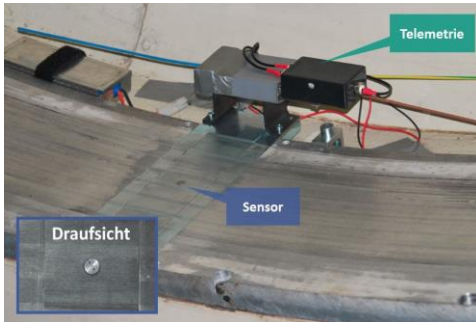


Abbildung 26: Überrollsensoren in der Aluminiumfahrbahn des IPS mit Telemetrieinheit und portabler Spannungsversorgung

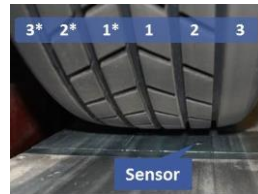


Abbildung 27: Überrollsensoren kurz vor Überrollung, Reifenposition P2

3.2 Unterflurlabor

Um weitere Aussagen zum Gleit- und Haftverhalten zwischen Reifen und Fahrbahn vornehmen zu können, wurde mit dem Unterflurlabor eine weitere Prüfeinrichtung aufgebaut. Die Messeinrichtung erlaubt es, bei dynamischer Überfahrt durch eine Glasplatte hindurch direkt in die Bodenaufstandsfläche des Reifens zu blicken. Hierzu wird die Messeinrichtung bestehend aus einer Glasplatte und darunter fest installierter Kamera in einen genormten Abwässerschacht [Stal14a] eingesetzt (vgl. Abbildung 28 - Abbildung 30). Mit einer Hochgeschwindigkeitskamera (Q-Vit [AOS 14]) werden 1.000 Bilder pro Sekunde aufgezeichnet, sodass auch bei hohen Überfahrtsgeschwindigkeiten Auslenkungen der Profilklotze unterhalb von 0,5 mm detektiert werden können. Ein vor dem Unterflurlabor angebrachter Anfahrteppich (vgl. Abbildung 29) mit einer Länge von 50 m verhindert das Aufsammeln von Staubpartikeln und kleinen Steinen von der Fahrbahn, sodass ein Herabsetzen des Haftbeiwertes durch Staub und das Zerkratzen der Glasoberfläche durch diese Steine im Reifen verhindert werden kann [Stal13a]. Aufgrund der

stabilen Ausführung der Glasplatte können die Überfahrten auch mit hohen Geschwindigkeiten und mit Umfangs- und Seitenkräften durchgeführt werden. Mit Hilfe eines mehrstufigen Beleuchtungskonzepts der Glasplatte können, neben der Profilklotzverschiebung und Unterscheidung in Haft- und Gleitzonen, auch Pressungsverteilungen im Stillstand und bei Überfahrt aufgenommen werden. Hierzu wird die in [Gent83] vorgestellte frustrierte Totalreflexion genutzt, um Helligkeitsunterschiede aufgrund unterschiedlich starker Totalreflexionen in der Glasplatte sichtbar zu machen. Die unterschiedlichen Helligkeitswerte können dann durch ein neu entwickeltes Kalibrierungsverfahren in Druckwerte umgerechnet werden.



Abbildung 28: Unterflurlabor vor dem Einsetzen in einen genormten Abwasserschacht



Abbildung 29: Anfahrt-Teppich mit eingesetztem Unterflurlabor



Abbildung 30: Reifenüberfahrt mit Elektrofahrzeug

Im Rahmen dieser Forschungsarbeit werden während der Prüfstandsversuche des Innentrommelprüfstands und am Unterflurlabor die identischen Reifen analysiert. Bei Geschwindigkeiten bis zu 30 km/h werden sowohl freirollende Fahrten als auch Überfahrten mit Antriebs- und Bremsmomenten durchgeführt. Aufgrund der Möglichkeit, direkt in das Motormanagement des Elektrofahrzeuges einzugreifen und somit die Umfangskraft per Lichtschranke aktivieren zu können (vgl. Kapitel 3.3), werden höchst reproduzierbare Messungen unter Antriebskraft in situ gewährleistet.

3.3 Vorbeifahrten

Zur Validierung der gefundenen Einflüsse auf die Geräuscentwicklung der geräuschoptimierten Reifen und der im Verbundprojekt Leiser Straßenverkehr 3 [Bund14] hergestellten Fahrbahnen wurden kontrollierte Vorbeifahrten auf einem Versuchsgelände durchgeführt. Auf der NATO Airbase Geilenkirchen⁴ wurden hierzu auf einer nicht mehr genutzten Landebahn unterschiedliche prototypische lärmoptimierte Fahrbahnen verbaut. Für die Untersuchungen in dieser Arbeit wurden von diesen Fahrbahnen ein SMA 0/8, ein gummimodifizierter LOA 5D und ein PMA Sübit VR35 für beschleunigte Vorbeifahrten genutzt (Abbildung 31 und Abbildung 32).

Die Vorbeifahrten wurden mit einem am KIT aufgebauten Elektrofahrzeug⁵ durchgeführt, welches einen Eingriff in das Motormanagement erlaubt. Es ist somit möglich, nach Durchfahren einer Lichtschranke (2) (Abbildung 33) einen vordefinierten Drehmomentenverlauf vorzugeben und nachzufahren, sodass auf Höhe der Mikrofone immer eine gleichbleibende Geschwindigkeit vorliegt [Stal13b]. Innerhalb der genormten Messstrecke von 20 m wird die Aufzeichnung automatisch mit zwei Lichtschranken (3 und 4) ausgelöst. Gemäß [DIN362-1] ist die Lage des Mikrofons mit einem Abstand zur Fahrzeugmitte von 7,5 m und einer Höhe von 1,2 m installiert.

Zusätzlich zu dieser Messposition wurde in einem Abstand von 2,5 m und einer Höhe von 1,6 m ein Kunstkopf (5) (HMS III [HEAD11]) aufgestellt. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wurde auf Höhe des Mikrofons mit einer Geschwindigkeitsmesseinrichtung (7) erfasst.

⁴ Haupteinsatzflugplatz des NATO E-3A-Verbandes (Airborne Early Warning and Control System, kurz AWACS) [NATO14]

⁵ Max. Motordrehmoment: 210 Nm, entspricht 3.500 N Umfangskraft je angetriebenem Rad, max. Geschwindigkeit >140 km/h, Fahrzeuggewicht: 1.468 kg [Gieß12a]



Abbildung 31: Versuchsstrecke 1: Referenzbelag SMA 0/8, Länge 60 m, Breite 3,25 m



Abbildung 32: Versuchsstrecke 2 & 3: geräuschoptimierte Fahrbahnen PMA 5 (links) und LOA 5D (rechts), Länge 70 m, Breite je 3 m

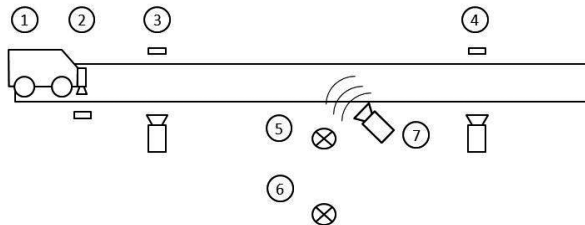


Abbildung 33: Schematischer Aufbau der Vorbeifahrten

Abweichend zur DIN ISO 362:2009 [DIN362-1], bei der an der Lichtschrankeposition (3) eine Geschwindigkeit von 50 km/h vorliegen und mit einer konstanten Beschleunigung von maximal 2 m/s^2 bis zur Lichtschranke (4) gefahren werden soll, wird im Rahmen dieser Arbeit die Geschwindigkeit und Umfangskraft auf Höhe der Mikrofonposition (6) festgelegt. Um vergleichbare Ergebnisse bei unterschiedlichen Umfangskräften zu erhalten wird aus diesem Grund abweichend von der Norm auch an der Mikrofonposition ausgewertet. Die Einfahrtgeschwindigkeit bei (3) ist daher so gewählt, dass das Elektrofahrzeug auf der Messstrecke (3) bis (4) möglichst konstant mit der vorgegebenen Umfangskraft beschleunigt und am Messmikrofon (6) eine festgelegte Geschwindigkeit besitzt. Im Rahmen der Vorbeifahrten wurden insgesamt neun Reifenpaare auf drei Fahrbahnoberflächen bei Geschwindig-

keiten von 30 km/h und 50 km/h mit jeweils 0 N, 1.500 N und 3.500 N Umfangskraft untersucht.

Die zu analysierenden Reifen wurden jeweils an der Vorderachse des front-angetriebenen Elektrofahrzeuges paarweise montiert. An der Hinterachse wurden immer geräuscharme Glattreifen verwendet.

3.4 SPERoN

Mit Hilfe des Simulationstools SPERoN⁶ können, wie bereits in Kapitel 1.2.4 beschrieben, Prognosen der Reifen-Fahrbahn-Geräusche berechnet werden. SPERoN ist ein Rechenmodell, welches den Schalldruckpegel des Vorbeirollgeräusches von unterschiedlichen Pkw-Reifen in Abhängigkeit von Fahrbahnoberflächeneigenschaften ausgibt. Hierzu werden mehrere Texturprofile der Fahrbahn, die akustische und mechanische Impedanz sowie der Strömungswiderstand der zu untersuchenden Fahrbahn messtechnisch erfasst und in einer Datenbank hinterlegt. Neben der Erfassung der Kennwerte in situ können diese auch auf Versuchsbelägen im Labor oder digital per Computer generiert werden. Es können somit akustische Aussagen in Bezug auf die Fahrbahn gemacht werden, noch bevor diese großtechnisch eingebaut wird. Über eine Datenbank mit Serienreifen können unterschiedliche Fahrbahn-Reifen-Kombinationen bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten simuliert werden ([Müll14], [Müll15]). Abbildung 34 zeigt einen berechneten Frequenzverlauf des Vorbeirollpegels eines in dieser Arbeit verwendeten prototypischen Schnitzreifens. Für die Berechnung des Gesamtschalldruckpegels müssen zunächst die Schallanteile der einzelnen Geräuschestehungsmechanismen simuliert werden. Diese setzen sich aus dem aerodynamischem Effekt, der Reifenkavität, dem Airpumping und den durch Reifenschwingungen hervorgerufenen Geräuschen zusammen. Im

⁶ Entwickelt und kommerziell vertrieben durch das SPERoN Konsortium, bestehend aus MÜLLER-BBM (Deutschland), M+P (Niederlande) und CHALMERS University - Applied Acoustics (Schweden) [Müll09]

Rahmen dieser Arbeit wird SPERoN dazu genutzt am Computer designte Reifenprofile zu verarbeiten und mit den Messergebnissen der Vorbeifahrt in Geilenkirchen zu vergleichen.

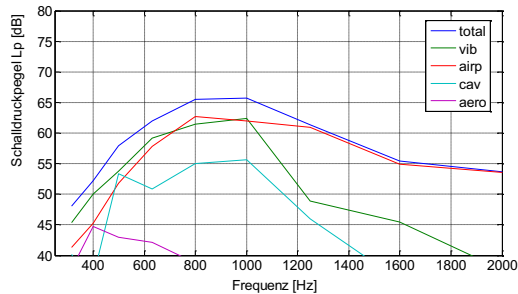


Abbildung 34: Berechneter Schalldruckpegel einer Vorbeifahrt mit SPERoN

3.5 Zusammenfassung

In Kapitel 3 wurden die in dieser Arbeit verwendeten Werkzeuge vorgestellt. Neben dem Innentrommelprüfstand mit den daran durchgeführten akustischen Optimierungen wird der generelle Messaufbau für die Prüfstandsmessungen beschrieben. Durch eine weitere Modifizierung des Innentrommelprüfstandes können Kontaktkräfte mittels Überfahrtsensor gemessen werden. Eine weitere Analysemöglichkeit der Bodenaufstandsfläche bietet das neu entwickelte und in dieser Arbeit vorgestellte Unterflurlabor. Hierbei wird mit dem Reifen über eine von unten beleuchtete Glasplatte gefahren und Haft- sowie Gleiteffekte können mittels Hochgeschwindigkeitsaufnahmen ausgewertet werden. Eine Kurzbeschreibung von Messaufbau und Fahrbahnoberflächen der beschleunigten Vorbeifahrten auf dem Testgelände in Geilenkirchen sowie eine Einführung in die Berechnungsmöglichkeiten des Simulationstools SPERoN schließen dieses Kapitel ab.

4 Untersuchungen zum Einfluss der Umfangskraft auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch

4.1 Ausgangslage

In Kapitel 2.1.4 wurden bereits zahlreiche Autoren genannt, die eine Anhebung des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs unter Antriebskraft in den letzten Jahren beobachtet haben. Da jedes Jahr Weiterentwicklungen aller Reifenhersteller auf den Markt kommen, bedarf es zu Beginn der Untersuchungen zum Einfluss der Umfangskraft auf das abgestrahlte Reifen-Fahrbahn-Geräusch einer Erfassung des aktuellen Ist-Zustandes. In dieser Arbeit beschränkt sich die Reifenauswahl auf Reifen der Continental AG¹ sowie einer einzelnen Reifendimension. Die Festlegung der Reifendimension auf 205/55 R16 ist der Möglichkeit geschuldet zum einen Glattreifen bei der Continental AG anfertigen zu lassen und zum anderen diese auf das KIT Elektrofahrzeug montieren zu können. Zur Bestimmung des Ist-Zustandes werden die Serienreifen ContiSportContact und ContiEcoContact5 auf dem Innentrommelprüfstand untersucht.

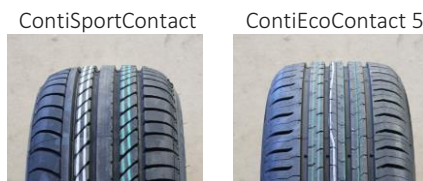


Tabelle 6: untersuchte Serienreifen der Continental AG

¹ Beschränkung auf die Continental AG ist zurückzuführen auf die Kooperation im Verbundprojekt „Leiser Straßenverkehr 3“ unter der Projektleitung der Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) [Bund14]

Abbildung 35 verdeutlicht bei beiden Reifen die Schallpegelzunahme unter Antriebsmoment. Der ContiSportContact (links) weist zwischen dem freirollenden Zustand und der Messung mit 3.500 N Antriebskraft einen Anstieg des Summenpegels von über 3 dB(A) auf, da im Bereich der ersten Blockharmonischen, aber auch im hochfrequenten Bereich ab 1.500 Hz spektrale Pegeldifferenzen von teilweise über 5 dB(A) zu verzeichnen sind. Die Analyse des ContiEcoContacts 5 (rechts) zeigt einen identischen Verlauf. Der Reifen ist unter Antriebsmoment von 3.500 N um 6 dB(A) im Summenpegel erhöht und zeigt im Frequenzverlauf ab 1.500 Hz Unterschiede bis zu 10 dB(A).

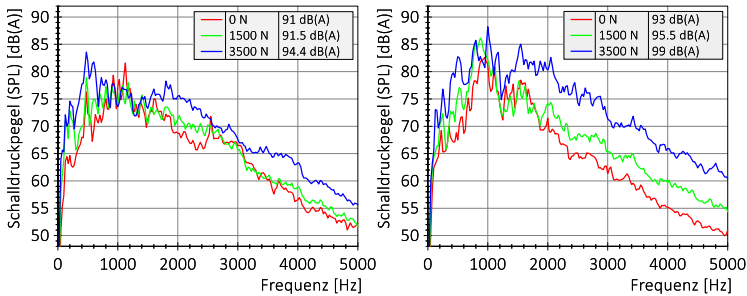


Abbildung 35: Vergleich der Serienreifen ContiSportContact (links) und ContiEcoContact 5 (rechts) bei Variation der Antriebskraft, Safety-Walk, 50 km/h, Einlauf

Bei den zusätzlich gemessenen Geschwindigkeiten von 30 km/h und 80 km/h konnten ebenfalls deutliche Schalldruckpegelzunahmen ermittelt werden (vgl. Tabelle 7).

	30 km/h	50 km/h	80 km/h
ContiSportContact	+ 5,2 dB(A)	+ 3,4 dB(A)	+ 5,6 dB(A)
ContiEcoContact 5	+ 4,8 dB(A)	+ 6,0 dB(A)	+ 7,4 dB(A)

Tabelle 7: Schalldruckpegelzunahmen der Serienreifen zwischen dem freirollenden Zustand (0 N) und einer Antriebskraft von 3.500 N

Eine Abnahme der momentenbedingten Geräuschzunahme bei steigender Geschwindigkeit, wie in [Stev91] und [Wozn02] beschrieben, kann jedoch nicht beobachtet werden. Bei gleichbleibender Umfangskraft nimmt die

Geräuscherhöhung bei zunehmender Geschwindigkeit zu. Dies bestätigt die Annahme von Helfer, der bei höheren Geschwindigkeiten ebenfalls nachweisen kann, dass zur ähnlichen Pegelerhöhung geringere Zugkräfte als bei niedrigen Geschwindigkeiten vonnöten sind [Helf98]. Da in der Literatur somit widersprüchliche Angaben zum Geschwindigkeitseinfluss vorzufinden sind, wird diese Arbeit auch den Einfluss der Geschwindigkeit diskutieren.

Die in der Literatur genannten Geräuschpegelerhöhungen unter Antriebsmoment sind somit auch im Jahre 2015 von Bedeutung. Auf mögliche Ursachen dieser Erhöhung wird im Rahmen der Arbeit erstmals detailliert eingegangen. Ebenso wird eine Empfehlung ausgesprochen, wie Reifen-Fahrbahn-Geräusche unter Antriebs- und Bremsmoment beeinflusst und vermindert werden können.

4.2 Einfluss der Profilklotzneigung

4.2.1 Einleitung und Motivation

Da Elektrofahrzeuge gerade im innerstädtischen Bereich bei niedrigen Geschwindigkeiten nahezu geräuschneutral unterwegs sind und dies zu erhöhtem Gefahrenpotenzial führen kann, beschäftigt sich ein Teil der Arbeit mit der Steuerung des abgestrahlten Reifen-Fahrbahn-Geräusches je nach Fahrmanöver. Eine Möglichkeit, Reifen-Fahrbahn-Geräusche gezielt je nach Lastfall und Drehrichtung zu beeinflussen, ist die Nutzung von gegen den Reifenradius geneigten Querrillen. In zahlreichen Veröffentlichungen sind solche Profile bereits zur Erhöhung der Lebensdauer, Reduktion von Profilklotzspannungen, Verbesserung der Wasserableitung und Optimierung des Steinauswurfes bei LKW-Reifen beschrieben ([Ente95], [Masa00], [Jana03]), eine explizite Erwähnung zur Geräuschgestaltung unter Antriebsmoment findet sich jedoch nicht. In Kapitel 2.1.5 wurde die Idee und der konstruktive Aufbau der geneigten Rillen bereits behandelt, sodass nachfolgend auf die akustischen Eigenschaften folgender Reifenpaarungen eingegangen wird:

- Reifenpaar R3/R4: Vergleich einer einzelnen Profilspur mit geneigter bzw. radialer Flanke
- Reifenpaar R4b/R4c: geneigte Flanken auf zwei identisch bzw. gegenläufig ausgerichteten Profilspuren
- Reifenpaar R10a/R10b: gepfeilte, randomisierte Profilspuren mit geneigter, gegenläufig ausgerichteter Flanke bzw. mit radialer Flanke

4.2.2 Vorversuche und Potenzialanalyse

In Vorversuchen zeigte die Gegenüberstellung der Reifen R3 und R4 in den Akustikmessungen, dass die geneigte Rille, je nach Reifendrehrichtung und Art der Umfangskraft, im Gegensatz zu der radialen Rille, große Unterschiede im abgestrahlten Schallpegel aufweist. Der einzige Unterschied zwischen den beiden Profilklotzgeometrien ist der variierende Flankenwinkel, der radial zur Reifenoberfläche gemessen wird. Bei Reifen R3 beträgt dieser 90 °. Da dieser bei Reifen R4 kleiner 70 ° ist, entsteht eine geneigte Rille (vgl. Abbildung 11).

In der Literatur werden von Sandberg [Sand02] und Wozniak [Wozn02] keine Unterschiede im abgestrahlten Gesamtschalldruckpegel zwischen Antreiben und Bremsen bei Sommerreifen festgestellt. Im Geschwindigkeitsbereich zwischen 30 km/h und 70 km/h kann der Pegelverlauf, aufgetragen von negativen zu positiven Schlupfwerten, somit an der Ordinatenachse gespiegelt werden. Anders verhält es sich bei einem Reifen mit geneigter Rille. Hier zeigen sich deutliche Unterschiede zwischen angetriebenem und gebremstem Reifen sowie eine starke Abhängigkeit von der Drehrichtung.

In Abbildung 36 sind die unterschiedlichen Fahrzustände des Reifens R4 schematisch in Piktogrammen dargestellt. Wird der Reifen beispielsweise in Montagerichtung 1 (MR1) im IPS montiert, dreht sowohl der Reifen als auch die Fahrbahn entgegen des Uhrzeigersinns und die spitze Flanke der Profilklotze schlägt im Reifeneinlauf zuerst auf den Fahrbahnbelag auf. Wird der Reifen angetrieben, dreht er sich schneller als die Fahrbahn und erzeugt

positiven Schlupf (vgl. rotes Piktogramm, links oben). Die Definition der weiteren Fahrzustände kann den Piktogrammen entnommen werden.

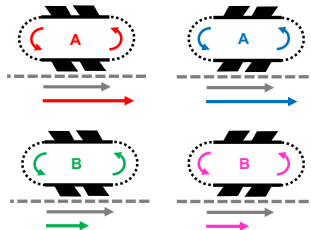


Abbildung 36: Dreh- und Krafrichtung von Reifen R4: Montagerichtung 1 (links) und Montage-richtung 2 (rechts), A = Antreiben, B = Bremsen, die Pfeile verdeutlichen den zurückgelegten Weg von Reifenklotz (bunt) und Fahrbahn (grau)

Die Analyse der beiden Montagerichtungen in Abbildung 37 zeigt deutliche Unterschiede in der Schallabstrahlung beim Antreiben und Bremsen. In MR1 ist das abgestrahlte Reifen-Fahrbahn-Geräusch im angetriebenen Zustand geräuschärmer als im bremsenden. MR2 zeigt hingegen eine Umkehrung dieses Effektes, Antreiben erhöht die Schallabstrahlung in Bezug auf den freirollenden Zustand, Bremsen verringert sie.

Zur Erläuterung der beschriebenen Geräuschzu- bzw. abnahmen muss auf den Flankenwinkel als Kombination von Montage- und Momentenrichtung eingegangen werden.

Antreiben in MR1 sowie Bremsen in MR2 führt zu einem Aufstellen der geneigten Rillen, der Flankenwinkel reduziert sich. Bremsen in MR1 und Antreiben in MR2 führt zum weiteren Neigen der Klötze und erhöht somit deren Flankenwinkel. Die Fahrzustände, die eine Erhöhung der Flankenwinkel hervorrufen, zeigen eine erhöhte Geräuschabstrahlung.

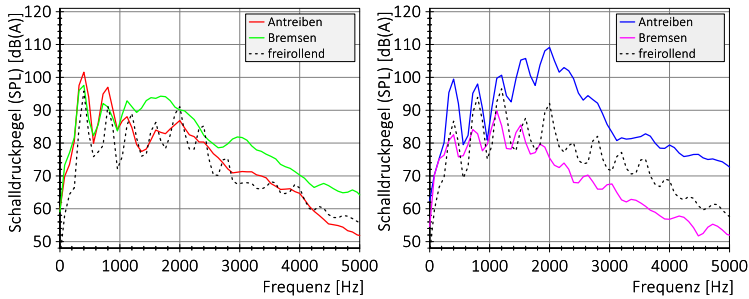


Abbildung 37: Reifen R4 unter Umfangskraft von 3.500 N sowie freirollend, Montagerichtung 1 (links) und Montagerichtung 2 (rechts), Safety-Walk, 30 km/h, Auslauf

Bei der Interpretation der Ergebnisse wird zwischen den Blockharmonischen und den höherfrequenten Schallanteilen ab 1.500 Hz unterschieden und von folgenden Erklärungsansätzen ausgegangen:

Bei den hochfrequenten Geräuschanteilen kommt es bei den Fahrzuständen mit großem Flankenwinkel zu einem Gleiten der Blöcke auf der Fahrbahn. Unter Momenteneinfluss neigen sich die Klötze zusätzlich, der Flankenwinkel wird soweit erhöht, bis sich die Klötze nicht weiter auslenken lassen. Die schlupfbedingte Relativbewegung zwischen Reifengürtel und Fahrbahnoberfläche kann dann nicht weiter über eine Deformation des Klotzes ausgeglichen werden. Der Klotz wird daher über die Fahrbahn gezogen und beginnt zu gleiten. Die Klotzbiegung wird zusätzlich durch die auf den Klotz wirkende Normalkraft durch das Fahrzeuggewicht begünstigt, sodass sowohl die Normalkraft als auch der Momenteneinfluss den Flankenwinkel erhöhen und somit zu einer Geräuscherhöhung führen.

In Bezug auf die erste Blockharmonische kann davon ausgegangen werden, dass die erhöhte Auslenkung der Profilklotze im Reifenlauf nach Austritt aus der Bodenaufstandsfläche zu erhöhten Klotzschwingungen und starken Biegedeformationen des Reifengürtels an der Anbindungsstelle des Klotzes führt [Gaut16].

Bei MR2 Antreiben schnappen die verspannten Klötze aus dem Auslauf nach außen aus. In dieselbe Richtung bewegen sich die Klötze auf einem kleinen Biegeradius nach Verlassen der Bodenaufstandsfläche. Beide Geschwindigkeiten summieren sich beim Latschaustritt und führen zu großen Klotzschwingungen und daraus resultierenden Geräuscherhöhung.

Bei MR1 Bremsen entspannen sich die Klötze bei Austritt aus der Bodenaufstandsfläche mit einer Bewegung in Richtung Latsch und kompensieren somit einen Teil der Klotzbewegung auf dem kleinen Krümmungsradius. Der Pegel der ersten Blockharmonischen ist im Vergleich zu MR2 Antreiben reduziert.

Im Zustand MR2 Bremsen kommt es zu einem Aufstellen der Klötze, der Flankenwinkel reduziert sich im Auslauf und der Profilklotz wird weniger angeregt. Zusätzlich erfolgt das erste Ausschnappen in Richtung Latsch und kompensiert somit das Auslaufen des Klotzes aus der Bodenaufstandsfläche. Diese Kombination aus Montage- und Momentenrichtung hat daher den niedrigsten Pegel in der ersten Blockharmonischen.

Bei Zustand MR1 Antreiben schnappen die Klötze zunächst vom Latsch weg und erhöhen somit die Klotzgeschwindigkeit zusätzlich zur Klotzaustrittsbewegung. Da die Klötze allerdings im Reifenauslauf aufgerichtet sind, ist die Änderung des Flankenwinkels gering und das Ausschnappen der Profilklotze sollte abgeschwächt sein. Die erste Blockharmonische sollte daher einen geringeren Pegel aufweisen als bei MR2 Antreiben. Dies wird jedoch nicht bestätigt, da der Pegel der ersten Blockharmonischen um 2 dB(A) erhöht ist.

Ein weiterer Erklärungsansatz zielt auf den Kraftaufbau im Klotz ab [Gaut16]: Bei Krafteinleitung im Reifeneinlauf über eine spitze Profilklotzkante wird die Kraft langsamer aufgebaut als bei einer stumpfen Profilklotzkante. Die Anregung des Profilklotzes, aber auch des kompletten Reifens, ist daher reduziert. Die Vielfachen der Blockharmonischen sind daher bei MR1 weniger stark ausgeprägt und resultierten in einem geringeren Gesamtschalldruckpegel. Da die Quellstärke des Ausschnappens im Auslauf jedoch deutlich größer ist als

die des Klotzaufschlages im Einlauf, ist dieser Effekt in Abbildung 37 nicht eindeutig zu erkennen.

Mit Hilfe der zuvor beschriebenen Richtungs- und Lastabhängigkeit der geneigten Rillen kann das Reifen-Fahrbahn-Geräusch gezielt beeinflusst werden. Untersuchungen in [Stal96] und [Ludw98] zeigen, dass Antriebsmoment zu einem Mittenabrieb am Reifen führt und daher die Latschmitte eines Reifens mehr beansprucht wird als die äußeren Reifenschultern. Diese Verschleißform wird mit der Reifenquerkrümmung begründet, da aufgrund der so entstehenden Umfangsdifferenz zwischen innerer und äußerer Profils pur reifeninterne Kräfte überlagert werden. In der Reifenmitte wirken diese wie Antriebskräfte, an den äußeren Profils puren wie Bremskräfte. Beim Bremsen kommt es zu einer gegenläufigen Lastverteilung in der Bodenaufstandsfläche und die Reifenschultern werden stärker beansprucht als die Profils puren in der Reifenmitte. Ein Reifen, der unter Moment eine reduzierte Geräuschabstrahlung aufweisen soll, muss aus diesem Grund mit der zuvor gefundenen geräuscharmen Montagerichtung je Belastungsfall ausgestattet werden. Untersuchungen am Überrollsensoren in dieser Arbeit zeigen einen ähnlichen Trend: Die Schubspannungen unter einer Antriebskraft von 1.900 N sind bezogen auf die Reifenschulter in der Reifenmitte um 8 % erhöht. Im bremsenden Zustand wird hingegen die Reifenschulter um 12 % mehr in tangentialer Richtung beansprucht als die Profilklotze in der Reifenmitte.

Für weitere Untersuchungen wird daher ein Reifen hergestellt, der in der Latschmitte Profilklotze mit geneigten Rillen der MR1 und an den Reifenschultern Profilklotze mit geneigten Rillen der MR2 aufweist (Reifen R4c). Die Klotze der Profils puren des Reifens sind somit gegenläufig geneigt. Um das Potenzial solch eines Reifens aufzeigen zu können, wird dieser Reifen mit Reifen R4b verglichen, der bei gleicher Klotzform eine identische Richtungsneigung der Blöcke beider Profils puren aufweist. Beide Reifen R4b und R4c unterscheiden sich von den zuvor untersuchten rein querprofilierten Reifen R3 und R4 (vgl. Tabelle 2, Seite 26) dahingehend, dass fünf Längsspuren ohne

durchgehende Querrillen eingebracht wurden. Auf den Spuren 1 und 3 wurden jeweils Blöcke mit geneigter Flanke geschnitzt (vgl. Abbildung 38). Für den Nachweis der gezielten Beeinflussung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches aufgrund von Momenteneinflüssen sind zwei Profilsuren zunächst ausreichend. Spur 1 stellt hierbei eine schulternahe Profilsur dar und ist bei beiden Reifen in die gleiche Richtung geneigt. Die Neigung der Profilklotze entspricht der Montagerichtung 2, d.h. die stumpfen Kanten der Profilklotze treffen zuerst auf den Fahrbahnbelag auf. Die dritte Profilsur ist symmetrisch zur Reifenmitte eingebracht und ist identisch bzw. gegenläufig geneigt. Die identische Neigung ist in MR2, die gegenläufige in MR1 eingebracht. Eine Erweiterung der Blöcke auf alle Spuren erfolgt im nachfolgenden Optimierungsschritt.



Abbildung 38: Reifen R4b mit identischer Blockneigung (beide Spuren MR2) und Reifen R4c mit gegenläufiger Blockneigung auf Spur 1 (MR2) und Spur 3 (MR1)

In Abbildung 39 ist der Schalldruckpegel der Reifen mit identischem und gegenläufigem Profil unter Umfangskraft von 3.500 N über der Frequenz dargestellt. Die Analyse der Frequenzspektren des Bremsvorganges (Abbildung 39, rechts) zeigt, bis auf Unterschiede in den ersten Blockharmonischen, eine hohe Übereinstimmung auf. Beim Lastfall Bremsen bestätigt sich die Annahme zu Abbildung 37, dass ein Reifen mit Klötzen in MR 2 den niedrigsten Pegel in der ersten Blockharmonischen aufweist. Unter Antreiben soll gemäß Annahme MR 2 die größten und MR 1 geringe Klotzschwingungen hervorrufen. Für die zweite Blockharmonische bei 758 Hz kann dies bestätigt werden, die erste Blockharmonische verhält sich allerdings gegensätzlich.

Ab einer Frequenz von 1.500 Hz unterscheiden sich die Frequenzverläufe der beiden Reifen beim Bremsen unwesentlich, der Gesamtschalldruckpegel liegt

mit einer Differenz von 0,5 dB(A) ebenfalls auf ähnlichem Niveau. Da bei beiden Reifen die unter Bremsmoment stärker belastete äußere Spur in die gleiche Richtung geneigt ist, sind hier auch die Geräuschentwicklungen sehr ähnlich. Es zeigt sich somit, dass die Orientierung der Mittelspur (identische Ausrichtung oder gegenläufig) während des Bremsvorganges nur eine geringe Auswirkung auf die Geräuschentwicklung besitzt.

Die innere Profilspur ist nach Abbildung 39 (links) maßgeblich verantwortlich für die Geräuschentwicklung unter Antriebsmoment. Der angetriebene Fahrzustand bewirkt einen Schallpegelunterschied zwischen den beiden Reifen von 3,5 dB(A). Die Unterschiede zwischen den Frequenzbändern belaufen sich in großen Bereichen auf über 5 dB(A). Da der Aufbau beider Reifen, bis auf die innere Spur, identisch ist, sind die großen akustischen Unterschiede nur durch die unterschiedliche Neigung der Profilklötze an der inneren Spur zu erklären. Das zuvor bei Reifen R4 gefundene Geräuschminderungspotenzial unter Antriebsmoment aufgrund von geneigten Rillen zeigt sich somit auch bei Reifen R4c.

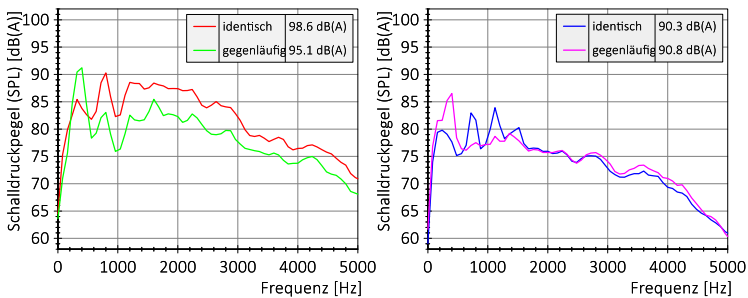


Abbildung 39: Vergleich der Reifen R4b (identisch) und Reifen R4c (gegenläufig) bei Antriebskraft von 3.500 N (links) und Bremskraft von 3.500 N (rechts), Safety-Walk, 30 km/h, Auslauf

Die vorangegangenen Grundsatzuntersuchungen zeigen, dass bereits einzelne Profilsuren mit geneigter Rille ausreichen, um Reifen-Fahrbahn-Geräusche in Abhängigkeit des Lastfalles zu beeinflussen. Der Vergleich von Schalldruckpegeln der Serienreifen mit dem prototypischen Reifen R4c in

Tabelle 8 zeigt, dass der Prototyp unter Antriebskraft zu einer Pegelreduktion von über 3 dB(A) führt, wohingegen die beiden Serienreifen unter Antriebsmoment eine Erhöhung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches um mehrere Dezibel hervorrufen.

Der generell höhere Grundpegel des Reifens R4c ist durch die konstante Profilklotzlänge und die fehlende Randomisierung der Klotzspuren zu erklären. Das aufgezeigte Potenzial der geneigten Rillen wird in einer dritten Reifenprofilvariation sowohl am Prüfstand als auch bei der beschleunigten Vorbeifahrt untersucht und nach seriennahen Kriterien bewertet werden. Diese zusätzlichen Maßnahmen senken auch den Grundgeräuschpegel, sodass die prototypischen Reifen auch mit den Serienreifen verglichen werden können.

	0 N freirollend	3.500 N Antriebskraft	Δ dB(A)
Prototyp R4c gegenläufig	98,9 dB(A)	95,1 dB(A)	- 3,8
ContiSportContact	84,3 dB(A)	88,9 dB(A)	+ 4,6
ContiEcoContact 5	87,7 dB(A)	94,4 dB(A)	+ 6,7

Tabelle 8: Vergleich der Schalldruckpegel zwischen 0 N freirollend und 3.500 N Antriebskraft, Safety-Walk, 30 km/h, Auslauf

4.2.3 Optimierung und Validierung

Ausgehend von den gewonnenen Erfahrungen in den Kapiteln 4.2.1 und 4.2.2 wird in diesem Abschnitt ein seriennaher Profilreifen vorgestellt. Die geeigneten Profilklotze werden auf alle Klotzspuren erweitert und besitzen eine gegenläufige Ausrichtung zwischen den inneren und äußeren Profilsuren. Neben der zusätzlich eingebrachten Pfeilung ist das Reifenprofil randomisiert. Ebenfalls werden die Versuchsreifen nicht mehr auf einem künstlichen Fahrbahnbelag (Safety-Walk) untersucht, sondern auf realen Fahrbahnoberflächen im Prüfstand und auf dem Testgelände.

Um das Potenzial des Reifens R10a mit geneigten Rillen aufzeigen zu können, wird der Versuchsreifen dem Reifen R10b gegenübergestellt, der bei identischer Reifenmischung, Profilgeometrie und Randomisierung radial eingebrachte Blockflanken besitzt. Zunächst soll der freirollende Zustand der beiden Reifen R10a/b untersucht werden. Abbildung 40 zeigt die über drei Einzelversuche gemittelten Frequenzverläufe sowohl im Ein- als auch im Auslauf auf einem Splittmastixasphalt (SMA). Über den gesamten Frequenzverlauf sind zwischen den beiden Reifen keine nennenswerten Unterschiede an beiden Mikrofonpositionen zu verzeichnen. Der Gesamtschalldruckpegel des Reifens mit geneigter Rille ist in der Größenordnung von 0,5 dB(A) in der Geräuschabstrahlung erhöht. Aufgrund der Standardabweichung der gemittelten Spektren von 0,4 dB(A) ist diese geringe Differenz im Rahmen der Messunsicherheiten zu erklären und daher vernachlässigbar. Eine Neigung der Rillen wirkt sich somit im Nahfeld nicht auf die Schallausbreitung bei Konstantfahrten aus. Eine zusätzliche Lärmbelastung der innerstädtischen Anwohner² ist somit im freirollenden Zustand nicht zu erwarten.

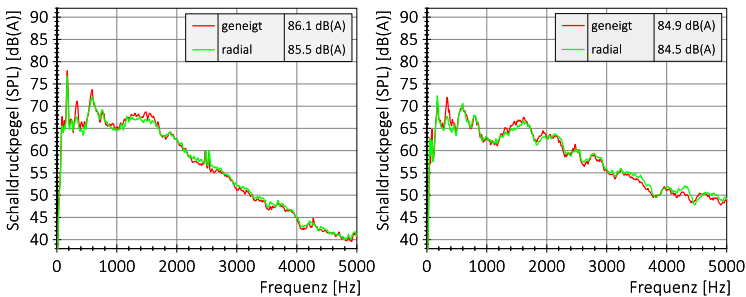


Abbildung 40: Vergleich von Reifen R10a und R10b im Einlauf (links) und Auslauf (rechts), 0N freirollend, SMA, 30 km/h

Welche Eigenschaften besitzt der neu entwickelte Reifen nun unter anliegendem Moment? In Abbildung 41 zeigt sich bei einer Antriebskraft von 3.500 N sowohl im Frequenzspektrum als auch beim Gesamtschalldruckpegel

² Ausgehend von Messungen im Reifen-Nahfeld sowie bei Vorbeifahrten mit Fahrzeugabstand zur Messposition von 7,5 m.

im Ein- und Auslauf, dass der Reifen R10a mit der geneigten Rillenflanke die Geräuschabstrahlung reduziert. Im Vergleich zu den Serienreifen, die einen Pegelanstieg im hochfrequenten Bereich ab 1.500 Hz zu verzeichnen haben, zeigt Reifen R10a einen gegenläufigen Trend und vermindert die Geräuschabstrahlung ab 1.500 Hz. In den Frequenzen ab 4.000 Hz können Unterschiede bis zu 5 dB(A) festgestellt werden. Die Pegelreduktion des Gesamtschalldruckpegels im Auslauf mit 1,1 dB(A) ist größer als mögliche Abweichungen aufgrund des Streumaßes und kann daher als signifikant angesehen werden. Die erste Blockharmonische ist wie bei Reifen R4 erhöht.

Die Neigung der Rillen an Reifen R10a bewirkt unter Antriebsmoment eine Gesamtpegelreduktion. Diese Reduktion kann weiter erhöht werden, falls es gelingt die Blockharmonische, beispielsweise durch Geometrie- und Steifigkeitsänderungen an den Profilklotzen der mittleren Spur, zu reduzieren. Eine Reduktion der antriebsbedingten Reifen-Fahrbahn-Geräusche im urbanen Umfeld ist somit gegeben.

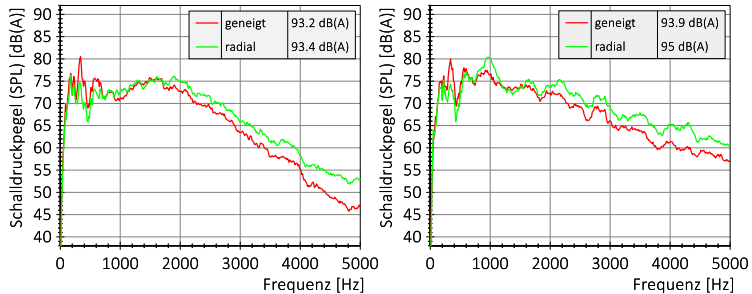


Abbildung 41: Vergleich von Reifen R10a und R10b im Einlauf (links) und Auslauf (rechts), 3.500 N Antreiben, SMA, 30 km/h

In Abbildung 42 wird der Geräuschverlauf unter Bremsmoment dargestellt. Hierbei zeigt der Kurvenverlauf des Reifens R10a eine Erhöhung des Schalldruckpegels über weite Teile des analysierten Frequenzspektrums. Im Reifeneinlauf liegt der Pegelverlauf des Reifens mit der geneigten Rille ab einer Frequenz von 1.400 Hz mindestens 4 dB(A) über dem Pegelverlauf der

radial eingebrachten Rille. Im Reifenauslauf beträgt dieser Unterschied 3 dB(A). Das eingeleitete Bremsmoment von 1.020 Nm (entspricht einer Bremskraft von 3.500 N) führt zu einer Gesamtpegelerhöhung von 3 dB(A). Die Neigung der Rillen bewirkt in diesem Lastfall somit eine Pegelerhöhung.

In einer anschließenden Arbeit, wäre es somit sinnvoll zu untersuchen inwiefern es mit Hilfe dieser Pegelerhöhung möglich ist, Passanten im innerstädtischen Bereich vor herannahenden bremsenden Fahrzeugen zu warnen. Vorteilhaft an der Geräuscherhöhung ist einerseits, dass sie im Reifeneinlauf, also in Fahrtrichtung, verstärkt auftritt und somit Passanten am Fahrbahnrand oder einem Zebrastreifen warnen könnte. Andererseits findet die Pegelerhöhung im Bereich der höheren Frequenzen statt. Da hochfrequente Schallereignisse neben der Absorption und Abschattung an Hindernissen in der Umgebung abgeschwächt und aufgrund der Dissipation der Luft stärker gedämpft werden als niederfrequente, ist davon auszugehen, dass im Bremsfall nur am Straßenrand stehende Passanten aufmerksam gemacht würden, nicht aber in einiger Entfernung lebende Anwohner.

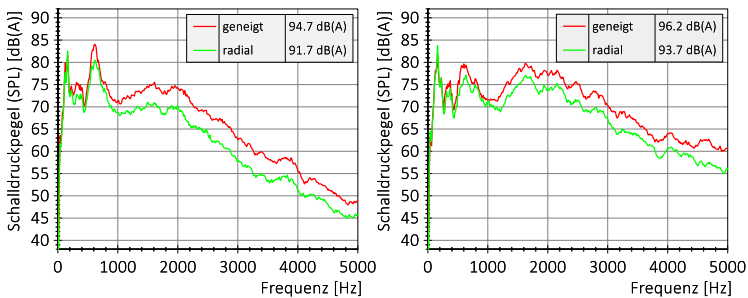


Abbildung 42: Vergleich von Reifen R10a und R10b im Einlauf (links) und Auslauf (rechts), 3.500 N Bremsen, SMA, 30 km/h

Nach [Deut07] herrscht beispielsweise in Karlsruhe eine Durchschnittsjahres-temperatur von 10 °C sowie eine mittlere relative Jahresluftfeuchte von 75 %. Aus Tabelle 9 kann entnommen werden, dass niedrige Frequenzen (500 Hz) je 100 m um lediglich 0,2 dB gedämpft werden, wohingegen bei

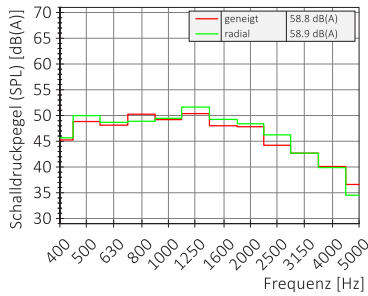
höheren Frequenzen (5.000 Hz) die Dämpfungsrate bis zu 5 dB betragen kann. Von einer zusätzlichen Geräuschbelastung der im Bereich von Verkehrswegen lebenden Bevölkerung ist somit nicht auszugehen.

	500 Hz	1.500 Hz	3.000 Hz	5.000 Hz
Luft-Dämpfung (dB/100m)	0,2	0,6	2,0	5,0

Tabelle 9: Luft-Dämpfung (Dissipation) bei Lufttemperatur von 10 °C und einer relativen Luftfeuchtigkeit von 70 % ([ISO9613-2],[Seng14])

Reifen mit geneigten Blockflanken können somit zur Verkehrssicherheit beitragen. Die Überprüfung der Signalwirkung der Geräuscherhöhung auf Probanden konnte im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht durchgeführt werden und sollte durch Probandenversuche über alle Altersklassen analysiert werden.

Die vorgestellten Ergebnisse der geneigten Rille zeigen am Prüfstand sowohl auf Safety-Walk als auch auf Splittmastixasphalt (SMA) Potenzial zur gezielten Steuerung von Reifen-Fahrbahn-Geräuschen auf. Die gefundenen Abhängigkeiten müssen jedoch in situ unter Freifeldbedingungen validiert werden. Hierzu werden je ein Reifenpaar des Reifens R10a (geneigte Rille) und R10b (radiale Rille) bei beschleunigten Vorbeifahrten auf den bereits vorgestellten Fahrbahnen SMA, LOA und PMA in Geilenkirchen vermessen. In Abbildung 43 sind beide Reifendesigns im freirollenden Zustand auf dem Splittmastixasphalt gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass bei der konstanten Vorbeifahrt bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h kein wesentlicher Unterschied im Pegelverlauf auftritt. Die Differenz des Gesamtschalldruckpegels von 0,1 dB(A) liegt ebenfalls im Bereich der Messungenauigkeiten und kann daher vernachlässigt werden. Der Tabelle 10 ist zu entnehmen, dass die geringen Unterschiede auch für die anderen Fahrbahnbeläge und für die erhöhte Geschwindigkeit von 50 km/h gelten. Wie bereits bei den Prüfstandsversuchen hat die geneigte Rille im freirollenden Zustand keinen wesentlichen Einfluss auf das abgestrahlte Reifen-Fahrbahn-Geräusch.



	30 km/h	50 km/h
SMA	0,1 dB(A)	0,5 dB(A)
PMA	0,6 dB(A)	0,3 dB(A)
LOA	0,1 dB(A)	0,1 dB(A)

Abbildung 43: Vergleich Reifen R10a und R10b bei der Vorbeifahrt, 0 N freierollend, SMA, 30 km/h, 7,5 m, Mittelung 3 Vorbeifahrten

Tabelle 10: Vergleich der Reifen R10a und R10b bei der Vorbeifahrt, 0 N freierollend, alle Beläge bei 30 km/h und 50 km/h, 7,5 m, Mittelung 3 Vorbeifahrten

In den Diagrammen der Abbildung 44 bis Abbildung 46 sind die gemittelten Vorbeifahrtpegel bei einer Antriebskraft von 3.500 N für die Geschwindigkeiten 30 km/h und 50 km/h auf allen drei Fahrbahnen dargestellt. Die Analyse der Pegelverläufe und des Gesamtschalldruckpegels der beschleunigten Vorbeifahrten zeigt, dass der Reifen R10a mit geneigter Rille analog zu den Prüfstandsversuchen eine Geräuschreduzierung unter Antriebsmoment zeigt. Der Gesamtschalldruckpegel von Reifen R10a ist im Vergleich zu R10b bis zu 1,9 dB(A) reduziert. Festzustellen ist, dass das Potenzial der Geräuschreduktion bei den Reifen mit den geneigten Rillen (R10a) bei allen Fahrbahnen bei erhöhter Geschwindigkeit größer ist.

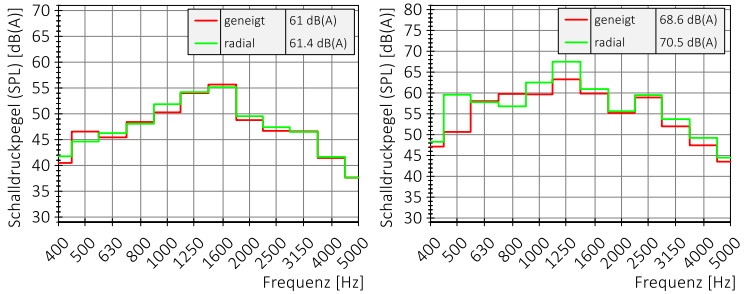


Abbildung 44: Vergleich Reifen R10a und R10b bei der Vorbeifahrt, 3500 N Antreiben, LOA, 30 km/h (links), 50 km/h (rechts), 7,5 m, Mittelung 3 Vorbeifahrten

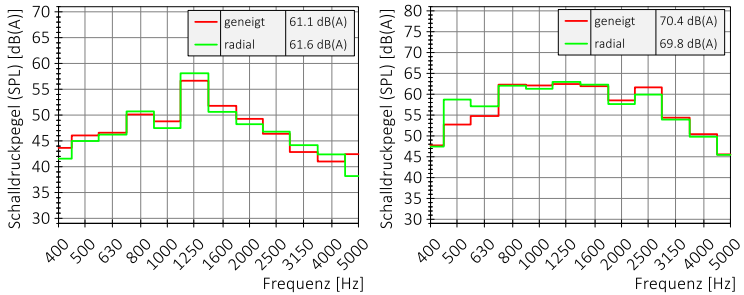


Abbildung 45: Vergleich Reifen R10a und R10b bei der Vorbeifahrt, 3500 N Antreiben, SMA, 30 km/h (links), 50 km/h (rechts), 7,5 m, Mittelung 3 Vorbeifahrten

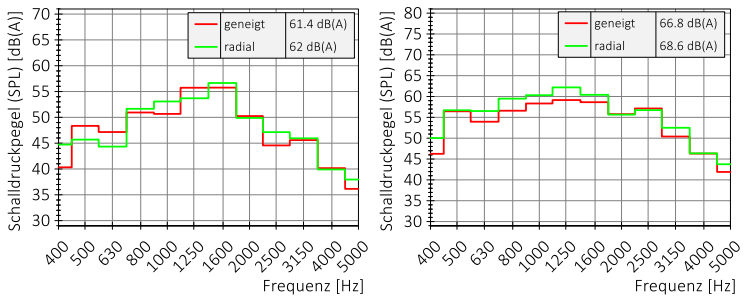


Abbildung 46: Vergleich Reifen R10a und R10b bei der Vorbeifahrt, 3500 N Antreiben, PMA, 30 km/h (links), 50 km/h (rechts), 7,5 m, Mittelung 3 Vorbeifahrten

Der Vergleich der Fahrbahnen zeigt ein sehr ausgeprägtes Minderungspotenzial der geräuschoptimierten Beläge LOA und PMA. Die Standardbauweise SMA kann bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h keine Pegelreduktion aufzeigen. Bei diesem Belag erhöht sich die Schallabstrahlung des Reifens mit geneigter Rille um 0,6 dB(A). Da jedoch im freirollenden Zustand der Reifen R10a (SMA, 50 km/h) bereits eine erhöhte Schallabstrahlung von 0,5 dB(A) aufweist, kann im Vergleich zum freirollenden Zustand keine signifikante Schallpegelerhöhung auf dem SMA bei erhöhter Geschwindigkeit aufgrund von geneigten Reifenrillen nachgewiesen werden.

Der Analyse der Vorbeifahrtmessungen unter Antrieb folgen in situ Messungen unter Bremskraft. Hierbei ist anzumerken, dass die Messungen nicht als Vorbeifahrten im klassischen Sinn anzusehen sind. Nach Passieren der ersten Lichtschranke (vgl. Abbildung 33, (3)) wurde das Bremsmoment bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h eingeleitet. Aufgrund der großen Verzögerung kam es bereits auf Höhe des Mikrofons zum vollständigen Stillstand des Versuchsfahrzeuges. Die gezeigten Messungen stellen das Reifen-Fahrbahn-Geräusch daher nicht auf Höhe des Mikrofones dar (vgl. Kapitel 3.3), sondern bei einer Position 5 m nach der ersten Lichtschranke³.

Abbildung 47 zeigt die Vorbeifahrt unter einer Bremskraft von 3.500 N auf den Belägen PMA und SMA. Der Vergleich des Reifens mit geneigter Rille (R10a) mit dem konventionell eingebrachten Profil (R10b) entspricht erneut den Ergebnissen der Prüfstandsversuche. Die geneigte Rille führt beim PMA zu einer Erhöhung des Gesamtschalldruckpegels um 1,0 dB(A), beim SMA um 0,7 dB(A). Der lärmoptimierte Asphalt (LOA) liegt mit einer Differenz von 0,2 dB(A) noch im Bereich der Messschwankungen. Bei der PMA-Fahrbahn findet die größte Anhebung des Pegels im Bereich der Mittenfrequenzen von 1.250 Hz und 1.600 Hz statt. Da das menschliche Gehör gerade in diesem Bereich eine ausgeprägte Empfindlichkeit besitzt [Fast07], kann diese

³ Da zum Zeitpunkt der Auswertung die Fahrgeschwindigkeit aufgrund der Verzögerung unterhalb von 30 km/h liegt, sind die Pegel der Bremsmessungen im Vergleich zu den freirollenden bzw. antreibenden Messungen reduziert.

schmalbandige Geräuschüberhöhung zur verbesserten Wahrnehmbarkeit von herannahenden, bremsenden (Elektro-) Fahrzeugen genutzt werden.

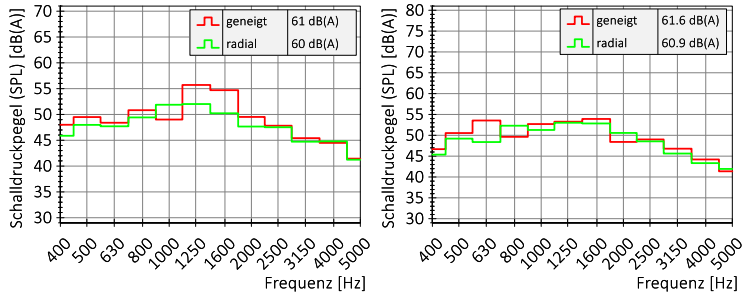


Abbildung 47: Vergleich Reifen R10a und R10b bei der Vorbeifahrt, 3500 N Bremsen, PMA (links), SMA (rechts), 30 km/h, 7,5 m, Mittelung 3 Vorbeifahrten

4.2.4 Zwischenfazit

Das in Kapitel 4.2 vorgestellte Versuchsprofil weist, im Gegensatz zu herkömmlichen Reifenprofilen, Profilklotze mit geneigten Rillenflanken auf. Für eine Potenzialabschätzung wurden zunächst Grundsatzuntersuchungen mit einer einfachen Profilstaltung vorgenommen. Daran anschließend wurde das Reifenprofil in zwei Stufen weiterentwickelt und analysiert. Die Geräuschuntersuchungen wurden sowohl im geräuschoptimierten Innentrommelprüfstand auf Safety-Walk und realen Fahrbahnen wie auch auf einem Versuchsgelände bei Vorbeifahrten durchgeführt. Das Reifenprofil mit der geneigten Rillenflanke zeigte im freirollenden Zustand keine wesentlichen Unterschiede zu einem Reifen mit identischem Profilmuster, aber radial eingebrachten Rillen. Unter Antriebsmoment reduzierte das vorgestellte Versuchsprofil das Reifen-Fahrbahn-Geräusch bei der Vorbeifahrt um bis zu 1,9 dB(A), wohingegen die beiden als Referenz untersuchten Serienreifen (vgl. Tabelle 8) bei 50 km/h und einer Umfangskraft von 3.500 N zu Geräuschpegelerhöhungen von bis zu 6 dB(A) führen. Bei Einleitung eines Bremsmomentes trat ein gegenläufiger Effekt auf und das Reifenprofil zeigte Geräuscherhöhungen von bis zu 1,0 dB(A).

Das neue Versuchsprofil reduziert die Geräuscentwicklung unter Antriebsmoment und trägt somit zu einer Verringerung der Schallemissionen in innerstädtischen Ballungsräumen bei⁴. Die Erhöhung der Geräuschabstrahlung während des Bremsvorganges findet hauptsächlich im höherfrequenten Bereich statt. Diese Schallemission wird neben der Absorption und Abschattung an Hindernissen in der Umgebung stark von der Luft gedämpft, sodass nur Personen in Fahrbahnnähe diese Zusatzgeräusche wahrnehmen. Ob diese Geräusche als Warnung vor einer Fahrzeugannäherung genutzt werden können, müssen weitere Untersuchungen in Probandenversuchen zeigen. Bei positivem Befund kann das vorgestellte Reifenprofil folglich als möglicher Ersatz von Soundgeneratoren zur Erhöhung der Fußgängersicherheit in Ballungszentren in Betracht gezogen werden.

4.3 Einfluss der Umfangsteifigkeit

4.3.1 Einleitung und Motivation

Bereits in Kapitel 2.1.4 wurde in zahlreichen Quellen belegt, dass ein Einwirken des Antriebsmoments am Reifen zu großen Erhöhungen des Reifen-Fahrbahn-Geräusches führen kann. In Kombination mit Elektrofahrzeugen, die gerade während des Beschleunigungsvorganges kaum Motorgeräusche aussenden und somit das Reifen-Fahrbahn-Geräusch nicht verdecken, werden die Reifengeräusche in den Fokus der Fahrzeuginsassen und Passanten rücken. Die erhöhten Reifen-Fahrbahn-Geräusche werden als dominante neue Störquelle wahrgenommen werden.

⁴ Eine Häufigkeitsverteilung typischer Antriebs- und Bremsmomenten im urbanen Raum liegt nicht vor. Aktuelle Fahrzeuge (vgl. Tabelle 1) verfügen jedoch über Antriebskräfte bis zu 10 kN pro Rad, sodass Werte um 3.500 N durchaus häufig abgerufen werden können.

Im Folgenden wird, neben Reifen mit geneigten Rillen, der Einfluss des Antriebs- und Bremsmoments auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch bei Reifen mit unterschiedlichen Umfangssteifigkeiten aufgezeigt. Anschließend werden Ursachen diskutiert, die zur Reduktion der antriebsbedingten Reifen-Fahrbahn-Geräusche führen. Hierzu werden neben zahlreichen Reifenprototypen auch unterschiedliche Fahrbahnoberflächen gegenübergestellt und miteinander verglichen. Mit einer Validierung der gefundenen Ergebnisse durch beschleunigte Vorbeifahrtmessungen auf einem Versuchsgelände wird dieses Kapitel abgeschlossen.

4.3.2 Thesen und Voruntersuchungen

Im Jahr 2008 wurden am FAST erste Untersuchungen zu Reifen-Fahrbahn-Geräuschen unter Antriebskraft durchgeführt und Zunahmen hochfrequenter Geräuschanteile⁵ festgestellt [Grol12]. Die Zunahmen wurden auf einen Anstieg des Gleitschlupfteils zurückgeführt.

Zunächst sollen die Mechanismen im Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn erläutert werden. Im Anschluss daran werden Thesen in Bezug auf Schlupf und Antriebsmoment aufgestellt und die in dieser Arbeit zu überprüfenden Zusammenhänge abgeleitet.

Beim Kraftübertragungspotential zwischen Reifen und Fahrbahn unter Antriebsmoment spielen der Haftbeiwert und die Schubspannungsverteilung eine große Rolle. Die Variation der Umfangssteifigkeit erfolgt in dieser Arbeit sowohl durch Variation der Blockgröße bei identischer Gummimischung als auch durch Variation der Laufstreifenmischung bezüglich der Shore-Härte bei identischer Klotzgeometrie. Bei einem Laufstreifen mit kleinen scherweichen Profilklotzen wird sich unter Umfangskraft im Vergleich zu großen, schersteifen Klotzen ein größerer Deformationsschlupf einstellen, da die scherweichen Klotze eine größere Auslenkung unter identischer Umfangskraft erfahren.

⁵ Aufgrund von Störschall wurden nur die Frequenzbereiche von 1.250 – 1.550 Hz und 2.500 – 3.400 Hz ausgewertet [Grol12]

Bei einem Reifen mit vielen kleinen Profilklotzen gibt es je Klotzspur deutlich mehr Querrillen als bei einem Reifen mit wenigen großen Profilklotzen⁶. Die Radlast wird somit durch eine geringere Gummifläche auf der Fahrbahn abgestützt. Die Flächenpressung am Klotz steigt. Bei identischem Haftbeiwert kann somit bis zum Gleitbeginn mehr Umfangskraft übertragen werden.

Beim Durchlaufen der Profilklotze durch die Bodenaufstandsfläche wird der Reifengürtel auf eine parallel zu Fahrbahn verlaufende Bahn gezwungen. Durch diese Geometrieänderung beim Abplatten des Reifens entstehen Schubspannungen im Latsch. Bei einem schersteifen Laufstreifen entstehen größere Schubspannungen als bei einem scherweichen Reifen. Bei identischer Flächenpressung und überlagerter Umfangskraft kann somit ein schester Reifen zu einem früheren Zeitpunkt die Haftgrenze überschreiten und zu Gleiten beginnen.

Eine grundlegend zu überprüfende These in dieser Arbeit ist, ob scherweiche Profilklotze geräuschärmer sind als schersteife. Ein Klotz gilt als scherweich, wenn er die Relativbewegung zwischen Reifenkarkasse und Fahrbahnoberfläche, hervorgerufen durch Abplattung in der Bodenaufstandsfläche und überlagerter extern eingeleiteter Antriebskraft und somit resultierendem Schlupf in der Bodenaufstandsfläche durch Biegung der Einzelklotze ausgleichen kann. Aufgrund der Möglichkeit einen Teil der Wegdifferenz im Block selbst zu kompensieren, haftet ein scherweicher Klotz länger an der Fahrbahnoberfläche. Wird eine kritische Kraft und dementsprechend eine maximale Auslenkung des Klotzes überschritten, so beginnt der scherweiche Klotz ebenfalls zu gleiten. Eine Gegenüberstellung mit Akustikuntersuchungen soll zeigen, ob anhand dieser These abgeleitet werden kann, ob scherhärtere Profilklotze unter Antriebsmoment eine erhöhte hochfrequente Schallabstrahlung aufweisen.

⁶ Bei den in dieser Arbeit vorgestellten Versuchsreifen ist die Rillenbreite bei Reifen mit kleinen bzw. mit großen Rillen identisch. Bei Serienreifen sind die Rillen bei kleinen Klotzen in der Regel schmaler, so dass der Positiv-Negativ-Anteil in Bezug auf große Klotze gleich bleibt.

In dieser Arbeit sollen die Zusammenhänge zwischen Gleitschlupf und Erhöhung hochfrequenter Geräuschanteile untersucht und beschrieben werden. Deshalb gilt es zu analysieren, welche Kombination von Umfangskraft, Reifen und Fahrbahn den möglichen Gleitschlupf begünstigt und zu einer Erhöhung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches beiträgt.

In der Literatur wird u.a. in [Fach99] und [Olms00] beschrieben, dass unter Drehmoment der Pegelanstieg in Bezug auf den freirollenden Zustand im Reifenauslauf größer ist. Die Überlagerung der Grundschubspannungen in der Bodenaufstandsfläche mit den durch eine große Umfangskraft eingeleiteten Schubspannungen führt zu einem stetigen Spannungsaufbau von Einlauf in Richtung Auslauf. Im Reifenauslauf werden diese Spannungen mit einem höheren Gradienten abgebaut und führen zu erhöhter Schallabstrahlung im Reifenauslauf. Vorversuche am KIT haben gezeigt, dass neben den Auschnappeffekten auch Gleiteffekte eine wichtige Rolle bei der Schallaussendung unter Antriebsmoment darstellen. Im Rahmen dieser Arbeit wird nun überprüft und erläutert, welcher der beiden Effekte maßgeblich zur Anhebung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches unter Antriebskraft beiträgt.

In der vorliegenden Arbeit werden die vorgestellten Thesen durch Variation der Umfangssteifigkeiten überprüft und erläutert. Die Umfangssteifigkeit wird hierbei auf unterschiedliche Arten verändert. Neben dem Einbringen verschiedener Längsrillen werden Reifenprofile mit unterschiedlichen Profilklotzlängen betrachtet. Nach Durchführung einer Potenzialabschätzung werden Reifen hergestellt und analysiert, die bei identischem Profildesign eine Variation der Gummimischung aufweisen (vgl. Tabelle 3).

In einem ersten Versuchsprogramm werden drei Reifen gegenübergestellt, welche sich durch Anzahl und Breite der Längsrillen unterscheiden. Reifen R5a besitzt neben den umlaufenden Schultern nur einen einzelnen Block über den Reifenquerschnitt. Drei zusätzlich eingebrachte Längsrillen unterteilen diesen Block in Reifen R5c in insgesamt vier Blöcke. Bei Reifen R5d ist die mittlere Rille zusätzlich verbreitert. Alle drei Reifen weisen ein gepfeiltes

Reifenprofil auf. Messungen der statischen Reifenumfangssteifigkeit an einer Spezialmesseinrichtung am Innentrommelprüfstand des FAST zeigen sinkende Umfangssteifigkeiten in der Reihenfolge R5a – R5c – R5d. Da bei den Messungen die Steifigkeit des gesamten Latsches ermittelt wird und sowohl die beidseitig umlaufenden Schultern als auch die Gummimischungen der drei vorgestellten Reifen nicht verändert wurden, ist die effektive Steifigkeitsreduktion im Bereich der Profilklotze wesentlich höher.

Die Voruntersuchungen werden auf Safety-Walk am Innentrommelprüfstand des FAST durchgeführt. Auf eine Analyse der Geräuschentwicklung auf realen Fahrbahnbelägen wird zunächst verzichtet, da der Einfluss des Reifens auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch isoliert betrachtet werden soll. Eine stochastische Anregung durch die Fahrbahn ist daher im Rahmen der Voruntersuchungen nicht erwünscht. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden die gewonnenen Erkenntnisse der Safety-Walk-Messungen bei Prüfstandsversuchen auf realen Fahrbahnbelägen sowie bei beschleunigten Vorbeifahrtmessungen in situ jedoch ausführlich überprüft.

In Abbildung 48 ist eine Gegenüberstellung der Reifen R5a, R5c und R5d im freirollenden sowie angetriebenen Zustand im Reifenlauf dargestellt. Die Analyse der ersten Blockharmonischen unter Freilauf-Bedingungen (links) zeigt eine Zunahme des Schalldruckpegels mit Zunahme der Profilklotzanzahl und Abnahme der Profilklotzgröße. Durch die Reduktion der Profilsteifigkeit mittels Einbringen von Längsrillen und Reduktion des Blockanteils des Reifens wird die Flächenpressung in der Bodenaufstandsfläche erhöht. Abbildung 49 zeigt hierzu einen Vergleich der Pressungsverteilung der Reifen R5c und R5e⁷, die sich im Block-zu-Rillen-Verhältnis um 10 % unterscheiden. Die Verringerung der Klotzlängen und das Erhöhen der Querrillenanzahl bei Reifen R5c führen zu einer Erhöhung der Bodenpressung um drei Skalenschritte. Die Profilklotze von Reifen R5d sind, aufgrund der Verringerung des Block-zu-Rillen-Verhältnisses, um über 15 %, im Vergleich zu Reifen R5a, einer erhöhten Pressungsverteilung ausgesetzt. Die Profilklotze sind aus diesem Grund

⁷ Pressungsverteilungen der Reifen R5a und R5d liegen nicht vor.

stärker radial belastet und schnappen beim Verlassen der Bodenaufstandsfläche verstärkt aus. Die zusätzlichen Ausschnappeffekte führen zu einer Pegelerhöhung der ersten Blockharmonischen im Reifenauslauf. Zusätzlich besitzen die in Querrichtung kurzen Profilklotze der Reifen R5c und R5d mehr Bewegungsfreiheit im Reifenauslauf und können am Ende des Latsches einzeln ausschnappen. Die große Querausdehnung des Profilklotzes bei Reifen R5a jedoch verhindert ein gleichzeitiges Ausschnappen des ganzen Klotzes. Im Auslauf besteht am Profilklotz in der Reifenmitte noch Haftung zur Fahrbahn, wohingegen der Klotz an den Reifenschultern abgehoben ist und frei schwingen kann. Der Pegel der ersten Blockharmonischen ist daher reduziert.

Die Analyse des weiteren Frequenzbereiches zeigt ab einer Frequenz von 1.500 Hz eine Geräuscherhöhung des schersteiferen Reifens R5a. Als Ursache für diese Erhöhung werden abplattungsbedingte Verspannungen beim Durchlaufen der großen Profilklotze durch die Bodenaufstandsfläche verantwortlich gemacht. Der schersteife Reifen R5a kann diese bereits im freirollenden Zustand schlechter ausgleichen als die scherweichen Reifen, er gleitet lokal stärker und sendet daher höherfrequente Geräusche aus.

Wird bei den Versuchsreifen eine Umfangskraft von 3.500 N aufgebracht (vgl. Abbildung 48, rechts), zeigt sich im Vergleich zu Reifen R5a sowohl im Frequenzverlauf ab 1.500 Hz als auch im Gesamtpegel eine geringere Schallabstrahlung der scherweichen Reifen R5c und R5d. Bereits bei diesen Voruntersuchungen wurde vermutet, dass diese Reifen leichter Scherverformungen im Profilklotz zulassen.

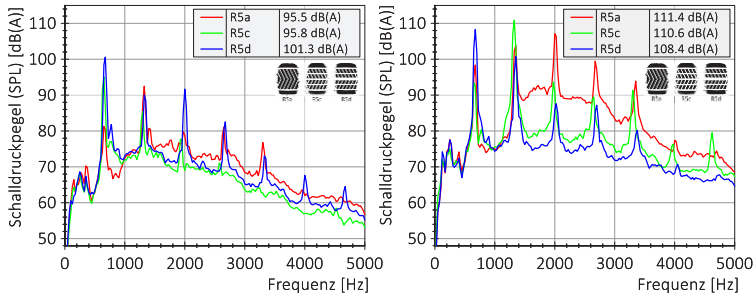


Abbildung 48: Vergleich Reifen R5a, R5c und R5d freierollend (links) und unter 3.500 N Antriebskraft (rechts), Safety-Walk, 50 km/h, Auslauf

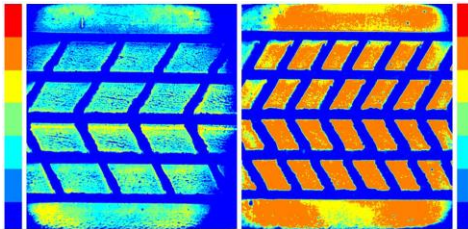


Abbildung 49: Vergleich der Pressungsverteilung der stehenden Reifen R5e (links) und R5c (rechts) mit unterschiedlicher Blockanzahl und Block-zu-Rillenverhältnis bei identischer Radlast, gemessen am FAST Unterflurlabor

Ab einer Frequenz von 1.500 Hz spiegelt sich dies bei beiden umfangssteifigkeitsreduzierten Reifen in einer Geräuschreduktion von teilweise über 10 dB(A) wider. Die Reduktion der Profilklotzsteifigkeit hat eine weitere Auslenkung der Profilklotze zur Folge und führt zu einem zeitlichen und örtlich längerem Haften an der Fahrbahn im Vergleich zu Reifen R5a. Gleitfekte und die daraus resultierende hochfrequente Schallabstrahlung setzen entsprechend später ein. Unter Antriebsmoment trägt das Ausschlagen der Profilklotze am Reifenauslauf ebenfalls zum Reifen-Fahrbahn-Geräusch bei. Wie bereits in freierollenden Zustand diskutiert, zeigt auch unter Antriebskraft die erste Blockharmonische des scherweichen Profils von Reifen R5d den größten Schalldruckpegel. Da die scherweichen Profilklotze beim Durchlaufen durch die Bodenaufstandsfläche bei gleichem Antriebsmoment länger an der

Fahrbahn haften, werden diese Profilklotze im Latsch stärker verformt als Profilklotze beim scherharten Reifen R5a. Die erhöhte Deformation der Profilklotze wird beim Loslösen von der Fahrbahn im Reifenauslauf schlagartig in Form von Klotzschwingungen abgebaut und führt zur Entspannung der Klotze. Aufgrund der erhöhten Klotzschwingungen ist die erste Blockharmonische bei dem scherweichen Reifen erhöht, was zu einer Anhebung des Gesamtpegels des Reifens R5d führt. Die schmalbandige Erhöhung des Schalldruckpegels durch die Ausschnappeffekte im Bereich der ersten Blockharmonischen besitzt jedoch, im Vergleich zur breitbandigen Erhöhung des Schalldruckpegels, durch Gleit- und Stick-Slip-Effekte, ab einer Frequenz von 1.500 Hz, nur eine geringe Auswirkung auf den Gesamtschalldruckpegel. Reifen R5d ist mit 108,4 dB(A) um 3 dB(A) in der Schallausstrahlung im Reifenauslauf gegenüber Reifen R5a reduziert.

Zu den Ergebnissen der Vorversuche ist abschließend zu sagen, dass unter Antriebsmoment bereits in diesem Teilabschnitt eine Pegelreduzierung von mehreren Dezibel, aufgrund einer Reduzierung der Umfangssteifigkeit durch Verkleinerung der Klotzlänge, nachgewiesen werden konnte. Durch die ungleiche Geometrie und die dadurch bedingten differierenden Aufschlageffekte, Pressungsverteilungen und Ausschnappeffekte ist ein direkter quantitativer Vergleich der Reifen jedoch schwierig. Im Nachfolgenden werden daher Reifenprototypen untersucht, die solch eine Vergleichbarkeit ermöglichen.

Die formulierte These, dass scherweiche Profilklotze sich positiv auf die Geräuschentwicklung unter Antriebsmoment auswirken, konnte in Bezug auf die Klotzgeometrie bereits bestärkt werden. Untersuchungen zu scherweichen Profilklotzen aufgrund von weichen Laufstreifenmaterialien folgen im nachfolgenden Kapitel.

4.3.3 Validierung

Die Hauptaufgabe in diesem Kapitel wird sein, anhand der bereits gefundenen Ergebnisse, neue prototypische Reifen herzustellen und diese zu analysieren. Die aufgestellten Thesen werden, neben Akustikversuchen im Innentrommelprüfstand und Analysen der Klotzverschiebung in der Bodenaufstandsfläche mit Hilfe des Unterflurlabors, auch bei der beschleunigten Vorbeifahrt auf dem Versuchsgelände in Geilenkirchen validiert.

Zunächst sollen die Effekte in der Bodenaufstandsfläche mit Hilfe des Unterflurlabors (vgl. Kapitel 3.2) untersucht werden. Hierzu fährt das Versuchsfahrzeug mit einer definierten Geschwindigkeit auf einem ausgelegten Anfahrteppich in Richtung Unterflurlabor und wird nach Durchfahren des Lichtschrankensignals mit einem voreingestellten Drehmoment beschleunigt. Um die Reproduzierbarkeit der Versuche zu gewährleisten, werden alle Reifen vor Einsatz am Unterflurlabor auf einem Testgelände warmgefahren und anschließend mechanisch von Steinen und Staubpartikeln befreit. Die Glasplatte des Unterflurlabors wird ebenfalls nach jeder Überfahrt neu konditioniert. Die nachfolgenden Analysen in Abbildung 51 bis Abbildung 58 zeigen jeweils drei Momentaufnahmen der Bodenaufstandsfläche im Abstand von 6 ms. Die Momentaufnahme des Profils ist hierbei als Flächenprofil dargestellt. Um eventuelle Profilklotzverschiebung statisch sichtbar machen zu können, werden in jedem Flächenprofil zwei Aufnahmen im Abstand von 6 ms als Linienprofil hinzugezeichnet. Der Reifeneinlauf befindet sich hierbei auf der rechten Seite des Bildes, d.h. die untere linke Kante des Profilklotzes hat den Erstkontakt mit der Fahrbahn. In Abbildung 50 ist exemplarisch eine Profilklotzverschiebung dargestellt. Die mittlere Momentaufnahme wird als grünes Flächenprofil dargestellt, wohingegen das rote Linienprofil die Aufnahme 6 ms zuvor und das blaue Linienprofil die Aufnahme 6 ms danach beschreibt. Ein direkter Vergleich der Profilklotzlagen über eine definierte Zeit ist somit möglich.

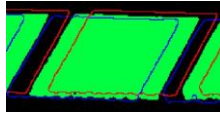


Abbildung 50: Vergrößerte Darstellung der Profilklotzverschiebung der mittleren Momentaufnahme (grünes Flächenprofil),

Die Analyse der möglichen Profilklotzverschiebungen aufgrund von Profilklotzsteifigkeitsunterschieden erfolgt anschließend immer paarweise. Abbildung 51 und Abbildung 52 zeigen die Profilklotzverschiebungen der Reifen mit großen Profilklotzen bei einer Antriebskraft von 2.500 N^8 und einer Überfahrgeschwindigkeit von 25 km/h . Die Analyse der scherharten Profilklotze der Reifenmischung C in Abbildung 51 zeigt eine Längsbewegung der Klötze von einigen Millimetern aufgrund von Gleitvorgängen in der Kontaktzone. Im Vergleich hierzu sind in Abbildung 52 die Momentaufnahmen des identischen Reifenprofildesigns R12 mit einer weichen Laufstreifenmischung (R12a) gegenübergestellt. Bei identischen Bedingungen zeigen sich bei Mischung A nur sehr geringe Klotzbewegungen. Die weiche Mischung A hat auf der Glasoberfläche vermutlich eine größere Berührfläche und damit einen höheren Haftbeiwert. Die harte Reifenmischung C hingegen kann aufgrund der höheren Dämpfung und fehlender Makrotextur der Glasplatte nicht zu einer Erhöhung des Reibbeiwertes beitragen.

⁸ Die Versuche auf dem Unterflurlabor wurden mit Umfangskräften von 0 N , 1.500 N , 2.500 N und 3.500 N durchgeführt. Da die Umfangskraft von 3.500 N jedoch bei allen Reifen aufgrund des verringerten Haftbeiwertes der Glasplatte gegenüber der Fahrbahn zu hohen Schlupfwerten und somit zu großen Relativgeschwindigkeiten zwischen Reifen und Fahrbahn führte, werden in dieser Arbeit am Unterflurlabor nur Umfangskräfte von 1.500 N und 2.500 N betrachtet und analysiert.

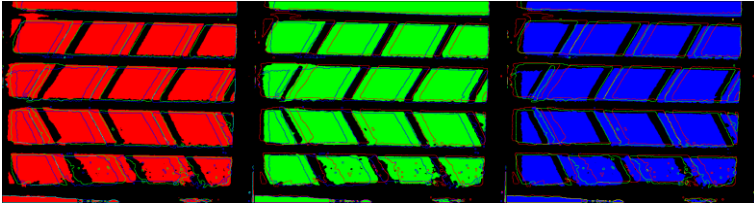


Abbildung 51: Profilklotzverschiebung von Reifen R12c, Glasoberfläche, 2.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung C

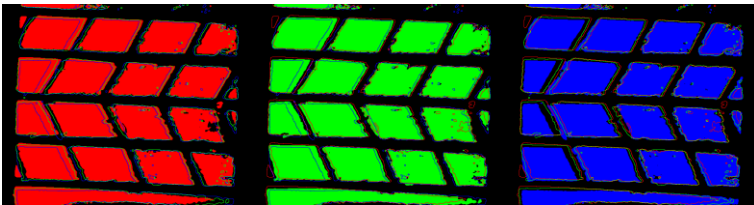


Abbildung 52: Profilklotzverschiebung von Reifen R12a, Glasoberfläche, 2.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung A

Ein Herabsetzen der Umfangskraft auf 1.500 N (siehe Abbildung 53 und Abbildung 54) hat zur Folge, dass auch das scherharte Reifenprofil mit der Gummimischung C zu großen Teilen auf der Glasplatte haftet und dass sich bei beiden Versuchsreifen keine Gleitvorgänge einstellen. Folgerichtig können beide Reifenprofile Schlupfkräfte zwischen Reifen und Fahrbahn klotzintern ausgleichen. Wird hingegen die Umfangskraft wie zuvor beschrieben auf 2.500 N erhöht, ist der Reifen mit der harten Gummimischung C nicht mehr in der Lage die Differenzgeschwindigkeiten durch eine Biegung der Klötze zu kompensieren und neigt daher zum Gleiten. Den Klötzen des scherweichen Reifenprofils ist der Ausgleich mittels Klotzbiegung noch immer möglich.

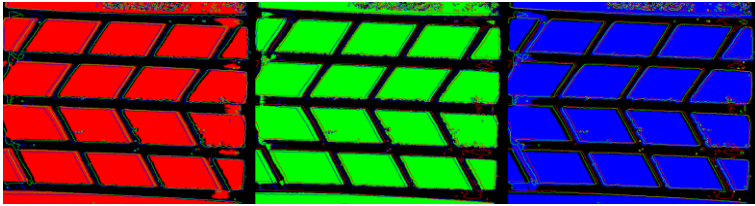


Abbildung 53: Profilklotzverschiebung von Reifen R12c, Glasoberfläche, 1.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung C

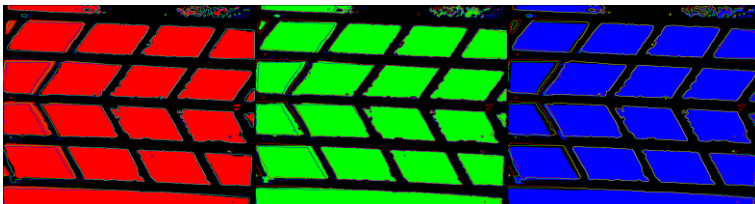


Abbildung 54: Profilklotzverschiebung von Reifen R12a, Glasoberfläche, 1.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung A

Daraus stellt sich die Frage, ob die gefundenen Zusammenhänge zwischen Umfangssteifigkeit und Haftvermögen auch für andere Profilgeometrien gelten?

In Abbildung 55 und Abbildung 56 sind Momentaufnahmen von Reifen mit kleinen Profilklotzgeometrien dargestellt. Die Versuchsparameter werden mit einer Antriebskraft von 2.500 N und einer Überfahrgeschwindigkeit von 25 km/h, wie zuvor, konstant gehalten, während der Unterschied zwischen den beiden Reifen die Laufflächenmischung ist. Die harte Reifenmischung C hat erneut eine größere Profilklotzverschiebung als bei den Profilklötzen der weichen Reifenmischung A zur Folge, da die Überlagerung von Antriebskraft und den abplattungsbedingten Schubspannungen am schersteifen Laufstreifen zu höheren Spannungen im Latsch führt. Gleitvorgänge werden dadurch begünstigt.

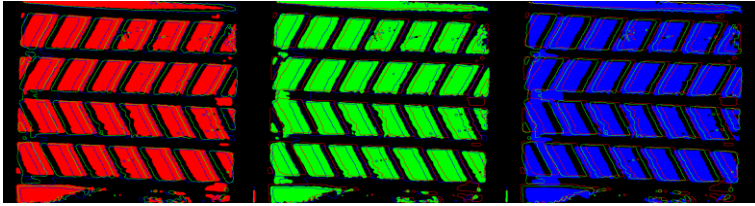


Abbildung 55: Profilklotzverschiebung von Reifen R11c, Glasoberfläche, 2.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung C

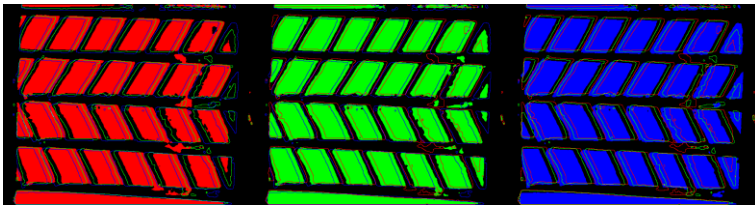


Abbildung 56: Profilklotzverschiebung von Reifen R11a, Glasoberfläche, 2.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung A

Abschließend sollen zusätzlich zu den bereits analysierten Gegenüberstellungen zwei Reifen miteinander verglichen werden, die in der Umfangssteifigkeit variieren, jedoch das gleiche Laufstreifenmaterial aufweisen. Die Reifen in Abbildung 57 und Abbildung 58 sind aus einer harten Gummimischung hergestellt und neigen daher beide zu Gleitbewegungen auf der Glasplatte. Aufgrund der unterschiedlichen Klotzlängen der beiden Reifenprofile unterscheiden sich die Reifen in ihrer Umfangssteifigkeit. Die Analyse der Profilklotzgleitwege bei einer Umfangskraft von 2.500 N zeigt, dass die langen und zugleich scherharten Profilklotze einen größeren Gleitweg zurücklegen als die kurzen scherweichen Profilklotze.

Die Schubspannungen der größeren und somit scherharten Profilklotze sind aufgrund der gestiegenen Abplattungsspannungen erhöht. Zusätzlich ist der Reibbeiwert kleiner. Der Reifen mit den scherharten Reifenprofilklotzen neigt daher unter Umfangskraft schneller zum Gleiten als die scherweichen Profilklotze der Mischung C.

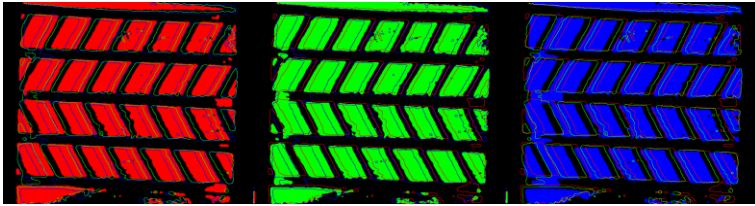


Abbildung 57: Profilklotzverschiebung von Reifen R11c, Glasoberfläche, 2.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung C

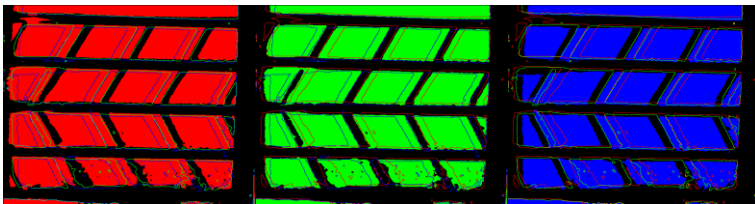


Abbildung 58: Profilklotzverschiebung von Reifen R12c, Glasoberfläche, 2.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung C

Zwischenfazit

Mit den vorangegangenen Versuchen war es mit Hilfe des Unterflurlabors möglich, die Gleit- und Hafteffekte in der Bodenaufstandsfläche des Reifens unter Antriebskräften sichtbar zu machen. Der Einfluss der Biege- und Schersteifigkeit auf das Haftvermögen konnte nachgewiesen werden. Ein scherweiches Reifenprofil besitzt neben der inneren Klotzverformung ein höheres Haftpotenzial und gleitet daher unter Umfangskrafteinfluss weniger auf der Fahrbahnoberfläche. Aufgrund erhöhter Schubspannungen bei schersteifen Laufstreifen kann eine Überlagerung mit Umfangskräften zu Gleitvorgängen führen. Die Variation der Schersteifigkeit wurde sowohl durch Unterschiede in der Shorehärte der Gummimischung als auch in der Klotzlänge des Reifenprofils untersucht. Beide Versuchsvariationen bestätigten die aufgestellte These, dass scherharte Profilklotzeigenschaften zu erhöhten Gleiteffekten führen können. Ergebnisse aus der Simulation (vgl. Kapitel 4.5.4 und 4.5.6) stimmen qualitativ ebenfalls mit diesem Resultat überein. Die

Verknüpfung zwischen Gleiteffekt und Reifen-Fahrbahn-Geräusch wird im nachfolgenden Abschnitt hergestellt und diskutiert.

Nach Analyse der Gleit- und Haftbedingungen in der Bodenaufstandsfläche werden im folgenden Abschnitt Reifen-Fahrbahn-Geräusch-Messungen am Innentrommelprüfstand durchgeführt. Zunächst wird nochmal auf die generelle Problematik des Reifen-Fahrbahn-Geräusches unter Antriebsmoment eingegangen. In Abbildung 59 zeigen beide Reifenmischungen deutliche Schalldruckpegelerhöhungen in Abhängigkeit der Umfangskraft. Die Pegeldifferenz im Reifenauslauf beträgt hierbei zwischen dem freierollenden Zustand und einer Antriebskraft von 3.500 N bis zu 4,9 dB(A).

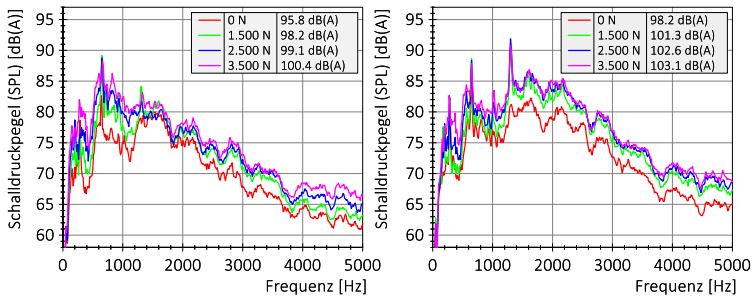


Abbildung 59: Vergleich von Reifen mit weicher Mischung A (links) und harten Mischung C (rechts) unter verschiedenen Antriebskräften, SMA, 50 km/h, Auslauf

In Tabelle 11 ist der Anstieg der Gesamtschalldruckpegel, differenziert nach Reifenmischungen *weich* und *hart*, dargestellt. Bei allen untersuchten Umfangskräften weisen die Reifen der weichen Laufstreifenmischung, im Vergleich zum freierollenden Zustand, geringere Schalldruckpegelerhöhungen auf als bei der harten Laufstreifenmischung. Bei einer Umfangskraft von beispielsweise 2.500 N nimmt der Gesamtschalldruckpegel der harten Reifenmischung, im Vergleich zur weichen Mischung, um 1,1 dB(A) mehr zu. Die größere Pegelerhöhung der härteren Mischung kann auf die erhöhten Gleitbewegungen im Reifenlatsch zurückgeführt werden. Die Gegenüberstellung von Änderung der Umfangskraft in Bezug zur Geräuschänderung zeigt, dass

mit Zunahme der aufgebrachten Umfangskraft bei beiden Mischungen auch das abgestrahlte Reifen-Fahrbahn-Geräuschs ansteigt. Ein linearer Zusammenhang kann jedoch nicht abgeleitet werden.

	weiche Mischung	harte Mischung
0 N – 1500 N	+ 2,4 dB(A)	+ 3,1 dB(A)
0 N – 2500 N	+ 3,3 dB(A)	+ 4,4 dB(A)
0 N – 3500 N	+ 4,6 dB(A)	+ 4,9 dB(A)

Tabelle 11: Vergleich der Schalldruckpegelzunahme bei unterschiedlichen Antriebskräften und Laufstreifenmischungen, vgl. Abbildung 59

Wie unterscheiden sich nun die einzelnen Gummimischungen in Bezug auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch unter Antriebsmoment?

In Abbildung 60 und Abbildung 61 sind für die Fahrbahnoberflächen SMA 8 und DSH 5 die Frequenzspektren der drei Reifen (R11a – c) mit unterschiedlicher Laufstreifenmischung bei identischem Profildesign dargestellt. Sowohl bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h als auch bei 50 km/h zeigt sich bei den Reifen mit der harten Laufstreifenmischung ein erhöhter Schalldruckpegel im Frequenzverlauf ab 1.500 Hz von bis zu 7 dB(A). Dadurch ergibt sich auch ein Anstieg des Gesamtschalldruckpegels von circa 3 dB(A) gegenüber den Reifen mit der scherweicheren Gummimischung. Im Bereich der Blockharmonischen zeigt das scherweiche Reifenprofil bei der höheren Geschwindigkeit von 50 km/h Überhöhungen im Reifenauslauf. Da die weichen Klötze beim Verlassen der Bodenaufstandsfläche unter Antriebsmoment weiter ausgelenkt werden, als die harten Profilklotze, schnappen diese im Reifenauslauf dementsprechend heftiger aus und erzeugen zusätzliche Schallanteile. Im höherfrequenten Bereich ab einer Frequenz von 1.500 Hz sind keine Geräuschüberhöhungen des scherweichen Reifens detektierbar. Da die Profilklotze gemäß Untersuchungen am Unterflurlabor länger an der Fahrbahn haften, neigen sie weniger zum Gleiten und senden weniger hochfrequente Schallanteile aus. Der scherharte Reifen hingegen gleitet in großen Teilen der Bodenaufstandsfläche und erzeugt hochfrequente Reifen-Fahrbahn-Geräusche. Obwohl die Ausschnappeffekte des weichen

Profils zu einer Anhebung des Gesamtschalldruckpegels der weichen Reifen führen, ist dieser im Vergleich zu den härteren Mischungen weiterhin niedriger. Das Gleiten in der Kontaktfläche hat somit einen großen Anteil am Reifen-Fahrbahn-Geräusch unter Antriebsmoment und ist gegenüber den Ausschnappeffekten dominant. Neben den hier vorgestellten hohen Umfangskräften von 3.500 N zeigt sich dies auch bei Umfangskräften von 1.500 N und 2.500 N.

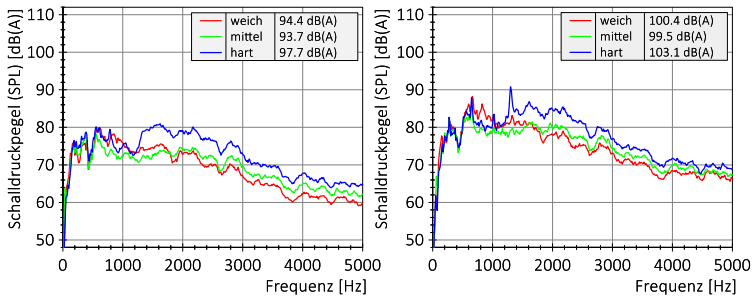


Abbildung 60: R11, SMA 30 km/h (links) und 50 km/h (rechts), 3.500 N Antriebskraft, Auslauf

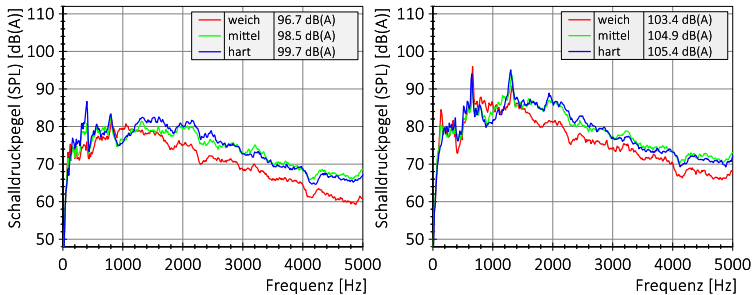


Abbildung 61: R11, DSH 30km/h (links) und 50 km/h (rechts), 3.500 N Antriebskraft, Auslauf

Neben den hier vorgestellten Fahrbahnbelägen SMA und DSH zeigt der lärmoptimierte Belag SMA LA die gleichen Abhängigkeiten. Die Pegelunterschiede unter Antriebsmoment betragen zwischen der weichen und harten Reifenmischung bei allen drei Fahrbahnen circa 3 dB(A). Bei den ebenfalls

untersuchten Fahrbahnbelägen LOA und PMA fallen diese mit 0,5 dB(A) deutlich geringer aus. Die harten Laufstreifemischungen sind im Reifen-Fahrbahn-Geräusch zwar erhöht, jedoch nicht so ausgeprägt, wie bei den in dieser Arbeit detailliert vorgestellten Belägen.

Zwischenfazit

Im Rahmen der Akustikuntersuchungen am Innentrommelprüfstand konnte für verschiedene Reifen und Fahrbahnbeläge nachgewiesen werden, dass im höherfrequenten Bereich ab einer Frequenz von 1.500 Hz ein Reifen mit scherweichem Laufstreifen geräuschärmer ist, als ein Reifen mit scherhartem Profil. Hauptursache der Geräuschüberhöhung im hochfrequenten Bereich der scherharten Reifen ist das vermehrte Gleiten unter Umfangskrafteinfluss. Die härteren Profilklotze beginnen aufgrund erhöhter Grundschiebspannungen früher zu Gleiten und erhöhen somit das Reifen-Fahrbahn-Geräusch.

Damit in Bezug auf das einsetzende Gleiten eine detaillierte Aussage getroffen werden kann, folgen nun Untersuchungen zur Kraftübertragung in der Bodenaufstandsfläche. Hierzu wird der Innentrommelprüfstand gemäß Kapitel 3.1.3 mit einem triaxialen Messstift ausgestattet. Überrollt ein Versuchsreifen den Sensor mit konstantem Antriebsmoment werden u.a. die resultierenden Umfangskräfte auf der Profilklotzspur aufgezeichnet. Anhand des Kurvenverlaufes der Kraftkurve kann auf die Haft- und Gleitbereiche in der Bodenaufstandsfläche geschlossen werden. Aufgrund einer Umfangskraft steigt die zu übertragene Kraft der einzelnen Profilklotze gemäß Abbildung 5⁹ zwischen Einlauf und Auslauf kontinuierlich. Wird bei einem Klotz, wegen steigender Umfangskräfte, die Haftgrenze erreicht, fällt das Kraftübertragungspotenzial ab und der Klotz rutscht mit einer konstanten Gleitkraft durch die Bodenaufstandsfläche. Im aufgezeichneten Kraftverlauf des Messstifts zeigt sich dies als waagrechter Kurvenabschnitt. Kann das Kraftübertragungspotenzial durch langes Haften bis zum Latschende ausgeschöpft werden, so steigt die Umfangskraft am Messstift bis kurz vor dem Reifenauslauf fortwäh-

⁹ Unterschiedliches Vorzeichen zu Abbildung 5, da beim Überrollsensor die Kräfte in der Fahrbahn und nicht im Reifen gemessen werden.

rend an. Am Ende der Bodenaufstandsfläche entspannen sich die Profilklotze und die übertragbare Umfangskraft geht in Folge der einsetzenden Reifenkrümmung und somit abnehmender Radialkräfte in Richtung Null. Abbildung 62 zeigt eine Gegenüberstellung der Umfangskräfte eines weichen und harten Reifens sowohl freirollend¹⁰ als auch bei Antriebskräften.

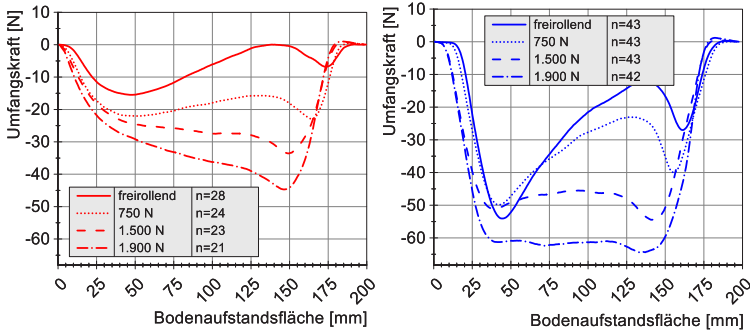


Abbildung 62: Vergleich der Umfangskräfte bei Reifen mit weicher Mischung A (links) und harter Mischung C (rechts), P1, 30 km/h, Alufahrbahn, Mittelung von n Überrollvorgängen, 0 mm entspricht dem Einlauf, Antreiben

Der Kraftverlauf des Versuchsreifens mit der harten Gummimischung zeigt bereits bei einer Antriebskraft von 1.500 N in großen Teilen der Bodenaufstandsfläche eine konstant gleichbleibende Resultierende am Messstift an. Wird die Umfangskraft erhöht, vergrößert sich der horizontale Bereich der Messkurve deutlich. In diesem Bereich erfolgt kein weiterer Kraftaufbau und der Profilklotz gleitet mit einer konstanten Kraft durch die Bodenaufstandsfläche. Im Vergleich dazu zeigen die Kraftverläufe des Reifens mit dem scherweichen Laufstreifenprofil keine ausgeprägten Gleitzonen. Auch bei einer Umfangskraft von 1.900 N ist keine konstant bleibende Resultierende zu detektieren. Da die übertragene Kraft bis zum Reifenauslauf ansteigen

¹⁰ Die Kurvenverläufe im freirollenden Zustand zeigen bereits Verschiebungen in Richtung Antreiben. Dies ist auf einen nicht 100 % orthogonalen Einbau des triaxialen Sensorstiftes in der Messvorrichtung zurückzuführen.

kann, ist es dem Reifen möglich, sein volles Kraftpotenzial auf die Straße zu übertragen.

Die Wegdifferenz zwischen Karkasse und der Fahrbahn, die aufgrund des anliegenden Drehmomentes entsteht, kann einerseits durch die Auslenkung der weicheren Profilklotze kompensiert werden und verhindert ein Durchrutschen der Profilklotze [Stal14b]. Andererseits zeigt sich auch hier der Einfluss der unterschiedlichen Schubspannungen im Laufstreifen deutlich. Der scherweiche Reifen erfährt, aufgrund der Reifenabplattung, nur geringe innere tangentielle Spannungen. Das weichere Gummimaterial kann ferner ein höheres Haftpotential aufbauen und haftet dadurch länger an der Fahrbahn. Auch unter Umfangskraft finden keine Gleitvorgänge statt. Der Reifen mit dem schersteifen Laufstreifen weist bereits im freirollenden Zustand durch die Abplattungsvorgänge hohe Schubspannungen in der Bodenaufstandsfläche auf. Werden diese mit Umfangskräften überlagert, sind bereits geringe Kräfte ausreichend um den Profilklotz zum Gleiten zu überführen.

Zwischenfazit

Neben den Messungen am Unterflurlabor konnte bei Sensorüberfahrten am Innentrommelprüfstand nachgewiesen werden, dass scherharte Laufstreifenmischungen unter Antriebsmoment zu größeren Gleitzonen in der Bodenaufstandsfläche neigen und somit Relativbewegungen zwischen Klotz und Fahrbahnoberfläche zulassen. Eine Verknüpfung dieser Erkenntnisse mit den Ergebnissen der Akustikmessungen am IPS zeigt, dass diese Gleitbewegungen zu Geräuschüberhöhungen im höherfrequenten Frequenzbereich führen können.

Die Reifen-Fahrbahn-Geräuschüberhöhungen, aufgrund von Antriebsmomenten, wurden bisher lediglich im Reifennahfeld analysiert. Es stellt sich also zwingend die Frage, wie sich die Umfangsteifigkeitsvariationen auf die Schallabstrahlung im Fernfeld bei der beschleunigten Vorbeifahrt verhalten. Um diesem Ansatz nachzugehen, wurden in Geilenkirchen kontrollierte

Vorbeifahrten auf den Belägen LOA, PMA und SMA¹¹ durchgeführt. Der Auswertzeitpunkt der Vorbeifahrten wird dabei nicht gemäß [DIN362-1] am maximalen zeitbewerteten Schallpegel gewählt, sondern liegt bei allen Vorbeifahrten auf Höhe des Messmikrofons nach einer Fahrstrecke von 10 m. Zu diesem Zeitpunkt wird ebenfalls die *fast(A)* bewertete Auswertung durchgeführt. Ziel der abweichenden Analyse ist die bessere Vergleichbarkeit während des Beschleunigungsvorgangs. Die Versuchsrandbedingungen, bestehend u.a. aus der Anfahrgeschwindigkeit und dem Drehmomentenverlauf des Versuchsfahrzeuges, wurden so festgelegt, dass auf Höhe des Messmikrofons die gewünschte Geschwindigkeit mit der gewünschten Umfangskraft anliegt. Diese Maßnahme gewährleistet einen Vergleich mit den Prüfstandsversuchen sowie eine sehr gute Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Lastzustände untereinander.

In Tabelle 12 sind die Gesamtschalldruckpegel der Reifen mit weicher und harter Laufstreifenmischung im freirollenden Zustand sowie einer geringen Umfangskraft gegenübergestellt. In situ zeigt sich, dass die in den Prüfstandsversuchen festgestellten Schallpegeldifferenzen zwischen den Reifenmischungen im freirollenden Zustand auf dem Testgelände bei Differenzen kleiner als 0,1 dB(A) liegen und damit nicht nachweisbar sind. Bei einer Umfangskraft von 1.500 N zeigen sich Unterschiede im abgestrahlten Reifen-Fahrbahn-Geräusch von maximal 0,4 dB(A). Auch dieser Wert ist im Rahmen der Messunsicherheiten für Vorbeifahrten zu vernachlässigen. Einen Einfluss der Schersteifigkeit auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch im freirollenden Zustand und unter geringen Umfangskräften kleiner als 1.500 N kann somit nicht festgestellt werden.

¹¹ Die Messungen zum Fahrbahnbelag SMA können nicht ausgewertet werden, da die zulässigen Windgeschwindigkeiten von 5 m/s zu dieser Zeit überschritten wurden. Eine Wiederholung der Messungen konnte nicht durchgeführt werden.

Fahrbahnbelag	Umfangskraft	weicher Reifen	harter Reifen
LOA	0 N	57,0 dB(A)	57,0 dB(A)
	1.500 N	57,0 dB(A)	57,4 dB(A)
PMA	0 N	57,4 dB(A)	57,3 dB(A)
	1.500 N	57,9 dB(A)	57,8 dB(A)

Tabelle 12: Vergleich der Vorbeifahrten zweier Reifen mit unterschiedlicher Laufstreifenmischung, freierollend und unter 1.500 N Antriebskraft, 30 km/h, 7,5 m, Mittelung 3 Vorbeifahrten

Eine Erhöhung der Umfangskraft zeigt jedoch deutliche Unterschiede in den Frequenzspektren und dem Gesamtschalldruckpegel. Sowohl beim lärmoptimierten Asphalt (LOA) als auch beim porösen Mastix-Asphalt (PMA) zeigt der Reifen mit der scherweicheren Mischung bei allen Versuchen deutliche Pegelreduzierungen gegenüber dem Reifen mit der scherharten Laufstreifenmischung (vgl. Abbildung 63 und Abbildung 64). Bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h führt die weiche Laufstreifenmischung bei beiden Fahrbahnbelägen zu verminderten Gesamtschalldruckpegeln von 0,9 dB(A) bzw. 1,0 dB(A). Auch die Frequenzanalyse zeigt in den Terzen zwischen 1.250 Hz bis 2.500 Hz eine spektrale Minderung von bis zu 2 dB(A).

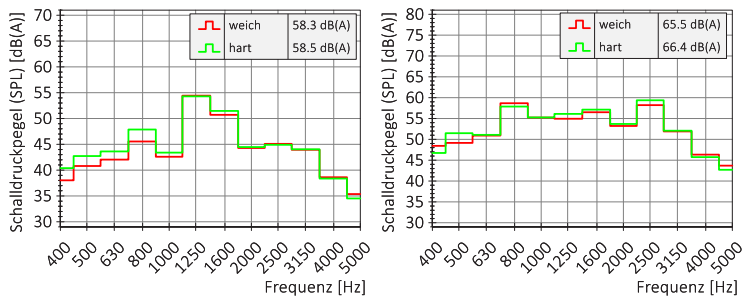


Abbildung 63: Vergleich der Laufstreifenmischungen bei der Vorbeifahrt, 3.500 N Antriebskraft, LOA, 30 km/h (li), 50 km/h (re), 7,5 m, Mittelung von 3 Vorbeifahrten

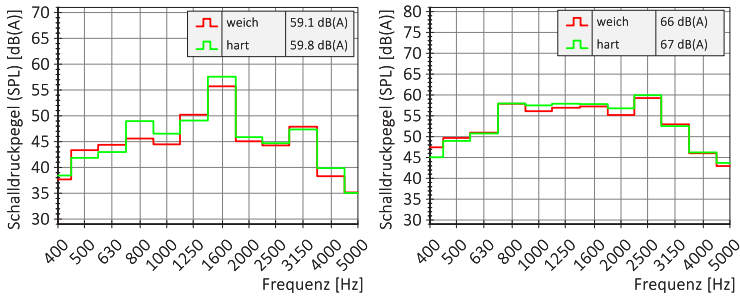


Abbildung 64: Vergleich der Laufstreifenmischungen bei der Vorbeifahrt, 3.500 N Antriebskraft, PMA, 30 km/h (li), 50 km/h (re), 7.5 m, Mittelung von 3 Vorbeifahrten

Die an den Prüfständen nachgewiesenen Gleiteffekte der harten Reifenmischung ab einer bestimmten Umfangskraft erhöhen folglich auch bei beschleunigten Vorbeifahrten in situ das Reifen-Fahrbahn-Geräusch im höherfrequenten Bereich. Eine weiche Reifenmischung wirkt diesem entgegen und führt unter Antriebsmoment zu deutlich geringeren Schalldruckpegeln als bei Reifen mit scherhartem Laufstreifen.

4.3.4 Identifikation der reinen Geräuschkomponente aufgrund von Antriebsmoment

Um ein besseres Verständnis für die schlupfbedingten Geräuschüberhöhungen zu erhalten, soll im Folgenden das gemessene Reifen-Fahrbahn-Geräusch auf die reine, durch Antriebsmoment verursachte Geräuschkomponente reduziert werden. Hierzu ist es notwendig, dass sowohl die Störgeräusche des Fahrzeuges bei der beschleunigten Vorbeifahrt als auch die Grundgeräusche des Fahrzeugreifens bei Konstantfahrt identifizierbar sind.

Um dieser Idee nachzugehen, muss zunächst das reine Fahrzeuggeräusch während des Antreibens extrahiert werden. Dies kann einerseits auf einem Fahrzeugprüfstand, wie dem Vehicle Efficiency Laboratory des FAST, durchgeführt werden [FAST14], indem die Fahrzyklen auf dem Prüfstand nachgefahren werden und das abgestrahlte Fahrzeuggeräusch ohne Einfluss

der Reifen messbar macht. Andererseits kann das Fahrzeuggeräusch auch auf dem Versuchsgelände erfasst werden, indem Vergleichsmessungen mit geräuscharmen Glattreifen ohne Profilklotze durchgeführt werden. Hierzu werden Vorbeifahrten unter Antriebskraft und bei konstanter Geschwindigkeit auf allen Versuchsfahrbahnen mit Glattreifen durchgeführt und verrechnet. Messungen am IPS (vgl. Tabelle 13) haben gezeigt, dass der verwendete Glattreifen im freirollenden Zustand leiser ist als die profilierten Reifen und dass die Zunahme der Geräuschentwicklung unter Antriebsmoment beim unprofilierten Glattreifen deutlich geringer ist als bei den untersuchten Versuchsreifen.

dB(A)	0 N	3.500 N	Δ dB(A)
R1 (Glattreifen)	95,9	97,6	1,7
R5c (gepeiltes Profil)	98,8	109,7	10,9

Tabelle 13: Vergleich der Geräuschzunahme unter Antriebsmoment, Safety-Walk, 50 km/h, Einlauf

Es ist somit möglich die unter Antriebsmoment entstehenden Störgeräusche des Fahrzeuges zu erfassen:

$$SPL_{Fzg} = SPL_{Glattreifen_3500N} - SPL_{Glattreifen_0000N} \quad (1)$$

Das Reifen-Fahrbahn-Geräusch setzt sich im Allgemeinen durch Anteile beim freien Rollen sowie aus Anteilen unter Antriebsmoment zusammen. Die Geräuschkomponente der profilierten Versuchsreifen kann bei Vorbeifahrtmessungen mit konstanter Geschwindigkeit erfasst werden:

$$SPL_{Reifen} = SPL_{Versuchsreifen_0000N} \quad (2)$$

Ein Verrechnen der somit erhaltenen Fahrzeug- und Reifenkomponenten erlaubt es schließlich, die reine Antriebskomponente des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs während einer beschleunigten Vorbeifahrt zu isolieren. Die Berechnung erfolgt dabei für jede Terz innerhalb des Frequenzspektrums separat:

$$SPL_{Antrieb} = SPL_{Versuchsreifen_3500N} - SPL_{Fzg} - SPL_{Reifen} \quad (3)$$

Der Schalldruck wurde während der Vorbeifahrten immer an derselben Position des Fahrzeuges auf der Strecke erfasst (vgl. Kapitel 3.3). Bei allen Messungen ist somit auch der Abstand von der Schallquelle zum Mikrofon identisch. Unter der Annahme einer ausreichend großen Entfernung, kann am Ort des Mikrofons von ebenen Wellen ausgegangen werden.

Die Schallintensität kann mit

$$I_{Antrieb} = I_{Versuchsreifen_3500N} - I_{Fzg} - I_{Reifen} \quad (4)$$

berechnet werden. Aufgrund der vorliegenden Proportionalität von I zu p^2 kann der Schalldruckpegel berechnet werden mit:

$$SPL_{Antrieb} = 10 \cdot \log \left(10^{\frac{SPL_{Versuchsreifen_3500N}}{10}} - 10^{\frac{SPL_{Fzg}}{10}} - 10^{\frac{SPL_{Reifen}}{10}} \right) \quad (5)$$

Tabelle 14 zeigt die nach Formel (5) berechneten Antriebskomponenten. Es zeigt sich, dass die harte Laufstreifenmischung über alle Terzbänder einen größeren Absolut-Anteil in der reinen Antriebskomponente besitzt. Als dominante Terz zeigt sich mit Werten über 43 dB(A) die 1.600 Hz und 3.150 Hz Terz.

dB(A)		1,6 kHz	2,0 kHz	2,5 kHz	3,15 kHz	4,0 kHz	5,0 kHz
PMA 30 km/h	weich	43,9	36,7	30,2	44,2	23,6	28,3
	hart	54,2	42,4	30,5	44,4	24,0	28,7

Tabelle 14: Vergleich der reinen Antriebskomponente SPL_Antrieb in dB(A) bei einer Antriebskraft von 3.500 N, berechnet über Schallintensitäten, Reifenmischung weich und hart, PMA, 7,5 m, Mittelung von min. 3 Vorbeifahrten

In Tabelle 15 wird die Antriebskomponente direkt über Pegeldifferenzbildung berechnet. Da diese Werte qualitativ mit denen der vorangegangenen Tabelle übereinstimmen und einen direkten Vergleich der Absolutwerte der reinen Antriebskomponente ermöglichen, werden im weiteren Verlauf die

Pegeldifferenzen für die höherfrequenten Terzbänder zwischen 1.600 Hz und 5.000 Hz bei einer Antriebskraft von 3.500 N betrachtet.

Die Analyse der Tabellenwerte zeigt bei den Paarvergleichen, dass die Pegelanstiege des Reifens mit der härteren Laufstreifenmischung in allen Terzen beim PMA größer sind, als bei der weichen Mischung. Beim LOA (vgl. Tabelle 16) kann dies bis auf die 4 kHz Terz bei 30 km/h und die 5 kHz Terz bei 50 km/h ebenfalls gezeigt werden. Die vorangegangenen Ergebnisse aus Kapitel 4.3.3 sind somit auch bei Betrachtung der reinen Beschleunigungskomponente zu finden und bestätigen die anfängliche These, dass scherharte Reifen zur höherfrequenten Schallaustrahlung unter Antriebsmoment neigen.

dB(A)		1,6 kHz	2,0 kHz	2,5 kHz	3,15 kHz	4,0 kHz	5,0 kHz
PMA 30 km/h	weich	1,9	0,1	0,0	4,7	1,5	0,4
	hart	3,4	1,0	0,0	4,8	1,6	0,5
PMA 50 km/h	weich	0,0	0,7	0,2	1,8	0,0	0,6
	hart	0,0	2,0	0,1	2,2	0,2	0,6

Tabelle 15: Vergleich der reinen Antriebskomponente SPL_Antrieb in dB(A) bei einer Antriebskraft von 3.500 N, Reifenmischung weich und hart, 7,5 m, Mittelung von mindestens 3 Vorbeifahrten, PMA

Der betragsmäßige Vergleich der Beschleunigungskomponenten zeigt bei der Terz von 3.150 Hz die höchsten Werte bei allen Fahrbahn- und Reifenkombinationen. Reifen-Fahrbahn-Geräusche innerhalb dieses Frequenzbandes tragen somit wesentlich zur Erhöhung der Schalldruckpegel unter Antriebsmoment bei.

dB(A)		1,6 kHz	2,0 kHz	2,5 kHz	3,15 kHz	4,0 kHz	5,0 kHz
LOA 30 km/h	weich	0,0	0,2	0,0	1,4	0,5	0,0
	hart	0,0	0,3	0,9	1,5	0,2	0,0
LOA 50 km/h	weich	0,0	0,0	0,3	1,5	0,4	0,8
	hart	0,0	0,0	1,0	1,6	0,5	0,5

Tabelle 16: Vergleich der reinen Antriebskomponente SPL_Antrieb in dB(A) bei einer Antriebskraft von 3.500 N, Reifenmischung weich und hart, 7,5 m, Mittelung von mindestens 3 Vorbeifahrten, LOA

Beim LOA beschränken sich die betragsmäßig großen Geräuschüberhöhungen über 0,9 dB(A) auf die nebeneinanderliegenden Terzen 2.500 Hz und 3.150 Hz. Der PMA hingegen zeigt neben den bereits genannten 3.150 Hz auch starke Pegelzuwächse unter Antriebsmoment bei den umliegenden Terzen. Im Bereich von 1.600 Hz bis 4.000 Hz können Pegelerhöhungen bis zu 4,8 dB(A) berechnet werden. Es kann somit nachgewiesen werden, dass die bei Überfahrten von Unterflurlabor und Überfahrtsensor detektierten Gleitvorgänge in der Bodenaufstandsfläche, aufgrund von hohen Umfangskräften, zu höherfrequenter Schallentstehung im Bereich von 1.600 Hz und 4.000 Hz führt.

Die Auswertung der reinen Antriebskomponenten bei einer verminderten Antriebskraft von 1.500 N (vgl. Tabelle 17) zeigt über alle Frequenzbereiche niedrigere Pegelerhöhungen als unter hoher Antriebskraft von 3.500 N. Bei einer kleinen bis mittleren Umfangskraft ist der Anteil der Gleitzzone in der Bodenaufstandsfläche gering und die Mehrzahl der Profilklotze haftet an der Fahrbahnoberfläche. Der Anteil der Haftzone ist in der Bodenaufstandsfläche dementsprechend hoch. Das Reifen-Fahrbahn-Geräusch wird hierbei hauptsächlich durch Strukturschwingungen geprägt, was mit Klotzaufschlag, Ausschnappen sowie aerodynamischen Effekten zu begründen ist. Eine Geräuscentwicklung, zusätzlich zum Reifen-Fahrbahn-Grundgeräusch, aufgrund von Gleitvorgängen findet kaum statt.

dB(A)		1,6 kHz	2,0 kHz	2,5 kHz	3,15 kHz	4,0 kHz	5,0 kHz
PMA 30 km/h	weich	0,0	0,0	0,7	0,6	0,9	0,5
	hart	0,0	0,0	0,0	0,3	0,0	0,0
PMA 50 km/h	weich	0,0	0,0	0,5	0,6	0,0	0,0
	hart	0,0	0,3	0,4	0,3	0,1	0,0

Tabelle 17: Vergleich der reinen Antriebskomponente SPL_Antrieb in dB(A) bei einer Antriebskraft von 1.500 N, Reifenmischung weich und hart, 7,5 m, Mittelung von mindestens 3 Vorbeifahrten, PMA

Die Hypothese des Zusammenhangs zwischen steigender Umfangskraft und Zunahme höherfrequenter Frequenzanteile kann somit bestätigt werden.

Eine Geschwindigkeitsabhängigkeit der reinen Antriebskomponenten kann in den höherfrequenten Oktaven nicht festgestellt werden.

4.3.5 Zwischenfazit

Die in Kapitel 4.3 vorgestellten Untersuchungen und Ergebnisse zeigen, dass Reifen-Fahrbahn-Geräusche unter Einfluss von Antriebskräften hauptsächlich im höherfrequenten Bereich um 3.150 Hz ansteigen. Hervorgerufen wird diese Geräuschüberhöhung durch Gleitvorgänge einzelner Profilklotze in der Bodenaufstandsfläche. Versuche zur optischen Erfassung der Bodenaufstandsfläche und Messung der Profilklotzkraftverläufe in den Profils Spuren konnten mit Akustikmessungen im Prüfstand und auf einem Testgelände bei der beschleunigten Vorbeifahrt verknüpft werden. Es konnte gezeigt werden, dass die Profilklotze einer scherweicheren Laufstreifenmischung unter Einfluss von Umfangskräften länger an der Fahrbahnoberfläche haften, da sie zum einen, aufgrund der niedrigeren Schersteifigkeit, schlupfbedingte Relativbewegungen zwischen Fahrbahn und Karkasse besser ausgleichen können und zum anderen, aufgrund der niedrigeren abplattungsbedingten Schubspannungen, bei Überlagerung mit Spannungen durch Umfangskräfte weniger schnell die Haftgrenze überschreiten. Dies wird durch einen höheren Haftbeiwert bei weicheren Laufstreifenmischungen zusätzlich begünstigt. In der

Schersteifigkeit erhöhte Profilklotze sind dazu nicht in der Lage und gleiten nach Überschreiten des Haftmaximums deutlich früher über die Fahrbahn. Durch die höheren Grundschiebungen reichen bereits geringe Umfangskräfte aus, sodass lokales Gleiten von Klötzen früher einsetzt.

4.4 Einfluss der Fahrbahn

4.4.1 Reale Fahrbahnbeläge

In Kapitel 2.2.2 wurde bereits der Einfluss der Fahrbahn auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch im freierollenden Zustand diskutiert. Aussagen zum Geräuschverhalten der Fahrbahn unter Antriebsmoment sind in der Literatur kaum vorhanden. In dieser Arbeit werden daher Geräuschgradienten für Fahrbahnen unter Antriebskraft bei verschiedenen Geschwindigkeiten erarbeitet. Die eingesetzten Fahrbahnbeläge DSH, LOA, PMA, SMA und SMALA wurden alle im Rahmen von Innentrommelprüfstandsversuchen akustisch auf das Abstrahlverhalten der Reifen-Fahrbahn-Geräusche hin untersucht. Im Gegensatz zu den zuvor beschriebenen Geräuschmessungen wird zur Beurteilung des Straßeneinflusses auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch der Versuchsreifen nicht variiert. Um eine hohe Reproduzierbarkeit gewährleisten zu können, wird die Laufstreifen- und Seitenwandtemperatur des Versuchsreifens über alle Versuche konstant gehalten. Damit ein übermäßiger Verschleiß des Reifens verhindert wird (vgl. Kapitel 3.1.2), beinhaltet das Messprogramm nur sehr kurze effektive Fahrzeiten unter Antriebsmoment. Fahrbahnseitig wird nach jedem Versuchsblock die Fahrbahn mit einem Sandgemisch von haftendem Gummiabrieb gereinigt und somit wiederaufbereitet.

Als Datengrundlage für die nachfolgenden linearen Regressionen zwischen gemessenem Schalldruckpegel und anliegender Umfangskraft dienen jeweils 9 Messpunkte je Fahrbahn und Geschwindigkeit. Jede Fahrbahn wird dabei am Reifenauslauf bei Umfangskräften zwischen 0 N und 3.500 N akustisch

bewertet. Anhand der Messpunkte wird ein Geräuschgradient berechnet, der angibt, wie stark der Gesamtgeräuschpegel bei Zunahme um 100 N Umfangskraft ansteigt. Im Anschluss daran wird ein Zusammenhang der Geräuschentwicklung in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit für jede Fahrbahn abgeleitet. Es ist somit möglich die untersuchten Fahrbahnbeläge nach ihren akustischen Eigenschaften unter Antriebsmoment zu bewerten.

In Abbildung 65 sind die Geräuschgradienten¹² des Reifenauslaufs der einzelnen Fahrbahnen bei Geschwindigkeiten zwischen 30 km/h und 80 km/h dargestellt. Hierbei zeigt sich, dass insbesondere die Beläge PMA und SMA LA auf Umfangskräfte weniger stark reagieren wie beispielsweise der lärmarme offenporige Asphalt LOA. Im niedrigen Geschwindigkeitsbereich von 30 km/h liegen die Geräuschgradienten der Fahrbahnbeläge mit einer Spreizung von 0,07 dB/100 N relativ dicht beieinander. Mit steigender Geschwindigkeit steigt die Spreizung auf bis zu 0,13 dB/100 N an. Der LOA verstärkt bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h den Schalldruckpegel der Reifen-Fahrbahn-Geräusche mit 0,38 dB/100 N. Aus Tabelle 1 in Kapitel 1.2.2 ist ersichtlich, dass ein VW e-Golf eine maximale Antriebskraft von 4.300 N pro Reifen aufbringen kann. Diese Umfangskraft führt auf dem LOA zu einer Geräuschüberhöhung von über 16 dB. Auf dem weniger antriebskraftsensiblen PMA ist diese Erhöhung um 5 dB niedriger und beträgt nur 11 dB. Unter identischer Antriebskraft zeigen sich somit große Unterschiede zwischen den untersuchten Fahrbahnen.

Die Analyse der Geräuschgradienten¹³, berechnet bei der Vorbeifahrt an der Mikrofonposition 7,5 m entfernt zur Fahrzeugmittellinie, zeigt in Abbildung 66 einen sehr ähnlichen Trend. Der porous mastix asphalt PMA weist bei den Geschwindigkeiten von 30 km/h und 50 km/h mit circa 0,025 dB/100 N den geringsten Einfluss im Schalldruckpegel aufgrund von Antriebskräften auf. Untersuchungen bei Geschwindigkeiten über 50 km/h wurden nicht durchgeführt, da aufgrund des Drehmomentenverlaufs des

¹² Das Bestimmtheitsmaß R^2 aller linearen Regressionen zeigt Werte mit $R^2 > 0,94$

¹³ Das Bestimmtheitsmaß R^2 aller linearen Regressionen zeigt Werte mit $R^2 > 0,82$

Versuchsfahrzeugs bei höheren Geschwindigkeiten die Umfangskraft von 3.500 N nicht mehr abgerufen werden konnte.

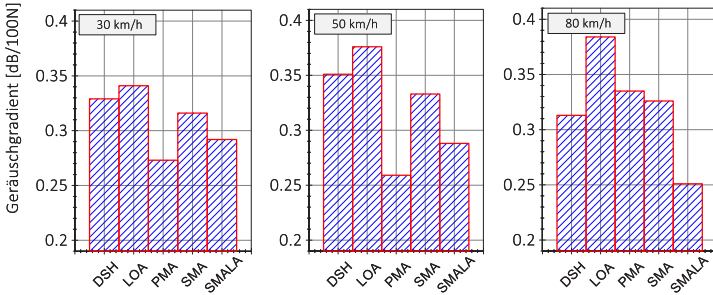


Abbildung 65: Vergleich der Geräuschgradienten unter Antriebskraft im Reifenauslauf bei Geschwindigkeiten von 30 km/h, 50 km/h und 80 km/h.

Für eine gesamtheitliche Einschätzung der Fahrbahn-Geräusch-Entwicklung unter Antriebsmoment müssen auch die Absolutwerte der jeweiligen Fahrbahn mitberücksichtigt werden. Der untersuchte LOA ist im freierollenden Zustand im Vergleich zum PMA um 1,3 dB(A) im Schalldruckpegel reduziert (Abbildung 66, rechts). Unter Einfluss von Antriebsmomenten steigen die Schalldruckpegel des LOAs stärker an und bei hohen Antriebskräften ist der Schalldruckpegel des LOA um 0,3 dB(A) höher als beim Vergleichsbelag PMA.

Im Zuge von Straßensanierungen und Neuauswahl von Fahrbahnbelägen in innerstädtischen Bereichen sollte diese gegenläufige Geräuschentwicklung mitberücksichtigt werden. Ebenso sollte die Fahrbahnauswahl abhängig von der hauptsächlichen Belastungsart des Straßenabschnittes – freierollender Verkehr oder Kreuzungsbereiche bzw. Beschleunigungsstreifen mit hohen Umfangskräften – erfolgen. Nur so können auch unter realem Verkehrsaufkommen Pegelreduzierungen im Reifen-Fahrbahn-Geräusch unter Umfangskraft erzielt werden.

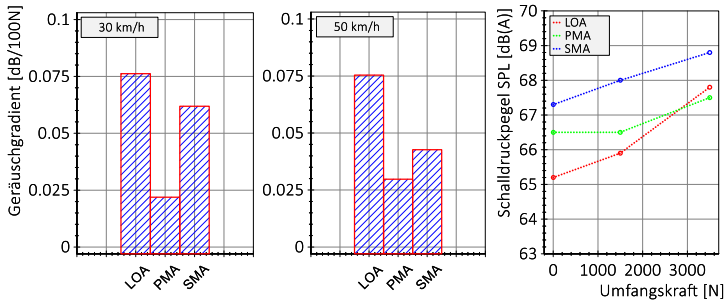


Abbildung 66: Vergleich der Geräuschgradienten unter Antriebskraft bei der Vorbeifahrt in 7,5 m bei Geschwindigkeiten von 30 km/h und 50 km/h (li), Schalldruckpegelverläufe der Fahrbahnbeläge LOA, PMA und SMA bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h (re), jeweils drei Vorbeifahrten gemittelt

Untersuchungen zum Einfluss der Geschwindigkeit auf das abgestrahlte Reifen-Fahrbahn-Geräusch zeigen keine aussagekräftigen Tendenzen. Der Vergleich der Geräuschgradienten aus Abbildung 65 zeigt in Bezug auf steigende Fahrgeschwindigkeiten keine deutlichen Zu- oder Abnahmen. Die in der Literatur beschriebenen größeren Pegelanstiege bei niedrigen Geschwindigkeiten ([Stev91], [Wozn02]) konnten in dieser Arbeit auf realen Fahrbahnen nicht bestätigt werden. Die gegenläufige Aussage von [Helf98], dass bei höheren Geschwindigkeiten niedrigere Zugkräfte zur ähnlichen Pegelerhöhung notwendig sind, zeigt sich auch bei den durchgeführten Safety-Walk Messungen der Serienreifen am Innentrommelprüfstand.

4.4.2 Anisotrope Kunstharzfahrbahn

Neben den Untersuchungen zum Einfluss von realen Fahrbahnen auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch unter Antriebsmoment wird in dieser Forschungsarbeit auch eine anisotrope Kunstharzfahrbahn untersucht. Auf die Motivation und den Herstellungsprozess dieser künstlichen Fahrbahnoberfläche wurde bereits in Kapitel 2.2.4 eingegangen. Die Orientierung der Fahrbahn ist in Abbildung 67 nochmals erläutert. Rollt der Reifen auf der Kunstharzfahrbahn entgegen des Uhrzeigersinns (UZS), so treffen die Profil-

klötze im Reifeneinlauf auf die spitzen Flanken der Fahrbahnsteine auf. Bei Fahrtrichtung im UZS treffen die Klötze dementsprechend auf die stumpfe Flanke auf (FR 2).

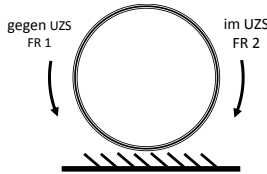


Abbildung 67: Erläuterung der Fahrrichtungen FR 1 und FR 2 der anisotropen Kunstharzfahrbahn

In Abbildung 68 sind die Schalldruckpegelverläufe von Reifen R5c unter Antriebsmoment und im freierollenden Zustand im Reifenauslauf dargestellt. Der Vergleich der Fahrrichtungen im freierollenden Zustand zeigt deutliche Unterschiede über den kompletten Frequenzverlauf. Unter Antriebskraft verhalten sich die Pegelerhöhungen bei den Fahrrichtungen ebenfalls differenziert. Insbesondere in den Bereichen ab einer Frequenz von 1.500 Hz sind die Pegelerhöhungen in der FR 2 bis zu dreimal so groß wie bei FR 1. Da der Pegelanstieg von bis zu 10 dB(A) vor allem im höherfrequenten Bereich stattfindet, kann von Gleitvorgängen in der Bodenaufstandsfläche ausgegangen werden. Unter Berücksichtigung der Geometrie der Fahrbahn zeigt sich, dass Antreiben unter FR 2 ein Gleiten über die Fahrbahnsteine erleichtert. Während des Antreibens dreht sich das Rad geringfügig schneller, als die Fahrbahnoberfläche am Innentrommelprüfstand. Da die Fahrbahn, aufgrund der Neigung der Fahrbahnsteine, bei Kombination von FR 2 und Antreiben vermutlich einen geringeren Haftbeiwert besitzt, wird Gleiten begünstigt. Dies zeigen auch die Schalldruckpegelüberhöhungen. Antreiben bei FR 1 führt zu einem erhöhten Kraftübertragungspotenzial, da der schneller drehende Reifen dann auf die spitzen Flanken der Fahrbahn trifft und sich gut verzahnen kann. In der Bodenaufstandsfläche dominiert über weite Bereiche daher Haften. Der hochfrequente Pegelanstieg im Reifenauslauf ist dadurch vermindert. Die Erhöhung der Griffigkeit und Verzahnung der Profilklotze mit der Fahrbahn in FR 1 hat auch zur Folge, dass die Profilklotze verspannter

sind und beim Verlassen der Bodenaufstandsfläche heftiger ausschlagen. Dies zeigt sich im Versuch und im Vergleich zu den freirollenden Pegelverläufen durch eine Erhöhung der Schalldruckpegel der ersten Blockharmonischen bis zu Frequenzen von 800 Hz.

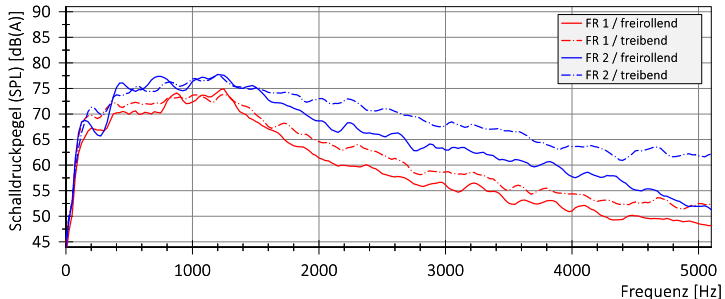


Abbildung 68: Antreiben und Konstantfahrt R5c, Kunststharzfahrbahn, 30 km/h, Auslauf, Fahrtrichtung 1 und 2 (FR 1, FR 2)

Vergleichsmessungen im freirollenden Zustand auf einer isotrop gestalteten Safety-Walk-Fahrbahn zeigen keine Unterschiede in der Fahrtrichtung auf. Die Unterschiede der Pegelverläufe beruhen eindeutig auf der unterschiedlichen Ausrichtung der Fahrbahnsteine der anisotropen Kunststharzfahrbahn.

Untersuchungen des Reifeneinlaufes zeigen im freirollenden Zustand bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h eine ähnliche Pegeldifferenz der beiden Fahrtrichtungen (Abbildung 69). Der Gesamtschalldruckpegel sowie der Verlauf des Frequenzspektrums der leisen FR 1 liegt dabei im freirollenden Zustand auf identischem Niveau wie die Messungen auf der Safety-Walk-Fahrbahn. Werden Bremskräfte auf den Reifen aufgebracht, zeigen sich in FR 2 keine wesentlichen Unterschiede zum freirollenden Zustand. Die Klötze der Fahrbahn treffen auf die stumpfen Kanten der Fahrbahn auf und werden, aufgrund der Bremskraft, leicht aufgestellt. Über weite Bereiche der Bodenaufstandsfläche herrscht der Zustand des Haftens vor. Die Analyse der entgegengesetzten Fahrtrichtung FR 1 zeigt unter Bremsmoment eine ausgeprägte Geräuschanhebung im hochfrequenten Bereich. Ab einer Frequenz

von 3.000 Hz steigt der Schalldruckpegel um bis zu 10 dB(A) im Reifeneinlauf an. Erklärbar ist dies erneut anhand der Gleiteffekte. Wird bei FR 1 ein Bremsmoment eingeleitet, bewegt sich die Fahrbahn relativ zum Reifen mit einer höheren Geschwindigkeit fort. Das Bremsmoment des Reifens muss dabei über die stumpfen Flanken der Fahrbahn abgestützt werden. Durch das verminderte Haftpotenzial der Fahrbahnsteine, aufgrund des Erstkontaktes mit den stumpfen Flanken, werden Gleitvorgänge begünstigt. Auch auf der Kunstharzfahrbahn entstehen hierbei zusätzlich zum Reifen-Grundgeräusch hochfrequente Schallanteile.

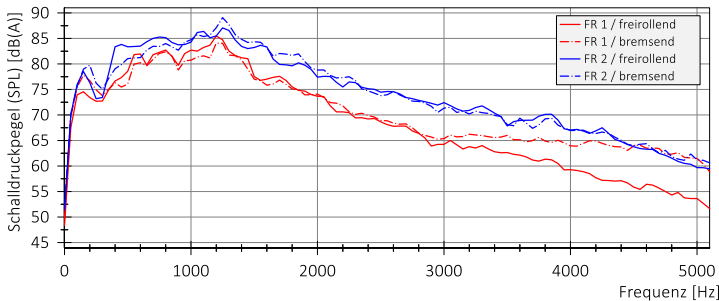


Abbildung 69: Bremsen und Konstantfahrt, Kunstharzfahrbahn, 30 km/h, Einlauf, Fahrriechung 1 und 2

Der Vergleich mit den in Kapitel 4.3.4 gefundenen Frequenzbändern mit der durch Einleiten von Antriebsmomenten verursachten Geräuschüberhöhung zeigt große Übereinstimmung. Die hauptverantwortlichen Frequenzen liegen, sowohl bei den realen Fahrbahnen als auch bei der Kunstharzfahrbahn, im Bereich zwischen 1.600 Hz und 4.000 Hz. Bei der anisotropen Fahrbahn sind sogar deutliche Unterschiede über 5.000 Hz vorhanden. Gerade die gezielte Geräuschabstrahlung höherer Frequenzen, ausschließlich unter Bremsmoment, könnte für die innerstädtische Bauplanung von großem Interesse sein. Werden diese Fahrbahnen im Bereich von Fußgängerübergängen installiert, so sendet die Fahrbahn beim Einleiten eines Bremsvorganges hochfrequente Warnsignale aus. Eine Kombination des Effektes mit den geeigneten Rillen ist denkbar. Die tatsächliche Warnwirkung auf am Fahrbahnrand stehende

Passanten sollte jedoch mittels Probandenversuchen überprüft werden. Mittels Variation von Steingrößen sowie unterschiedlichen Anordnungen der Profilklotzsteine und deren Winkellage können somit optimale Parameter für eine gezielte Geräuschabstrahlung gefunden werden. Zusätzlich hierzu sollten auch Untersuchungen in Bezug auf den Haftbeiwert durchgeführt werden. Es muss dabei festgestellt werden, inwieweit eine Reduktion des Haftbeiwertes, aufgrund der geneigten Fahrbahnsteine, zu einer Verminderung der Bremswirkung und somit zu einer Verlängerung des Bremsweges führen kann. Dies ist in Bereichen von Fußgängerübergängen tunlichst zu vermeiden.

4.4.3 Zwischenfazit

In diesem Kapitel wurde der Einfluss der Fahrbahn auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch unter Antriebs- und Bremsmoment diskutiert. Es konnte gezeigt werden, dass die untersuchten realen Fahrbahnen unterschiedliche Geräuschgradienten unter Antriebsmoment aufweisen. Bei Umfangskräften von 4.300 N kann dies im Reifenauslauf zu Pegeldifferenzen, aufgrund des Fahrbahnbelages, von bis zu 5 dB führen. Die Geräuschgradienten sollten bei der Planung von neuen Straßenbauvorhaben im innerstädtischen Bereich mitberücksichtigt werden. Die Analyse der Reifen-Fahrbahn-Geräusche einer anisotropen Kunstharzfahrbahn zeigt große Abhängigkeiten der Schallabstrahlung in Bezug auf die Ausrichtung der Fahrbahnsteine auf. Ein Auftreffen der Profilklotze des Reifens und eine Relativbewegung zwischen Reifen und Fahrbahn in Richtung der stumpfen Flanken erzeugt Gleitvorgänge in der Bodenaufstandsfläche und erhöht gezielt das Reifen-Fahrbahn-Geräusch im höherfrequenten Bereich. Eine Nutzung als Fahrbahn mit Warnsignalausendung sollte auf einem Versuchsgelände in situ überprüft werden.

4.5 Simulation zur Reifenprofiloptimierung

Die in dieser Forschungsarbeit vorgestellten Zusammenhänge zwischen Reifen-Fahrbahn-Geräusch und Antriebsmoment beruhen größtenteils auf Gleiteffekten in der Bodenaufstandsfläche. Auf verschiedenen Prüfständen des FAST konnte eine Vergrößerung der Gleitfläche im Latsch bei Einwirken einer Antriebskraft experimentell nachgewiesen werden. Die gefundenen Ergebnisse sollen in diesem Kapitel auch in der Theorie untersucht werden. Mit Hilfe von Reifenabdrücken und dem Bürstenmodell werden Schubspannungsverläufe unter Umfangskraft in der Bodenaufstandsfläche berechnet. Durch eine Variation von Klotzsteifigkeit, Haftbeiwert und Profilklotzgeometrie, können die Ergebnisse von Simulation und Experiment qualitativ miteinander verglichen werden.

4.5.1 Verarbeitung von Reifenabdrücken

Um Aussagen über die Gleitfläche in der Bodenaufstandsfläche treffen zu können, bedarf es im ersten Schritt der exakten Informationen bezüglich der wirkenden Radialkräfte für jeden einzelnen Block. Anhand dieser Radialkraft und dem vorherrschenden Gleitbeiwert können dann Rückschlüsse auf das klotzweise übertragbare Kraftpotential in Umfangsrichtung gezogen werden. Das in dieser Arbeit entwickelte Berechnungstool¹⁴ ist in der Lage anhand von Reifenabdrücken die Kenndaten für das Bürstenmodell zu extrahieren. Sowohl am Prüfstand über ein Abdruckverfahren hergestellte Reifenabdrücke realer Reifen (Abbildung 70), als auch am Computer gestaltete virtuelle Reifenabdrücke (Abbildung 72) können dabei verarbeitet werden. Der reale Reifenabdruck liegt zunächst analog vor und wird vor der Weitergabe zum Berechnungstool digital aufbereitet. Das Graustufenbild wird hierzu in mehreren Optimierungsschleifen in ein binäres Bild umgewandelt. Mit Hilfe von morphologischen Operationen wird das Umfeld jedes Bildpunktes aufbereitet

¹⁴ Unterstützt durch die Abschlussarbeiten von D. Brendel, B. Garcia Portero, S. Schläfle und der wissenschaftlichen Hilfskraft C. Hansmann

und fehlerhaft berechnete Pixellücken¹⁵ werden geschlossen. Mittels nachfolgender Kantenerkennung (Abbildung 71) werden alle Einzelblöcke detektiert, nummeriert und in Lage und Größe vermessen. Dieser Reifenabdruck dient als Grundlage für die weiteren Berechnungsschritte.



Abbildung 70: Realer Reifenabdruck, hergestellt über Abdruckverfahren am IPS auf Safety-Walk und 3.700 N Radlast

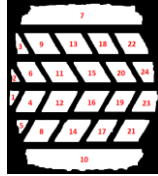


Abbildung 71: Digitalisierter Reifenabdruck nach Einlesen und Bearbeitung des realen Abdruckes

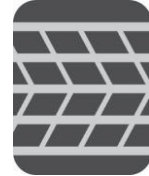


Abbildung 72: Virtueller, digitaler Reifenabdruck, aus CAD Daten extrahiert, die Krümmung des Reifens wird vernachlässigt

Um eine reale Radlastverteilung in der Radaufstandsfläche zu erhalten, werden über den digitalisierten Reifenabdruck Pressungsverteilungen in Längs- und Querrichtung gelegt. In Längsrichtung liegt im Reifenlatsch eine asymmetrische Radlastverteilung vor (vgl. Kapitel 2.1.2, Abbildung 4). Die von Miyashita vorgestellte parabolisch verzerrte Funktion kann durch zwei veränderbare Parameter an reale Messkurven angenähert werden [Miya03]. Eine Anpassung der Laufvariablen auf die Latschlänge $2a$ ergibt nachfolgende einheitenlose Gewichtungsfunktion $q_{z,x}$:

¹⁵ Eine Lücke wird erkannt, falls im Bereich eines Profilblockes (schwarze Pixel) einzelne weiße Pixel auftreten. Bei einem einzelnen Pixel werden daraufhin die Nachbarpixel analysiert. Ist der Anteil der andersfarbigen Pixel hoch, ist davon auszugehen, dass der untersuchte Pixel einer falschen Binärcodierung unterliegt. Dieser wird dann der Binärcodierung der Umgebung angepasst und die Pixellücke wird somit geschlossen. Über Schwellenwerte und Nachbarschaftsradien können die Ergebnisse weiter optimiert werden [Erha08].

$$q_{z,x}(x) = \left(1 - \left[2 \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot a} \cdot x + 0.5\right) - 1\right]^n\right) \cdot \left(1 - q \cdot \left(2 \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot a} \cdot x + 0.5\right) - 1\right)\right) \quad [1] \quad (5)$$

- mit: a halbe Latschlänge in m
 x Laufvariable über Latsch in m
 n Steilheits-Parameter [3,8], einheitenlos
 q Asymmetrie-Parameter [-1,1], einheitenlos

Zur Berechnung der Kraftwegdichte $F_{z,x}(x)$ in Längsrichtung wird die Gewichtungsfunktion $q_{z,x}$ mit der Gesamtradlast sowie einem Normierungsfaktor multipliziert:

$$F_{z,x}(x) = F_z \cdot f_k \cdot q_{z,x}(x) \quad [N/m] \quad (6)$$

- mit: F_z Gesamtradlast in N
 f_k Normierungsfaktor in 1/m

Die in Querrichtung symmetrisch verlaufende Pressungsverteilung [Gerr75a] wird mit Hilfe einer Monomialfunktion mit Exponent $q=4$ nach [Ammo04] abgebildet. Die Kraftwegdichte über den Reifenquerschnitt ergibt sich wie folgt:

$$F_{z,y}(x) = \frac{5 \cdot F_z}{8 \cdot b} \cdot \left[1 - \left(\frac{x}{b}\right)^4\right] \quad [N/m] \quad (7)$$

- mit: b halbe Latschbreite in m

Eine Überlagerung der beiden Pressungsverteilungen erlaubt eine Berechnung der vertikalen Gesamtlast für jeden Einzelblock in der Aufstandsfläche. Ausgehend von der berechneten radialen Belastung und dem vorherrschenden Haft- und Gleitbedingungen ist es somit möglich für jeden Klotz das maximale Haftvermögen zu berechnen.

4.5.2 Berechnung von Schubspannungsverteilungen am Reifen

Für die Berechnung der Schubspannungsverteilungen muss zunächst die Deformation der Einzelblöcke betrachtet werden. Neben der blockweisen

Berechnung des Flächenträgheitsmoments, wird der Elastizitätsmodul und der daraus abgeleitete Schubmodul in Abhängigkeit der Shorehärte [Kunz06] berechnet.

$$E = \frac{1 - \nu^2}{2 \cdot R \cdot C_3} \cdot \frac{C_1 + C_2 \cdot Sh_A}{100 - Sh_A} [N/mm^2] \quad (8)$$

- mit: ν Querkontraktionszahl, einheitenlos
 R Stempelradius in mm
 C_x Konstante 1 und 2 in N, Konstante 3 in mm
 Sh_A Shorehärte A, einheitenlos

Die Gesamtsteifigkeit c_{ges} jedes Blockes setzt sich aus der Kombination von Biege- und Schersteifigkeit zusammen. Durch das dabei verwendete Flächenträgheitsmoment wird auch auf die Pfeilungswinkel des Reifenprofils eingegangen.

$$c_B = \frac{3 \cdot E \cdot I_\eta}{l^3} [N/mm] \quad (9)$$

$$c_S = \frac{G \cdot A}{l} [N/mm] \quad (10)$$

$$c_{ges} = c_B + c_S [N/mm] \quad (11)$$

- mit: c_B Biegesteifigkeit in N/mm
 c_S Schersteifigkeit in N/mm
 E Elastizitätsmodul N/mm²
 G Schubmodul in N/mm²
 A Flächeninhalt des Blocks in mm²
 I_η Flächenträgheitsmoment pro Block in mm⁴
 l Profilklotztiefe in mm

Für die Bestimmung der Profilklotzauslenkung zwischen Reifen und Fahrbahn aufgrund der Reifenabplattung wird auf die Veröffentlichung von Berger [Berg59] zurückgegriffen. Anhand von geometrischen Beziehungen beschreibt er an einem frei rollenden Rad im Bereich der Bodenaufstandsfläche die Profilklotzbewegungen. Das Rad wird dabei im Zentrum fixiert und die

Fahrbahn bewegt sich mit einer definierten Geschwindigkeit über den Bereich des Latsches von 2a. Dies entspricht einem maximalen Drehwinkel von Reifeneinlauf zum Reifenauslauf von $2 \theta_0$. Die Borstenauslenkung kann berechnet werden mit:

$$u_{fr} = a \cdot \left(\frac{\tan(\theta)}{\tan(\theta_0)} - \frac{\theta}{\theta_0} \right) [m] \quad (12)$$

mit: u_{fr} Auslenkung der Borste freirollend in m

a halbe Latschlänge in m

θ_0 maximaler Winkel über Latschlänge in Grad

Unter Antriebsmoment herrscht eine Kombination aus Deformationen bedingt durch freies Abrollen und der anliegenden Umfangskraft vor (vgl. Abbildung 5). Unter Annahme einer linearen Verformung des Reifenelastomers zeigen Svendenius ([Sven03], [Sven07]) und Pacejka ([Pace07]) eine Abhängigkeit zwischen Klotzverformung unter Antrieb u_{tr} und anliegenden Schlupfwerten σ mit Hilfe des Bürstenmodells (vgl. Abbildung 73).

Das Bürstenmodell bildet hierbei die Profilklotze zwischen Karkasse und der Fahrbahnoberfläche als diskrete Einzelborsten ab. Wird eine treibende oder bremsende Kraft auf den zuvor freirollenden Reifen aufgebracht, bewegen sich die auf der Fahrbahnoberfläche haftenden Borstenspitzen¹⁶ mit einer anderen Geschwindigkeit als die Karkasse.

¹⁶ bei Betrachtung von der Radmitte aus, nicht mitrotierend

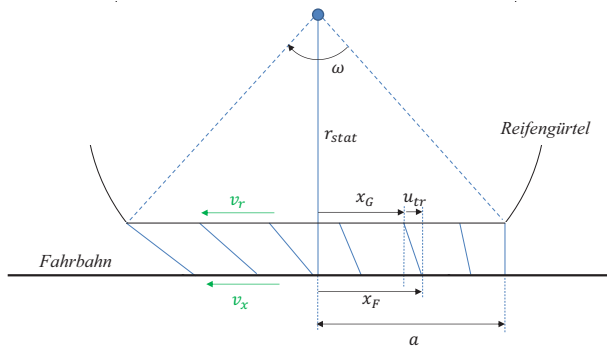


Abbildung 73: Erläuterung der verwendeten geometrischen Größen unter Antriebsmoment

Das Rad bewegt sich dabei in der Radmitte mit einer horizontalen Geschwindigkeit v_x fort. Die Umfangsgeschwindigkeit des Rades außerhalb der Bodenaufstandsfläche wird mit v_r definiert:

$$v_r = \omega \cdot r_{dyn} \text{ [m/s]} \quad (13)$$

mit: v_r Umfangsgeschwindigkeit in m/s

ω Winkelgeschwindigkeit des Rades in 1/s

r_{dyn} dynamischer Abrollradius in m

Unter der Annahme, dass die Einzelborste nicht gleitet, sondern permanent auf der Fahrbahnoberfläche haftet, kann für einen nicht mitrotierenden Beobachter auf der Drehachse des Rades der horizontal zurückgelegte Weg der Borste am Reifengürtel und auf der Fahrbahn folgendermaßen zeitlich beschrieben werden:

$$x_G(t) = a + v_r \cdot t \text{ [m]} \quad (14)$$

$$x_F(t) = a + v_x \cdot t \text{ [m]} \quad (15)$$

mit: x_G horizontale Position der Borste am Gürtel in m

x_F horizontale Position der Borste am unteren Ende auf der Fahrbahn in m

Die haftende Einzelborste wird unter Antriebskraft um die Strecke u_{tr} ausgelenkt:

$$u_{tr} = x_F - x_G \text{ [m]} \quad (16)$$

mit: u_{tr} Auslenkung der Borste treibend in m

Eine Verrechnung mit den Gleichungen (14) und (15) sowie nach Elimination von t mittels (14) folgt:

$$u_{tr} = x_F - x_G = (v_x - v_r) \cdot t = \frac{v_r - v_x}{v_r} \cdot (a - x_G) \text{ [m]} \quad (17)$$

Mit Hilfe der physikalischen Definition des Schlupfes

$$\sigma = \frac{v_{sx}}{v_r} = \frac{v_r - v_x}{v_r} \text{ [-]} \quad (18)$$

mit: σ Schlupf, physikalische Notation, einheitenlos

v_{sx} Schlupfgeschwindigkeit in m/s

erhält man für positive Radgeschwindigkeiten die direkte Abhängigkeit zwischen den Schlupfwerten und der Klotzverformung¹⁷:

$$u_{tr} = \sigma \cdot (a - x_G) \text{ [m]} \quad (19)$$

Anhand von am Innentrommelprüfstand durchgeführten Kraftschlussbeiwert-Schlupf-Untersuchungen kann eine Zuordnung zwischen der Umfangskraft und dem daraus resultierenden Schlupf für jeden Versuchsreifen vorgenommen werden. Des Weiteren können reale Werte für den Haft- und Gleitbeiwert mittels Auswertung nach [Rieh14] aus den Messungen am IPS abgeleitet werden. Es ist somit möglich die Klotzverformung in Abhängigkeit der anliegenden Radial- und Tangentialkraft zu berechnen. Durch Superposition der beschriebenen Deformationen, also freirollend und aufgrund von Umfangskräften, wird die Gesamtdeformation jedes einzelnen Profilklotzes berechnet. In Abbildung 74 ist neben der Deformation eines

¹⁷ Unter der Annahme, dass die Gürtelgeschwindigkeit der Reifenumfangsgeschwindigkeit außerhalb der Bodenaufstandsfläche entspricht.

einzelnen Profilklotzes, aufgrund der Abplattungsvorgänge in der Bodenaufstandsfläche, auch eine Funktionenschar der Deformation unter Antreiben und Bremsen ohne Einschränkung durch die Haft- und Gleitbedingungen dargestellt.

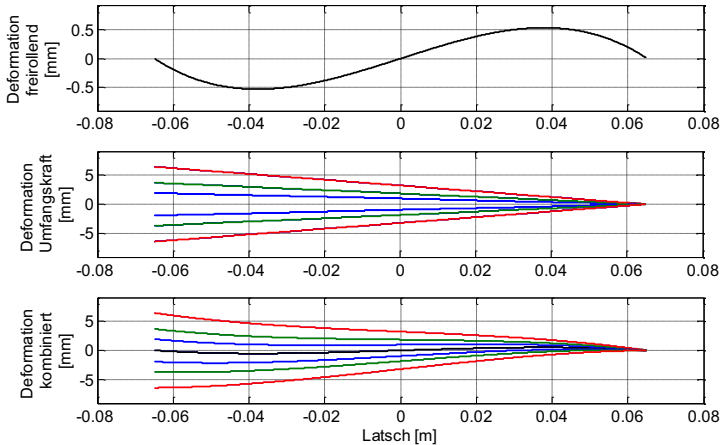


Abbildung 74: Verlauf der Klotz-Deformation über der Latschlänge, freiliegend (oben), reine Umfangskraft (mittig), kombiniert (unten), Umfangskraft 1.500N (blau), 2.500N (grün), 3.500N (rot), Antreiben (positiv) und Bremsen (negativ), Reifeneinlauf befindet sich rechts bei 0,065m, Reifen R5c

Die so gewonnenen Kurvenverläufe über der Latschlänge werden über die experimentell bestimmte Haft- und Gleitgrenze limitiert. Erreicht ein Profilelement die Haftgrenze, fällt die maximal übertragbare Kraft ab und das gleitende Profilelement bewegt sich auf der Gleitkurve bis zum Reifenauslauf fort (Abbildung 75). Der Kurvenverlauf wird für jeden Profilklotz im übergebenen digitalisierten Reifenabdruck berechnet. Es wird dabei für jeden Klotz die aktuell vorherrschende Normalkraft ausgelesen und so die maximal übertragbare Umfangskraft festgelegt. Der dargestellte Kurvenverlauf in Abbildung 75 stellt daher einen theoretischen Kurvenverlauf der Deformation eines Profilklotzes dar. Der Klotz würde diesem Verlauf folgen, wenn er sich

mit der berechneten Normalkraft durch den Latsch bewegt¹⁸. Für den real vorherrschenden Deformationswert muss dieser Wert an der x-Position ausgelesen werden, an der sich der Profilklotz aktuell befindet. Der geometrische Schwerpunkt des Klotzes 22 in Abbildung 71 befindet sich beispielsweise zum Zeitpunkt des Latschabdruckes auf der Latschposition von $x=0,045\text{ m}$. Entsprechend Abbildung 75 erfährt dieser Klotz zum Zeitpunkt des Abdruckes eine Auslenkung von $0,8\text{ mm}$.

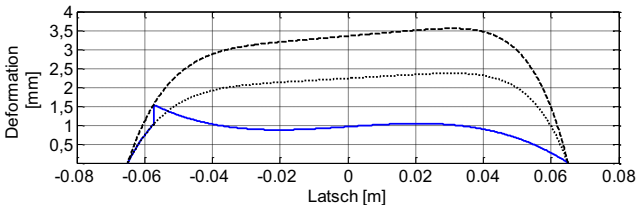


Abbildung 75: Verlauf der Klotzdeformation unter Umfangskraft (blau), Begrenzung durch Haft- und Gleitgrenze, Reifeneinlauf rechts, Reifen R5c

Zur Untersuchung dynamischer Vorgänge wird das Reifenprofil nicht nur an einer einzelnen Latschposition eingelesen, sondern über den kompletten Reifenumfang. Dabei bewegt sich eine Maske über den kompletten Reifenumfang und erstellt kontinuierlich virtuelle Reifenabdrücke (Abbildung 76). Die Schrittweite kann je nach gewünschter Auflösung variiert werden. In den nachfolgenden Berechnungen ist die Schrittweite auf $0,1\text{ mm}$ festgelegt. Zu jedem der erstellten Reifenabdrücke werden die beschriebenen Auswertprozesse durchgeführt und miteinander verrechnet. Es kann somit eine Aussage über das Deformationsverhalten unter Berücksichtigung aller Profilklotze getroffen werden. Mit Hilfe der ermittelten Deformationen und der berechneten Blocksteifigkeiten ist es möglich die Blockkräfte in Umfangsrichtung zu bestimmen. Eine zusätzliche Verrechnung mit den Flächeninhalten der Profilklotze führt schließlich zu einem Schubspannungsverlauf.

¹⁸ Zur Vereinfachung wird in der Simulation davon gesprochen, dass sich der Klotz durch den Latsch bewegt. In der Realität bewegt sich der Latsch jedoch über den Klotz hinweg.

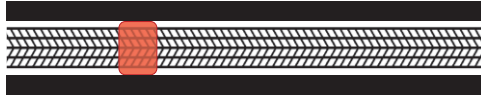


Abbildung 76: Ausschnitt eines Reifenprofils über den Reifenumfang mit fortlaufender Maske, virtueller Reifenabdruck R5c

Das in dieser Arbeit vorgestellte Simulationstool ist somit in der Lage mit Hilfe von Reifenabdrücken, neben Deformationen und Kräften, auch Schubspannungen von Einzelklötzen, Profilspuren entlang der Abrollrichtung oder des Gesamtreifens zu berechnen. Um die im Experiment gefundenen Zusammenhänge erklären zu können, werden in den nachfolgenden Kapiteln Berechnungen zur Variation von Umfangskraft, Klotzsteifigkeit, Klotzgeometrie und Haftbeiwert vorgestellt.

4.5.3 Variation der Umfangskraft

Mit Hilfe des Simulationstools wird zunächst der Einfluss der Umfangskraft auf die Haft- und Gleitbereiche in der Bodenaufstandsfläche untersucht. In Abbildung 77 sind Klotzdeformationen sowohl im freirollenden Zustand als auch bei überlagerten Antriebs- und Bremskräften dargestellt. Bei einer Antriebskraft von beispielsweise 1.500 N überwiegt der Haftanteil über große Teile der Bodenaufstandsfläche. Das Haftvermögen der Profilklotze erreicht im Bereich des Reifenauslaufs bei -0.058 m die Haftgrenze und fällt dann auf die Gleitkurve ab. Der Vergleich mit dem Kurvenverlauf bei einer erhöhten Antriebskraft von 3.000 N zeigt ein deutlich früheres Erreichen der Haftgrenze. Bereits bei der Latschlänge von -0.037 m fällt die Kraftübertragung und somit auch die Klotzdeformation auf Gleitniveau ab. Ein weiteres Erhöhen der Umfangskraft führt zu einem weiteren Verkürzen der Haftzone und zu einem früheren Gleitbeginn. Werden Bremskräfte auf den Reifen aufgebracht, zeigen sich sehr ähnliche Effekte. Ein Erhöhen der Bremskraft führt zu einer Vergrößerung des Gleitanteils in der Bodenaufstandsfläche und der Umschlagpunkt zwischen Haften und Gleiten bewegt sich in Richtung des Reifeneinlaufs.

Sowohl die Versuche am Unterflurlabor (vgl. Abbildung 51 und Abbildung 53) als auch die Experimente der Stifüberfahrten am Innentrommelprüfstand (vgl. Abbildung 62) zeigen bei Erhöhung der Umfangskraft größere Gleitbewegungen in der Bodenaufstandsfläche. Ebenso ist eine Vergrößerung der Gleitzzone in Richtung des Reifeneinlaufes zu erkennen. Das Simulationstool ist in der Lage den Sachverhalt der variierenden Antriebs- und Bremskräfte realitätsnah abzubilden.

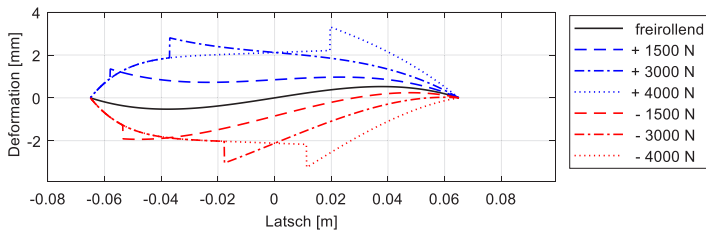


Abbildung 77: Simulation zur Umfangskraftvariation, Antreiben (positiv, blau), Bremsen (negativ, rot), Reifeneinlauf rechts, Reifen R5c, 3.700N Radlast

4.5.4 Variation der Profilklotz Shore Härte

In der vorliegenden Arbeit wurde der Einfluss der Klotzsteifigkeit durch Variation von Blockgröße und Gummimischung experimentell untersucht. Die gefundenen Zusammenhänge werden ebenfalls rechnerisch nachgebildet und überprüft. Die Größe der Klotzsteifigkeit wird in der Simulation nicht als Eingabeparameter vorgegeben, sondern wird anhand der Shorehärte des Reifenelastomers nach der beschriebenen Formel (8) berechnet. Nach Umrechnung zum Elastizitätsmodul und Berücksichtigung der Klotzgröße kann eine Klotzsteifigkeit nach Formel (11) abgeleitet werden. Die Steigung der in Abbildung 74 mittig dargestellten Deformationskurven unter Umfangskraft und somit auch die absolute Deformation der Profilklotze variiert umgekehrt proportional zur Klotzsteifigkeit. Die Klotzsteifigkeit hat ebenfalls einen Einfluss auf die die Umfangskraft begrenzende Haftkurve. Beide Phänomene sind in der Simulation in Abbildung 78 dargestellt. Eine Verringerung des Elastizitätsmoduls und somit der Klotzsteifigkeit führt zu einem steileren

Anstieg der Deformationskurve aus dem Reifeneinlauf heraus. Bei identischer Umfangskraft zeigt sich somit bei Klötzen mit geringerer Klotzsteifigkeit für jeden Punkt entlang der Abszisse eine größere Deformation der Profilklotze.

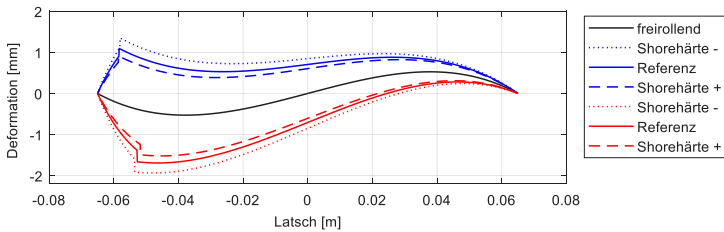


Abbildung 78: Simulation zur Variation der Klotzsteifigkeit (geringe Shorehärte, Referenzreifen R5c, hohe Shorehärte), Antreiben (positiv, blau), Bremsen (negativ, rot), Reifeneinlauf rechts

Des Weiteren bewirkt eine Veränderung des Elastizitätsmoduls ein Verschieben des Übergangs zwischen Haften und Gleiten. Im Bürstenmodell wird dieser Übergang als Losbrechpunkt bezeichnet [Sven03]. Eine Änderung der Shorehärte des Laufstreifenmaterials und somit auch des Elastizitätsmoduls führt zu einer Variation des Haftbeiwerts ([Mehl02], [Gieß12b]). Mit kleinerer Shorehärte steigt der Haftbeiwert und somit auch die maximal übertragbare Kraft. Ein Anheben der Haftgrenzkurve führt bei konstant gehaltender Umfangskraft zu einem Verschieben des Umschlagpunkts in Richtung Reifenauslauf (vgl. Kapitel 4.5.5), sodass der Reifen seine Haftzone in der Bodenaufstandsfläche vergrößert. Auch die Simulation bestätigt diese Zusammenhänge. Bei Reduzierung der Shorehärte wandert der Umschlagpunkt in Richtung Reifenauslauf und verringert den Gleitbereich. Eine Reduktion der Blocksteifigkeit bei gleichzeitig erhöhtem Haftbeiwert führt daher zu einer Verminderung von Gleitbewegungen in der Bodenaufstandsfläche. Diesen Zusammenhang zeigen auch die experimentell durchgeführten Reifenuntersuchungen bezüglich der Profilklotzsteifigkeitsvariation.

4.5.5 Variation des Haftreibungskoeffizienten

Der Haftreibungskoeffizient gibt das Verhältnis zwischen Radlast und maximal übertragbarer Umfangskraft an. Je nach Fahrbahnzustand und Vorhandensein von Zwischenmedien wie Sand oder Wasser ändert sich dieser Wert stark. Wie im vorangegangenen Kapitel angesprochen, kann die Elastomermischung des Reifens ebenfalls den Haftbeiwert beeinflussen ([Fisc00], [Vinc05]). Da das in dieser Arbeit vorgestellte Simulationstool den Haftbeiwert als Eingangsgröße verwendet, kann der Einfluss variierender Haftreibungskoeffizienten auf die Haft- und Gleitbereiche in der Bodenaufstandsfläche ebenfalls dargestellt werden. In Abbildung 79 werden für jeweils Antreiben und Bremsen drei Deformationsverläufe der Profilklotze unter Umfangskraft bei unterschiedlichen Haftbeiwerten dargestellt.

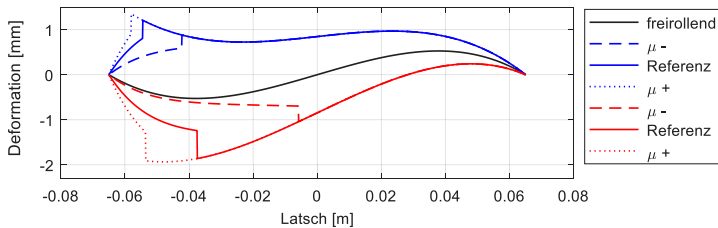


Abbildung 79: Simulation zur Variation des Haftbeiwertes (geringer Haftbeiwert, Referenzwert, hoher Haftbeiwert), Antreiben (positiv, blau), Bremsen (negativ, rot), Reifeneinlauf rechts

Wird der Haftbeiwert erhöht, können in Summe größere Umfangskräfte übertragen werden. Wird die Umfangskraft bei zunehmendem Haftbeiwert konstant gehalten, verschiebt sich der Umschlagpunkt zwischen Haften und Gleiten in der Bodenaufstandsfläche in Richtung Reifenauslauf und der Bereich, in dem Gleitvorgänge im Latsch vorherrschen, nimmt ab. Diese Effekte werden in der Simulation abgebildet. Neben der Analyse unterschiedlicher Umfangskräfte und Elastomermischungen kann das Simulationstool somit auch Einflüsse der Fahrbahn aufgrund variierender Haftbeiwerte darstellen.

4.5.6 Variation der Profilklotzgeometrie

Im experimentellen Teil der Arbeit wurden variierende Profilklotzgeometrien (R5c / R5e) untersucht. Im hier vorgestellten Simulationstool kann ebenfalls der Einfluss der Klotzgeometrie auf die Deformationskurven der Profilklotze analysiert werden. Hierzu werden mehrere Reifenscans von Reifen mit variierender Klotzgröße eingelesen, ausgewertet und gegenübergestellt. Abbildung 80 zeigt die Profilklotzdeformationen des Referenzreifens R5c sowie die Klotzauslenkungen von Reifen mit kleineren bzw. größeren Profilklotzen.

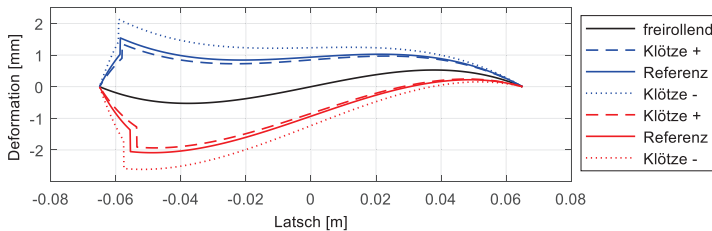


Abbildung 80: Simulation zur Variation der Profilklotzgeometrie (kleine Klötze, Referenzklötze R5c, große Klötze), Antreiben (positiv, blau), Bremsen (negativ, rot), Reifeneinlauf rechts

Kleine Profilklotze haben bei gleichbleibender Radlast neben einer erhöhten Flächenpressung (vgl. experimentelle Bestätigung in Abbildung 49) auch ein geringeres Flächenträgheitsmoment. Gemäß Formel (9) ergeben sich daher geringere Blocksteifigkeiten, die größere Deformationen der einzelnen Blöcke hervorrufen, ohne dass dabei die Haftgrenze überschritten wird. Ein großer Block hingegen verformt sich aufgrund der erhöhten Steifigkeit weniger. Der Vergleich mit den Messergebnissen des Unterflurlabors (Abbildung 57 und Abbildung 58) zeigt eine gute Übereinstimmung dieses Sachverhaltes. Das Simulationstool kann somit durch Einlesen unterschiedlicher Reifenabdruckscans auch den Einfluss der Profilklotzgeometrie auf das Haft- und Gleitvermögen des Reifens berechnen und vorhersagen.

4.5.7 Validierung Simulationstool

Neben der Validierung der Simulationsergebnisse mit den durchgeführten Prüfstandsversuchen wird in diesem Abschnitt eine quantitative Überprüfung des Profilklotzverformungsweges vorgestellt. Hierzu wird die Scherlänge eines Profilklotzes über mechanische Scherungszusammenhänge hergeleitet [Vinc05] und den Einzelprofilklotzdeformationen der Simulation gegenübergestellt.

Die Scherspannung kann sowohl über die anliegende Umfangskraft nach Formel (20) als auch über das Elastizitätsgesetz (22) berechnet werden. Die Scherung γ kann nach (23) ermittelt werden.

$$\tau = \frac{F_x}{A} [MPa] \quad (20)$$

$$F_x = \mu \cdot F_z [N] \quad (21)$$

$$\tau = \gamma \cdot G [MPa] \quad (22)$$

$$\gamma = \frac{l_{sch}}{l} [-] \quad (23)$$

- mit: τ Scherspannung in MPa
 F_x Umfangskraft in N
 μ Haftreibungskoeffizient, einheitenlos
 γ Scherung, einheitenlos
 l_{sch} Scherlänge in m
 l Profilklotzhöhe in mm

Einsetzen von (21) in (20) sowie (23) in (22) und nachfolgendem Gleichsetzen liefert für die Scherlänge:

$$l_{sch} = \frac{F_z \cdot \mu \cdot l}{A \cdot G} \quad (24)$$

Mit Hilfe von (24) wird exemplarisch für die Blöcke 9, 11, 13 und 15 nach Abbildung 81 die Scherlänge berechnet. Aufgrund der überlagerten Presungsverteilungen in Längs- und Querrichtung werden die Profilklotze in der

Reifenmitte mit der größten Vertikalkraft belastet und können somit auch die größte Umfangskraft ohne Gleiten übertragen. Tabelle 18 zeigt, dass Block 15 im Haftbereich aufgrund der erhöhten Blockumfangskraft in der Latschmitte auch die höchste Scherlänge besitzt. Die Blöcke im Reifenauslauf bzw. an der Reifenschulter werden weniger stark belastet.

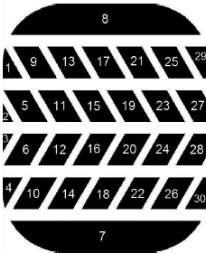


Abbildung 81: Nummerierung der Blöcke

	berechnet [mm]	Simulation [mm]
Block 9	1,59	1,58
Block 11	1,86	1,84
Block 13	1,91	1,90
Block 15	1,97	1,94

Tabelle 18: Vergleich der Blockauslenkung berechnet nach (24) und simuliert mit Bürstenmodell und eingelesemem Latschabdruck

Der Vergleich der maximalen Auslenkungen, ausgelesen im Simulationsmodell auf Höhe des Umschlagpunktes, mit den berechneten Scherlängen zeigt eine hohe Übereinstimmung. Das in dieser Arbeit vorgestellte Simulationsmodell ist somit zusammenfassend in der Lage sowohl qualitative als auch quantitative Aussagen über die Profilklotzverformung in der Bodenaufstandsfläche zu treffen. Das beschriebene vollautomatisierte Einlesen von realen und virtuell erstellten Reifenabdrücken erlaubt es, das Simulationsmodell für Reifenklotzdesignoptimierungen sowohl im freirollenden Zustand als auch im Brems- oder Antriebsfall zu nutzen.

4.5.8 Vergleich der Simulationsergebnisse (SPERoN) mit den Messergebnissen der Vorbeifahrt

Im letzten Themenkapitel dieser Forschungsarbeit werden Simulationen aus SPERoN mit in dieser Arbeit untersuchten Reifendesigns analysiert und mit realen Messergebnissen verglichen. Um SPERoN nutzen zu können, werden

zunächst die Versuchsreifen mit allen Daten (u. a. Geometrie und Shorehärte) und dem virtuellen Reifenabdruck eines vollständigen Reifenumfanges für die Geschwindigkeiten 50 km/h und 80 km/h in die Simulation eingepflegt¹⁹. Die Texturkennwerte der Versuchsfahrbahnen (PMA, LOA und SMA) auf dem Versuchsgelände in Geilenkirchen werden von MüllerBBM²⁰ zur Verfügung gestellt. Mit Hilfe der so gewonnenen Datensätze für Reifen und Fahrbahn können unterschiedliche Reifen-Fahrbahn-Kombinationen simuliert werden. In Abbildung 82 und Abbildung 83 ist der simulierte Vorbeirollpegel der Reifen R11a/c (weiche und harte Reifenummischung) auf dem *porous mastix asphalt* (PMA) bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h dargestellt. Durch Berechnung der Pegelverläufe der jeweiligen Schallentstehungsmechanismen kann ein Gesamtschalldruckpegel berechnet werden. Die Parametrierungsdatsätze der Reifen R11a und R11c unterscheiden sich ausschließlich in der Shorehärte (Spreizung >20 ShA). Eine Änderung der Shorehärte hat einen großen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Reifens. Über weite Teile des Frequenzspektrums ist der Reifen mit der harten Gummimischung in den durch Vibrationen hervorgerufenen Geräuschen (grüner Linienvorlauf) im Schalldruckpegel erhöht. Die Frequenzterzen unterhalb von 630 Hz und oberhalb von 800 Hz zeigen schwingungsbasierte Schalldruckpegeldifferenzen bis zu 3 dB, sodass der Gesamtschalldruckpegel ebenfalls bei der härteren Gummimischung in diesen Frequenzbereichen erhöht ist. Lediglich bei der 630 Hz Terz zeigt sich ein gegenläufiger Effekt. Da bei diesen Reifen die erste Blockharmonische bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h bei 632 Hz liegt, kann die erhöhte Vibrationsanregung der weichen Gummimischung durch Ausschnappeffekte im Reifenauslauf erklärt werden.

¹⁹ Kooperation im Verbundprojekt Leiser Straßenverkehr 3, Prof. Kropp, Chalmers University, Göteborg, Schweden

²⁰ Kooperation im Verbundprojekt Leiser Straßenverkehr 3, Dr. Beckenbauer, Müller-BBM Schweiz AG, Basel, Schweiz

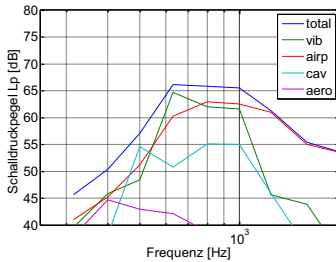


Abbildung 82: SPERoN Simulation²¹ Vorbeirollpegel, PMA, 50 km/h, 7.5m, Reifen R11a (kleine Blöcke), weiche Mischung

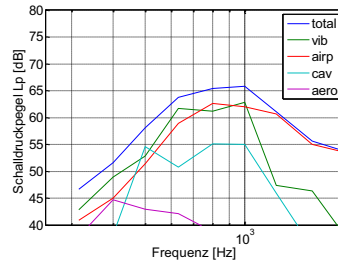


Abbildung 83: SPERoN Simulation Vorbeirollpegel, PMA, 50 km/h, 7.5m, Reifen R11c (kleine Blöcke), harte Mischung

Der Vergleich der SPERoN Gesamtpegel-Simulation in Abbildung 85 mit realen Messungen in situ (vgl. Abbildung 84) zeigt eine qualitative Übereinstimmung unterhalb von 1.000 Hz. In diesem Frequenzbereich ist der weiche Reifen, exklusiv der Blockharmonischen bei 630 Hz, in Simulation und Versuch im Schalldruckpegel gegenüber dem härteren Reifen reduziert. Ein quantitativer Vergleich der Frequenzverläufe ist jedoch nicht möglich, da die Absolutpegel der beiden Varianten um bis zu 7 dB voneinander abweichen. Zwischen 1.000 Hz und 2.000 Hz finden sich in der Simulation entgegen der Messergebnisse keine Unterschiede der Reifenmischung bei der Vorbeifahrt. Im für das Antriebsmoment dominanten höherfrequenten Bereich (vgl. Kapitel 4.3.4) ist keine Schallpegelberechnung mit SPERoN möglich, sodass keine Aussage zur Güte der hochfrequenten Übereinstimmung von Messung und Simulation getroffen werden kann.

Mögliche Ursache für die beschriebenen Pegelabweichungen zwischen Simulation und Versuch liegen im Anwendungsbereich von SPERoN. Dieses Modell ist aktuell für mittlere Shorehärten ausgelegt. Schwingungs- und Geräusentstehungsmechanismen, die aufgrund von großen Spreizungen der Shorehärte entstehen, können somit mangels statistischen Eingangsdaten bezüglich der Shorehärte nicht realitätsnah abgebildet werden.

²¹ Summenpegel (total) setzt sich zusammen aus den Reifenschwingungen (vib), dem Airpumping (airp), der Reifenkavität (cav) und den aerodynamischen Effekten (aero), vgl. Kap 3.4

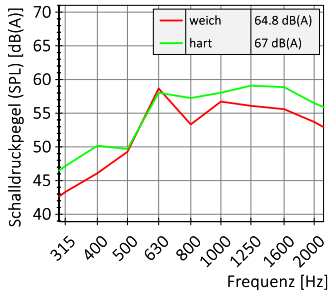


Abbildung 84: Vergleich der Reifenmischungen weich & hart bei der Vorbeifahrt, freillend, PMA, 50 km/h, 7.5 m, Mittelung von 3 Vorbeifahrten

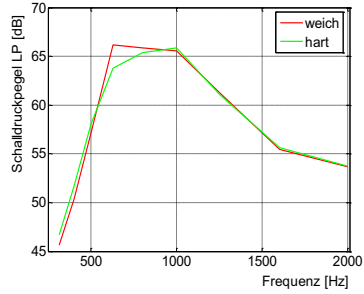


Abbildung 85: SPERoN Simulation Vergleich Reifenmischungen weich & hart bei der Vorbeifahrt, freillend, PMA, 50 km/h, 7.5 m

Damit SPERoN neben der bereits heute möglichen Fahrbahntexturoptimierung auch zur Reifenprofil-designverbesserung angewendet werden kann, sollte zunächst das Rollgeräuschmodell auf den höherfrequenten Bereich bis 5 kHz erweitert werden. Mit Hilfe des in dieser Arbeit vorgestellten Simulationstools zur Profilklotzverformung unter Antriebsmoment, können dann die identifizierten hochfrequenten Schallanteile, aufgrund eines Radmoments auf den Grundgeräuschpegel, aufaddiert werden. Mit einer Erweiterung zur Berechnung der hochfrequenten Gleit- und Blockausschnapperäusche sollte SPERoN auch in der Lage sein Vorbeifahrtpegel unter Antriebsmoment zu berechnen.

4.5.9 Zwischenfazit

Im Kapitel 4.5 wurde ein Simulationstool beschrieben, mit dessen Hilfe neben Profilklotzverformungen auch Schubspannungen und Kräfte in der Bodenaufstandsfläche im Fahrzustand freillend und unter Momenteneinwirkung berechnet werden können. Als Datengrundlage für die Simulation dienen sowohl reale als auch virtuell erstellte Reifenlatschabdrücke. Diese werden digitalisiert und mit weiteren Geometriedaten verrechnet, sodass Schubspannungsverläufe simuliert werden können. Eine Herleitung der

geometrischen Zusammenhänge wurde in diesem Kapitel ebenfalls gezeigt. Durch Variation der Eingabeparameter, wie der Umfangskraft, der Klotzsteifigkeit, des Haftreibungskoeffizienten und der Profilklotzgeometrie konnte das Simulationstool die in den Messungen der vorangegangenen Kapitel aufgestellten Thesen bestätigen. Vergleiche zwischen den Simulationsergebnissen von SPERoN und in situ Messversuchen schließen dieses Kapitel ab.

4.6 Fazit

Die zentralen Untersuchungen zum Einfluss der Umfangskraft auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch wurden in diesem Kapitel behandelt. Zunächst wurde ein Grundsatzprofil mit geneigten Rillenflanken vorgestellt, welches in der Lage ist die Geräuschentwicklung unter Antriebsmoment zu reduzieren und während des Bremsvorganges zu erhöhen. Eine Beeinflussung des abgestrahlten Reifen-Fahrbahn-Geräusches ist durch Variation der Klotzgeometrie und der Neigungsrichtung realisierbar. Die nachfolgenden Untersuchungen von unterschiedlichen Laufstreifenumfangssteifigkeiten zeigen, dass Reifen-Fahrbahn-Geräusche unter Einfluss von Antriebskräften hauptsächlich im höherfrequenten Bereich um 3.150 Hz ansteigen. Zusammenhänge zwischen Gleitvorgängen einzelner Profilklotze in der Bodenaufstandsfläche und einer Erhöhung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches konnten bei zahlreichen Versuchen auf unterschiedlichen Prüfständen nachgewiesen werden. Durch Einsatz von scherweichen Laufstreifenmischungen kann das Reifen-Fahrbahn-Geräusch unter Umfangskraft reduziert werden, da im Profilklotz die Relativbewegung zwischen Reifengürtel und Fahrbahn besser kompensiert werden kann. Dies führt zu einer Reduktion von Gleitvorgängen und senkt somit die höherfrequente Schallabstrahlung unter Umfangskraft. Die Analyse des Einflusses der Fahrbahn auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch unter Umfangskraft zeigt unterschiedliche Geräuschgradienten für die untersuchten Fahrbahnen. Da unter Antriebskraft große Pegelanstiege nachgewiesen werden konnten, sollten Geräuschgradienten für Antriebsmomentbeaufschlagung bei der Planung von neuen Straßenabschnitten berücksichtigt

werden. Grundsatzuntersuchungen zu anisotropen Fahrbahnoberflächen zeigen einen großen Einfluss der Steinausrichtung auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch. Je nach Anwendungsszenario können Reifen-Fahrbahn-Geräusche mit Hilfe dieser Fahrbahnen gezielt beeinflusst werden. Das vorgestellte Simulationstool berechnet, anhand von eingelesenen Reifenlatschabdrücken, sowohl Profilklotzverformungen als auch Schubspannungsverläufe in der Bodenaufstandsfläche. Mittels der Simulation kann der Einfluss zwischen Anordnung und Form von Reifenprofilklotzen zum Haftvermögen unter Antriebsmoment vorhergesagt und daraus Aussagen über das Reifen-Fahrbahn-Geräusch abgeleitet werden.

5 Zusammenfassung

Diese Forschungsarbeit untersucht den Einfluss von Umfangskräften auf das abgestrahlte Reifen-Fahrbahn-Geräusch von Kraftfahrzeugen. Motivation hierfür ist die Tatsache, dass durch die zunehmende Anzahl an Elektrofahrzeugen neue Geräuschproblematiken im urbanen Straßenverkehr auftauchen. Sowohl wegen des geräuscharmen Antriebs von Elektrofahrzeugen und der dadurch möglichen Erhöhung von innerstädtischen Unfällen mit Passanten oder Radfahrern, als auch wegen der Charakteristik von Elektromotoren, die aus dem Stillstand heraus volles Drehmoment liefern und so mittels hoher Drehmomente an den Rädern zu einer deutlichen Erhöhung von Reifen-Fahrbahn-Geräuschen führen, besteht in der Geräuschentwicklung unter Umfangskraft deutlicher Handlungsbedarf.

Nach einer thematischen Einführung in diese Arbeit wird im zweiten Kapitel auf die Systeme Reifen und Fahrbahn eingegangen und der generelle Aufbau sowie wichtige Geräuscheinflussfaktoren dieser Systeme anhand von Literaturauszügen erläutert. Ebenso wird ein Überblick über in der Vergangenheit durchgeführten Forschungsvorhaben zur Untersuchung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches unter Antriebsmoment gegeben. Aufbauend auf den Erkenntnissen aus der Literaturrecherche zu Gestaltungsrichtlinien geräuschoptimaler Reifenprofilklotzdesigns werden prototypische Versuchsreifen in zwei unterschiedlichen Designansätzen hergestellt: Neben einem Profildesign mit geneigten Rillenflanken werden Reifen vorgestellt, bei denen das Profildesign je Reifen eine unterschiedliche Umfangssteifigkeit besitzt. Nach Abhandlung der in dieser Arbeit verwendeten Reifen werden unterschiedliche geräuschoptimierte Asphalt-Fahrbahnbeläge vorgestellt, die mittels eines am KIT entwickelten Einbauverfahrens in Fahrbahnkassetten eines Innentrommelprüfstandes eingebaut werden. Mit Hilfe des Abdruckverfahrens wird eine künstlich erzeugte anisotrope Fahrbahn hergestellt, welche im weiteren Verlauf dieser Arbeit akustisch untersucht und bewertet wird.

Das nachfolgende Kapitel geht auf die verwendeten Versuchswerkzeuge in diesem Forschungsvorhaben ein. Es wird ein Innentrommelprüfstand vorgestellt, an dem sowohl Akustikmessungen unter Antriebsmoment auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen durchgeführt, als auch Kontaktkräfte in der Bodenaufstandsfläche mittels Überfahrtsensor in der Fahrbahn gemessen werden können. Ebenso wird ein im Rahmen dieser Arbeit entwickeltes Unterflurlabor beschrieben, welches Haft- und Gleiteffekte in der Bodenaufstandsfläche des Reifens bei beschleunigter Überfahrt über eine Glasplatte erfassen und auswerten kann. Beschreibungen des generellen Messaufbaus, der genutzten Versuchsflächen für die Vorbeifahrtmessungen sowie eine Einführung in das SPERoN Simulationstool folgen.

In Kapitel 4 werden zahlreiche Untersuchungen, Messergebnisse und daraus abzuleitende Optimierungsmaßnahmen zum Einfluss der Umfangskraft auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch vorgestellt. Der Fokus der Arbeit liegt hierbei rein auf den akustischen Parametern. Reifeneigenschaften wie Abrieb, Kilometerleistung, Bremsvermögen, Rollwiderstand oder Fahrdynamik wurden nicht näher analysiert und können das Geräuschpotential bei einer serienfähigen Reifenauslegung schmälern. Mit Hilfe zweier unterschiedlicher Profildesignansätze werden Möglichkeiten zur Schalldruckpegelreduktion veranschaulicht. Das erste Grundsatzprofil weist, im Gegensatz zu konventionellen PkW-Reifenprofilen, Profilklotze mit geneigten Rillenflanken auf. Untersuchungen sowohl im Innentrommelprüfstand als auch bei beschleunigten Vorbeifahrten zeigen, dass mit Hilfe des neuartigen Grundsatzprofils Reifen-Fahrbahn-Geräusche unter Antriebsmoment im Vergleich zum freierollenden Zustand zu Geräuschreduktionen von bis zu 2 dB(A) führen können. Serienreifen hingegen zeigen bei identischen Umgebungsbedingungen Pegelerhöhungen um bis zu 6 dB(A). Eine wirksame Methode zur antriebsbedingten Reifen-Geräusch-Reduzierung kann somit vorgestellt werden. Wird hingegen ein Bremsmoment auf das Grundsatzprofil der geneigten Rille aufgebracht, erhöht sich das abgestrahlte Geräusch um ein Dezibel im Gesamtschalldruckpegel. Diese Geräuscherhöhung findet hauptsächlich im höherfrequenten Bereich statt und kann daher im Fahrzustand Bremsen

vorteilhaft als Warnsignal eingesetzt werden. Die Aufmerksamkeit von Passanten am Straßenrand vor herannahenden, verzögernden Fahrzeugen kann somit erhöht werden. Diese Arbeit liefert die Anregung, aktuell in der Diskussion befindliche Soundgeneratoren zur Warnsignalausendung für Fußgänger durch gezielt einsetzbare Reifen-Fahrbahn-Geräusche, aufgrund von geneigten Rillen, zu ersetzen. Diese Einsatzmöglichkeit sollte in einer weiteren Forschungsarbeit bei Probandenversuchen untersucht werden. Da das Reifenprofil im freierollenden Zustand bei konstanten Geschwindigkeiten keine wesentlichen Geräuschunterschiede zu einem Reifen mit radial eingebrachten Profilrillen aufzeigt, bietet dieses Grundsatzprofil großes Einsatzpotenzial im Zuge von innerstädtischen Lärmsanierungsmaßnahmen.

Mögliche Einflüsse der Profilklotzumfangssteifigkeit werden nachfolgend mit einem zweiten Profildesignansatz untersucht. Hierbei wird die Umfangssteifigkeit sowohl durch die Anzahl von Längs- und Querrillen, Form und Anzahl der Profilblöcke als auch mittels unterschiedlicher Elastomermischungen des Laufstreifenmaterials verändert. Die Auswertungen zeigen, dass Reifen-Fahrbahn-Geräusche unter Einfluss von Antriebskräften hauptsächlich im höherfrequenten Bereich um 3.150 Hz ansteigen. Dies konnte durch Messungen am Innentrommelprüfstand auf Safety-Walk und unterschiedlichen realen Fahrbahnen sowie bei Vorbeifahrten auf einem Testgelände gezeigt werden. Die hochfrequenten Geräuscherhöhungen kommen durch Gleitvorgänge einzelner Profilklotze beim Durchlaufen der Bodenaufstandsfläche zustande. Versuche an einem Unterflurlabor zur optischen Erfassung von Haft- und Gleitbewegungen in der Bodenaufstandsfläche, sowie Messungen von Profilklotzkraftverläufen mittels Überfahrensor in einer Fahrbahn bestätigen diese These und können mit den zuvor beschriebenen Akustikmessungen verknüpft werden. Hierbei zeigt sich, dass scherweiche Profilklotze unter Einfluss von Umfangskräften über eine längere Wegdistanz an der Fahrbahnoberfläche haften. Aufgrund der geringeren Klotzsteifigkeit können schlupfbedingte Relativbewegungen zwischen Fahrbahnoberfläche und Reifenkarkasse besser innerhalb des Blockes durch Biegung und Scherung ausgeglichen werden. Bei Fahrzeugreifen mit hoher Schersteifigkeit ist

diese Ausgleichsmöglichkeit nicht gegeben und der Profilklotz überschreitet das Haftmaximum zu einem deutlich früheren Zeitpunkt. Der Profilklotz beginnt zu gleiten und sendet hochfrequente Gleitgeräusche aus.

Die Analyse des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs auf unterschiedlichen geräusch-optimierten Fahrbahnbelägen unter Umfangskraft zeigt für jede einzelne Fahrbahn einen eigenen Geräuschgradienten. Der Vergleich der Fahrbahnen zeigt, dass bei Umfangskräften in Höhe von beispielsweise 4.300 N, welche von aktuellen elektrisch betriebenen Serienfahrzeugen abrufbar sind, Pegeldifferenzen im Reifenauslauf von bis zu 5 dB(A) je nach Fahrbahnbelag auftreten können. Die ermittelten Geräuschgradienten können für Straßensanierungen und Neuauswahl von Fahrbahnbelägen im innerstädtischen Bereich angewendet werden, damit je nach Lastkollektiv und Belastungsart eine geeignete unter Antriebsmoment geräuscharme Fahrbahn ausgewählt werden kann.

Neben den Realfahrbahnen wird in dieser Arbeit auch eine geometrisch anisotrope Kunstharzfahrbahn vorgestellt. Analysen zum Reifen-Fahrbahn-Geräusch zeigen sehr große Abhängigkeiten der Schallabstrahlung im Nahfeld in Bezug auf die Ausrichtung und Neigung der Fahrbahnsteine. Über gezielt einsetzende Gleitvorgänge in der Bodenaufstandsfläche kann eine Beeinflussung des abgestrahlten Reifen-Fahrbahn-Geräusches vorgenommen werden. Hochfrequente Schallanteile unter Bremskrafteinfluss können zur Warnung von Passanten bei Fahrzeugannäherung genutzt werden.

Im abschließenden Kapitel wird ein Simulationstool beschrieben, welches in der Lage ist, anhand von realen oder virtuell erstellten Reifenlatschabdrücken Profilklotzverformungen, Klotzspannungen und Profilklotzkräfte in der Bodenaufstandsfläche im freierollenden Zustand, aber auch unter Antriebs- und Bremskraft zu ermitteln und liefert somit Plausibilisierungen für die Interpretationen der experimentellen Ergebnisse. Variationen von Umfangskraft, Klotzsteifigkeit, Haftreibungskoeffizient und Profilklotzgeometrie validieren das vorgestellte Simulationstool und bestätigen die experimentell ermittelten Zusammenhänge.

Mit den in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnissen kann eine Empfehlung zur Verminderung des Reifengeräusches unter Antriebsmoment abgeleitet werden. Sowohl die Akustikuntersuchungen, die Analysen zu den Haft- und Gleitvorgängen in der Bodenaufstandsfläche und die Simulation zeigen, dass umfangsweiche Profilklotze geräuschärmer sind. Eine Beeinflussung der Umfangssteifigkeit kann dabei durch Adaptierung der Profilklotzgeometrie oder durch Verändern der Laufstreifengummimischung erfolgen.

Soll die Möglichkeit zur gezielten Geräuschbeeinflussung unter Momenteneinfluss je nach Lastfall genutzt werden, so kann dies sowohl über den Einsatz von geneigten Rillenflanken im Reifen als auch über anisotrope Fahrbahnbeläge realisiert werden. Je nach Lastfall ist es möglich, das Reifen-Fahrbahn-Geräusch gezielt abzusenken oder zur Nutzung als Warnsignal zu erhöhen.

Mit den vorgestellten Designrichtlinien und den im Ausblick genannten Optimierungsmaßnahmen wurde in dieser Arbeit eine Grundlage geschaffen, um Reifen und Fahrbahnen im innerstädtischen Bereich auch als Serienprodukt geräuscharm gestalten zu können. Gerade in Verkehrsbereichen in denen hohe Antriebs- und Bremskräfte auftreten, kann die Lärmbelastung der Bevölkerung um mehrere Dezibel gesenkt werden.

6 Ausblick

In dieser Arbeit wurden sowohl prototypische Reifen als auch Fahrbahnen vorgestellt, die zur Geräuschreduktion bzw. gezielten Geräuschabstrahlung unter Antriebs- und Bremsmoment beitragen. Im Rahmen der Reifenentwicklung wurden dabei ausschließlich die akustischen Aspekte des Reifens analysiert und optimiert. Zur Herstellung eines Serienreifens benötigt es aus diesem Grund weitere Optimierungsschleifen in Bezug auf wichtige Reifeneigenschaften wie Handling, Bremsweg, Rollwiderstand, Aquaplaning und Verschleiß. Dabei sollte vor allem untersucht werden, wie die zunächst gegensätzlich scheinenden Kriterien „umfangsweich“ und „lange Lebensdauer“ optimal aufeinander abgestimmt werden können.

Im Bereich der geeigneten Rillen sollte in weiteren Forschungsarbeiten die Variation des Flankenwinkels und die Form der Profilklotze untersucht werden. Analysen zur Haltbarkeit der spitzen Profilklotzflanken dieses Profildesigns müssen zeigen, ob eine seriennahe Umsetzung möglich werden kann. Ebenso sollte die Wirkung der gemessenen Geräuscherhöhung bzw. –absenkung über Probandenversuche abgesichert werden. Die im Nah- und Fernfeld gefundenen Zusammenhänge sollten subjektiv von Probanden bestätigt werden.

Die Untersuchungen zu anisotropen Fahrbahnen zeigen, dass Kunstharzfahrbahnen auch für Prüfstandsversuche geeignet sind. Auch hier sollte eine Variation der Steingeometrie untersucht werden. Durch Hinzufügen von Additiven zur Kunstharzmischung kann der Einfluss auf die Mikro- und Makrorauigkeit der Fahrbahn genommen werden. Die in dieser Arbeit vorgestellten Effekte zur Warnsignalausendung sollten ebenfalls bei Probandenuntersuchungen im Fernfeld in situ analysiert werden.

Das validierte Simulationstool zur Berechnung von Klotzdeformationen und Klotzkräften in der Bodenaufstandsfläche unter Antriebsmoment kann mit

Simulationen zu Aufschlag- und Ausschnappeffekten kombiniert werden, sodass auch hochfrequente Schwingvorgänge abgebildet werden können. Mit Hilfe eines erweiterten SPERoN Geräuschmodells bei höheren Frequenzen kann im Anschluss ein Simulationstool zur Vorhersage von Reifen-Fahrbahn-Geräuschen unter Antriebsmoment erstellt werden.

Unter Berücksichtigung dieser Weiterführungsvorschläge kann die Reifen- und Straßenbauindustrie serienreife Produkte realisieren, die auch unter Antriebsmoment im Geräuschpegel deutlich reduziert sind und somit zum Wohle aller im Sinne der Geräuschemissionsbelastung beitragen.

Anhang

Formelzeichen und Symbole

Zeichen	Bedeutung	Einheit
C_1, C_2	Konstante E-Modulberechnung	N
C_3	Konstante E-Modulberechnung	mm
F_x	Umfangskraft	N
$F_{z,x}(x)$	wegabhängige Radlast längs	N/m
$F_{z,y}(x)$	wegabhängige Radlast quer	N/m
F_z	Gesamtradlast	N
I_η	Flächenträgheitsmoment pro Block	mm^4
Sh_A	Shore Härte A,	-
c_B	Biegesteifigkeit	N/mm
c_S	Schersteifigkeit	N/mm
c_{ges}	Gesamtsteifigkeit	N/mm
f_k	Normierungsfaktor	$1/m$
l_{sch}	Scherlänge	m
$q_{z,x}(x)$	einheitenlose Gewichtungsfunktion	-
r_0	geometrischer Reifenradius	m
r_{dyn}	dynamischer Reifenradius	m
u_{st}	Borstenauslenkung stehendes Rad	m
u_{tr}	Borstenauslenkung treibend	m
v_r	Radoberflächengeschwindigkeit	m/s
v_{sx}	relative Schlupfgeschwindigkeit	m/s
v_x	Fahrzeuggeschwindigkeit	m/s

x_F	horizontale Position der Borste am unteren Ende auf der Fahrbahn	m
x_G	horizontale Position der Borste am Reifengürtel	m
A	Flächeninhalt eines Blocks	mm^2
E	Elastizitätsmodul	N/mm^2
G	Schubmodul	N/mm^2
R	Stempelradius	mm
a	halbe Latschlänge	m
b	halbe Latschbreite	m
h	Klotzhöhe	m
l	Profilklotztiefe	mm
n	Steilheits-Parameter	-
q	Asymmetrie-Parameter	-
t	Zeitvariabel	s
x	Laufvariable über Latsch	m
z	Einfederungsvektor	m
δ	Klotzverformung durch Umfangskraft	mm
γ	Scherung	-
μ	Haftreibungskoeffizient	-
ν	Querkontraktionszahl, einheitenlos	-
σ	Schlupfwert	-
τ	Scherspannung	MPa
ω	Radkreisfrequenz	$1/s$

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Aufbau eines luftgefüllten Radialreifens [Good14].....	14
Abbildung 2:	Kräfte und Druckverteilung am Reifen [Reif10]	15
Abbildung 3:	Komponenten der Kraftübertragung: (li.o.) Adhäsion, (li.u.) Hysterese [Hake11]; (re) Gummireibungstheorie für verschiedene Gleitgeschwindigkeiten, nach [Meye67], entnommen und verändert aus [Fach99].....	16
Abbildung 4:	Druckverteilung im Reifenlatsch, freirollend [Gerr75a]	16
Abbildung 5:	schematische Darstellung der Schubspannungsverteilung in der Reifenaufstandsfläche, E=Einlauf, A=Auslauf, (li) antreibend, (re) bremsend, abplattungsbedingt (o), umfangskraftbedingt (m) und Superposition (u)	18
Abbildung 6:	Limitierendes Kraftübertragungspotential unter großer Umfangskraft, Antreiben (li) und Bremsen (re)	18
Abbildung 7:	Klotzverschiebung in Umfangsrichtung unter Antriebsschlupf (li) und Bremsschlupf (re) bei durchlaufendem Klotz (Einlauf nach Auslauf) [Fach99]	19
Abbildung 8:	Analyse des Einflusses von Profilmustergeometrien auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch [Ejsm84].....	21
Abbildung 9:	Einfluss der Rillenbreite und des Pfeilungswinkels auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch [Ejsm84].....	21
Abbildung 10:	Reifenprototyp und Skizze der Seitenansicht mit radialer Flanke	25
Abbildung 11:	Reifenprototyp und Skizze der Seitenansicht mit geneigter Flanke	25
Abbildung 12:	Auswirkung der geometrischen Gestalt auf das Fahrzeugverhalten, grün = positive Beeinflussung, rot = negative Beeinflussung, entnommen und verändert aus [DIN13473-2].....	30
Abbildung 13:	Versuchsfahrbahnen mit unterschiedlicher Verdichtungslast und Marshallprüfkörper zur Analyse von Hohlraumgehalt und Verdichtungsgrad.....	34

Abbildung 14:	Vergleich des großtechnischen Fahrbahneinbaus (li. o. Fertiger mit Verdichtungsbohle [Hein14], li. u. schwere Walze BOMAG BW 174 [BOMA14]) und der Fahrbahnverdichtung mit den Gegebenheiten am Innentrommelprüfstand des FAST.....	35
Abbildung 15:	Ablaufschema zur Herstellung von Kunstharzfahrbahnen im IPS.....	38
Abbildung 16:	Ausgewählte Bearbeitungsschritte im Herstellungsprozess der Kunstfahrbahn: modellierte Fahrbahn aus Einzelsteinen mit Verschalung, Silikonabdruck auf Grundplatte, eingefülltes Kunstharz mit Einfüllvorrichtungen, eingebaute Kunstharzfahrbahn am Innentrommelprüfstand (v. li. n. re.).....	38
Abbildung 17:	Eingebaute anisotrope Kunstharzfahrbahn im IPS und Modellvorstellung der geeigneten Einzelsteine	38
Abbildung 18:	Innentrommelprüfstand mit Radaufhängung [FAST16].....	41
Abbildung 19:	Aufbau des geräuschoptimierten Innentrommelprüfstands.....	44
Abbildung 20:	Bauschalldämmmaß nach der akustischen Optimierung.....	45
Abbildung 21:	Vergleich Reifen-Fahrbahn-Geräusch in der Messkabine mit und ohne Hydraulik, Serienreifen, Safety-Walk, 50 km/h, Einlauf.....	45
Abbildung 22:	Geräuschoptimierte Akustikmesskammer mit Gelenkwelle, Radlastmotor, Reifen und Mikrofon (ohne Reifeneinhausung).....	46
Abbildung 23:	Gekapseltes Hydraulikaggregat in Antriebskammer	46
Abbildung 24:	Seitenansicht der Mikrofonpositionen am IPS	46
Abbildung 25:	Draufsicht der Mikrofonpositionen am IPS.....	46
Abbildung 26:	Überrollsensor in der Aluminiumfahrbahn des IPS mit Telemetrieinheit und portabler Spannungsversorgung	48
Abbildung 27:	Überrollsensor kurz vor Überrollung, Reifenposition P2	48
Abbildung 28:	Unterflurlabor vor dem Einsetzen in einen genormten Abwasserschacht	49
Abbildung 29:	Anfahrt-Teppich mit eingesetztem Unterflurlabor	49
Abbildung 30:	Reifenüberfahrt mit Elektrofahrzeug	49
Abbildung 31:	Versuchsstrecke 1: Referenzbelag SMA 0/8, Länge 60 m, Breite 3,25 m	51
Abbildung 32:	Versuchsstrecke 2 & 3: geräuschoptimierte Fahrbahnen PMA 5 (links) und LOA 5D (rechts), Länge 70 m, Breite je 3 m.....	51
Abbildung 33:	Schematischer Aufbau der Vorbeifahrten	51

Abbildung 34:	Berechneter Schalldruckpegel einer Vorbeifahrt mit SPERoN	53
Abbildung 35:	Vergleich der Serienreifen ContiSportContact (links) und ContiEcoContact 5 (rechts) bei Variation der Antriebskraft, Safety-Walk, 50 km/h, Einlauf	56
Abbildung 36:	Dreh- und Krafrichtung von Reifen R4: Montagerichtung 1 (links) und Montagerichtung 2 (rechts), A = Antreiben, B = Bremsen, die Pfeile verdeutlichen den zurückgelegten Weg von Reifenklotz (bunt) und Fahrbahn (grau)	59
Abbildung 37:	Reifen R4 unter Umfangskraft von 3.500 N sowie freirollend, Montagerichtung 1 (links) und Montagerichtung 2 (rechts), Safety-Walk, 30 km/h, Auslauf	60
Abbildung 38:	Reifen R4b mit identischer Blockneigung (beide Spuren MR2) und Reifen R4c mit gegenläufiger Blockneigung auf Spur 1 (MR2) und Spur 3 (MR1)	63
Abbildung 39:	Vergleich der Reifen R4b (identisch) und Reifen R4c (gegenläufig) bei Antriebskraft von 3.500 N (links) und Bremskraft von 3.500 N (rechts), Safety-Walk, 30 km/h, Auslauf	64
Abbildung 40:	Vergleich von Reifen R10a und R10b im Einlauf (links) und Auslauf (rechts), ON freirollend, SMA, 30 km/h	66
Abbildung 41:	Vergleich von Reifen R10a und R10b im Einlauf (links) und Auslauf (rechts), 3.500 N Antreiben, SMA, 30 km/h	67
Abbildung 42:	Vergleich von Reifen R10a und R10b im Einlauf (links) und Auslauf (rechts), 3.500 N Bremsen, SMA, 30 km/h	68
Abbildung 43:	Vergleich Reifen R10a und R10b bei der Vorbeifahrt, 0 N freirollend, SMA, 30 km/h, 7,5 m, Mittelung 3 Vorbeifahrten	70
Abbildung 44:	Vergleich Reifen R10a und R10b bei der Vorbeifahrt, 3500 N Antreiben, LOA, 30 km/h (links), 50 km/h (rechts), 7,5 m, Mittelung 3 Vorbeifahrten	71
Abbildung 45:	Vergleich Reifen R10a und R10b bei der Vorbeifahrt, 3500 N Antreiben, SMA, 30 km/h (links), 50 km/h (rechts), 7,5 m, Mittelung 3 Vorbeifahrten	71
Abbildung 46:	Vergleich Reifen R10a und R10b bei der Vorbeifahrt, 3500 N Antreiben, PMA, 30 km/h (links), 50 km/h (rechts), 7,5 m, Mittelung 3 Vorbeifahrten	71

Abbildung 47: Vergleich Reifen R10a und R10b bei der Vorbeifahrt, 3500 N Bremsen, PMA (links), SMA (rechts), 30 km/h, 7,5 m, Mittelung 3 Vorbeifahrten.....	73
Abbildung 48: Vergleich Reifen R5a, R5c und R5d freierollend (links) und unter 3.500 N Antriebskraft (rechts), Safety-Walk, 50 km/h, Auslauf	80
Abbildung 49: Vergleich der Pressungsverteilung der stehenden Reifen R5e (links) und R5c (rechts) mit unterschiedlicher Blockanzahl und Block-zu-Rillenverhältnis bei identischer Radlast, gemessen am FAST Unterflurlabor	80
Abbildung 50: Vergrößerte Darstellung der Profilklotzverschiebung der mittleren Momentaufnahme (grünes Flächenprofil),.....	83
Abbildung 51: Profilklotzverschiebung von Reifen R12c, Glasoberfläche, 2.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung C	84
Abbildung 52: Profilklotzverschiebung von Reifen R12a, Glasoberfläche, 2.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung A	84
Abbildung 53: Profilklotzverschiebung von Reifen R12c, Glasoberfläche, 1.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung C	85
Abbildung 54: Profilklotzverschiebung von Reifen R12a, Glasoberfläche, 1.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung A	85
Abbildung 55: Profilklotzverschiebung von Reifen R11c, Glasoberfläche, 2.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung C	86
Abbildung 56: Profilklotzverschiebung von Reifen R11a, Glasoberfläche, 2.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung A	86
Abbildung 57: Profilklotzverschiebung von Reifen R11c, Glasoberfläche, 2.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung C	87
Abbildung 58: Profilklotzverschiebung von Reifen R12c, Glasoberfläche, 2.500 N Antriebskraft, 25 km/h, Mischung C	87
Abbildung 59: Vergleich von Reifen mit weicher Mischung A (links) und harten Mischung C (rechts) unter verschiedenen Antriebskräften, SMA, 50 km/h, Auslauf.....	88
Abbildung 60: R11, SMA 30 km/h (links) und 50 km/h (rechts), 3.500 N Antriebskraft, Auslauf	90
Abbildung 61: R11, DSH 30km/h (links) und 50 km/h (rechts), 3.500 N Antriebskraft, Auslauf	90

Abbildung 62:	Vergleich der Umfangskräfte bei Reifen mit weicher Mischung A (links) und harter Mischung C (rechts), P1, 30 km/h, Alufahrbahn, Mittelung von n Überrollvorgängen, 0 mm entspricht dem Einlauf, Antreiben.....	92
Abbildung 63:	Vergleich der Laufstreifenmischungen bei der Vorbeifahrt, 3.500 N Antriebskraft, LOA, 30km/h (li), 50 km/h (re), 7.5 m, Mittelung von 3 Vorbeifahrten	95
Abbildung 64:	Vergleich der Laufstreifenmischungen bei der Vorbeifahrt, 3.500 N Antriebskraft, PMA, 30km/h (li), 50 km/h (re), 7.5 m, Mittelung von 3 Vorbeifahrten	96
Abbildung 65:	Vergleich der Geräuschgradienten unter Antriebskraft im Reifenauslauf bei Geschwindigkeiten von 30 km/h, 50 km/h und 80 km/h.....	104
Abbildung 66:	Vergleich der Geräuschgradienten unter Antriebskraft bei der Vorbeifahrt in 7,5 m bei Geschwindigkeiten von 30 km/h und 50 km/h (li), Schalldruckpegelverläufe der Fahrbahnbeläge LOA, PMA und SMA bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h (re), jeweils drei Vorbeifahrten gemittelt.....	105
Abbildung 67:	Erläuterung der Fahrrichtungen FR 1 und FR 2 der anisotropen Kunstharzfahrbahn	106
Abbildung 68:	Antreiben und Konstantfahrt R5c, Kunstharzfahrbahn, 30 km/h, Auslauf, Fahrriichtung 1 und 2 (FR 1, FR 2)	107
Abbildung 69:	Bremsen und Konstantfahrt, Kunstharzfahrbahn, 30 km/h, Einlauf, Fahrriichtung 1 und 2	108
Abbildung 70:	Realer Reifenabdruck, hergestellt über Abdruckverfahren am IPS auf Safety-Walk und 3.700 N Radlast	111
Abbildung 71:	Digitalisierter Reifenabdruck nach Einlesen und Bearbeitung des realen Abdruckes	111
Abbildung 72:	Virtueller, digitaler Reifenabdruck, aus CAD Daten extrahiert, die Krümmung des Reifens wird vernachlässigt.....	111
Abbildung 73:	Erläuterung der verwendeten geometrischen Größen unter Antriebsmoment.....	115

Abbildung 74: Verlauf der Klotz-Deformation über der Latschlänge, freierollend (oben), reine Umfangskraft (mittig), kombiniert (unten), Umfangskraft 1.500N (blau), 2.500N (grün), 3.500N (rot), Antreiben (positiv) und Bremsen (negativ), Reifeneinlauf befindet sich rechts bei 0,065m, Reifen R5c 117

Abbildung 75: Verlauf der Klotzdeformation unter Umfangskraft (blau), Begrenzung durch Haft- und Gleitgrenze, Reifeneinlauf rechts, Reifen R5c 118

Abbildung 76: Ausschnitt eines Reifenprofils über den Reifenumfang mit fortlaufender Maske, virtueller Reifenabdruck R5c 119

Abbildung 77: Simulation zur Umfangskraftvariation, Antreiben (positiv, blau), Bremsen (negativ, rot), Reifeneinlauf rechts, Reifen R5c, 3.700N Radlast 120

Abbildung 78: Simulation zur Variation der Klotzsteifigkeit (geringe Shorehärte, Referenzreifen R5c, hohe Shorehärte), Antreiben (positiv, blau), Bremsen (negativ, rot), Reifeneinlauf rechts 121

Abbildung 79: Simulation zur Variation des Haftbeiwertes (geringer Haftbeiwert, Referenzwert, hoher Haftbeiwert), Antreiben (positiv, blau), Bremsen (negativ, rot), Reifeneinlauf rechts 122

Abbildung 80: Simulation zur Variation der Profilklotzgeometrie (kleine Klötze, Referenzklötze R5c, große Klötze), Antreiben (positiv, blau), Bremsen (negativ, rot), Reifeneinlauf rechts 123

Abbildung 81: Nummerierung der Blöcke..... 125

Abbildung 82: SPERoN Simulation Vorbeirollpegel, PMA, 50 km/h, 7.5m, Reifen R11a (kleine Blöcke), weiche Mischung 127

Abbildung 83: SPERoN Simulation Vorbeirollpegel, PMA, 50 km/h, 7.5m, Reifen R11c (kleine Blöcke), harte Mischung 127

Abbildung 84: Vergleich der Reifenmischungen weich & hart bei der Vorbeifahrt, freierollend, PMA, 50 km/h, 7.5 m, Mittelung von 3 Vorbeifahrten 128

Abbildung 85: SPERoN Simulation Vergleich Reifenmischungen weich & hart bei der Vorbeifahrt, freierollend, PMA, 50 km/h, 7.5 m 128

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	maximale Antriebskräfte am Rad bei Elektrofahrzeugen	5
Tabelle 2:	Prototypische Versuchsreifen zu den Untersuchungen der geneigten Rille [Stal15b]	26
Tabelle 3:	Prototypische Versuchsreifen zu den Untersuchungen der Variation der Umfangskraftsteifigkeit [Stal15b]	27
Tabelle 4:	Vergleich der möglichen Lärminderung von geräuschoptimierten Fahrbahnen bei innerstädtischen Geschwindigkeiten [ADAC11]	33
Tabelle 5:	Abnahmemessung der hergestellten Fahrbahnbeläge am IPS	36
Tabelle 6:	untersuchte Serienreifen der Continental AG	55
Tabelle 7:	Schalldruckpegelzunahmen der Serienreifen zwischen dem freirollenden Zustand (0 N) und einer Antriebskraft von 3.500 N	56
Tabelle 8:	Vergleich der Schalldruckpegel zwischen 0 N freirollend und 3.500 N Antriebskraft, Safety-Walk, 30 km/h, Auslauf	65
Tabelle 9:	Luft-Dämpfung (Dissipation) bei Lufttemperatur von 10 °C und einer relativen Luftfeuchtigkeit von 70 % ([ISO9613-2],[Seng14])	69
Tabelle 10:	Vergleich der Reifen R10a und R10b bei der Vorbeifahrt, 0 N freirollend, alle Beläge bei 30 km/h und 50 km/h, 7,5 m, Mittelung 3 Vorbeifahrten	70
Tabelle 11:	Vergleich der Schalldruckpegelzunahme bei unterschiedlichen Antriebskräften und Laufstreifenmischungen, vgl. Abbildung 59	89
Tabelle 12:	Vergleich der Vorbeifahrten zweier Reifen mit unterschiedlicher Laufstreifenmischung, freirollend und unter 1.500 N Antriebskraft, 30 km/h, 7,5 m, Mittelung 3 Vorbeifahrten	95
Tabelle 13:	Vergleich der Geräuschzunahme unter Antriebsmoment, Safety-Walk, 50 km/h, Einlauf	97
Tabelle 14:	Vergleich der reinen Antriebskomponente SPL_Antrieb in dB(A) bei einer Antriebskraft von 3.500 N, berechnet über Schallintensitäten, Reifenmischung weich und hart, PMA, 7,5 m, Mittelung von min. 3 Vorbeifahrten	98

Tabelle 15: Vergleich der reinen Antriebskomponente SPL_Antrieb in dB(A) bei einer Antriebskraft von 3.500 N, Reifenmischung weich und hart, 7.5 m, Mittelung von mindestens 3 Vorbeifahrten PMA 99

Tabelle 16: Vergleich der reinen Antriebskomponente SPL_Antrieb in dB(A) bei einer Antriebskraft von 3.500 N, Reifenmischung weich und hart, 7.5 m, Mittelung von mindestens 3 Vorbeifahrten LOA 100

Tabelle 17: Vergleich der reinen Antriebskomponente SPL_Antrieb in dB(A) bei einer Antriebskraft von 1.500 N, Reifenmischung weich und hart, 7.5 m, Mittelung von mindestens 3 Vorbeifahrten PMA 101

Tabelle 18: Vergleich der Blockauslenkung berechnet nach (24) und simuliert mit Bürstenmodell und eingelesenem Latschabdruck 125

Literaturverzeichnis

- [ADAC11] ADAC: Minderung des Verkehrslärms in Städten und Gemeinden. Ursachen für Straßenlärm, Wirksame Praxisbeispiele, Innovative Straßenbeläge, 2011.
- [Alli12] Allianz pro Schiene e.V: Umweltschonend Mobil. Bahn, Auto, Flugzeug, Schiff im Umweltvergleich, 2012; S. 13.
- [Ammo04] Ammon, D. et al.: Ermittlung der Reibwerte von Gummistollen zur genauen Parametrierung von Reifenmodellen. In ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 2004, 106; S. 694–701.
- [AOS 14] AOS Technologies AG: Q-VIT. Datenblatt. <http://www.aostechnologies.com/high-speed-imaging/products-high-speed/q-vit/>, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [Atte04] Attenberger, A.: Straßenverkehr als Sorgenkind des Lärmschutzes. Leises Fahren, Augsburg, 2004.
- [Audi14] Audi AG: Datenblatt Audi R8 e-tron. https://www.audi-mediaservices.com/publish/ms/content/de/public/pressemitteilungen/2013/05/27/der_audi_r8_e-tron.html, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [Babi04] Babisch, W.: Die NaRoMI-Studie. Auswertung, Bewertung und vertiefende Analysen zum Verkehrslärm. Umweltbundesamt, Berlin, 2004.
- [Baye16] Bayerisches Staatsministerium des Innern, für Bau und Verkehr: DSH V – Dünne Asphaltdeckschichten in Heißbauweise auf Versiegelung. http://www.leiserstrassenverkehr.bayern.de/laermarme_beläge/dsh, zuletzt geprüft am 14.03.2016.
- [Beck08] Beckenbauer, T.: Physik der Reifen-Fahrbahn-Geräusche. Geräuschentstehung, Wirkungsmechanismen und akustische Wirkung unter dem Einfluss von Bautechnik und Strassenbetrieb. Geräuschminderung der Fahrbahnbeläge in der Praxis - Lärmaktionsplanung - 4. Informationstage, 2008.

- [Beck99] Beckenbauer, T.; Huschek, S.: Entstehungsmechanismen des Reifen/Fahrbahn-Geräusches, 1999.
- [Bede09] Bederna, C.; Saemann, E.-U.: Contributions to a better understanding of tire cavity noise. In (Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (DEGA) Hrsg.): DAGA - Jahrestagung für Akustik 2009, 2009; S. 502–505.
- [Berg59] Berger, M.: Kinematics of a Rollings Tire and Its Application to Tire Performance: Journal of Applied Polymer Science (1959), Vol. 2, Issue 5, 1959; S. 174–180.
- [BMW 15] BMW AG: Datenblatt BMW i3.
<http://www.bmw.de/de/neufahrzeuge/bmw-i/i3/2015/erleben.html>,
zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [BOMA14] BOMAG GmbH, Fayat Group, Deutschland: Bilddatei. Tandemwalze BW 174. <http://www.bomag.com/click-demo/module/product-catalog-release/picture-gallery/small/648787660B.jpg>, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [BOMA16] BOMAG GmbH, Fayat Group, Deutschland: Tandem-Vibrationswalzen. Leistungsdaten.
https://bsa.bomag.com/bsa/boo/pdf_files/PRD87034001_Sa09.pdf,
zuletzt geprüft am 14.03.2016.
- [Brae13] Braess, H.-H.; Seiffert, U. Hrsg.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, s.l., 2013. ISBN: 978-3-658-01690-6.
- [Brüe14a] Brüel & Kjaer: 4188-L-001. Datenblatt.
<http://www.bksv.com/products/transducers/acoustic/microphones/microphone-preamplifier-combinations/4188-l-1.aspx>, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [Brüe14b] Brüel & Kjaer: 4188-A-021. Datenblatt.
<http://www.bksv.com/products/transducers/acoustic/microphones/microphone-preamplifier-combinations/4188-a-21>, zuletzt geprüft am 14.10.2014.

- [Bund04] Bundesanstalt für Straßenwesen: Verbundprojekt "Leiser Strassenverkehr - Reduzierte Reifen-Fahrbahn-Geräusche". [Bericht zum Forschungsprojekt 01.331]. Wirtschaftsverlag NW Verl. für neue Wissenschaft, Bremerhaven, 2004. ISBN: 3865092136.
- [Bund10] Bundesregierung: Energiekonzept für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung.
http://www.bundesregierung.de/ContentArchiv/DE/Archiv17/_Anlagen/2012/02/energiekonzept-final.pdf?__blob=publicationFile&v=5, zuletzt geprüft am 18.08.2014.
- [Bund14] Bundesanstalt für Straßenwesen: Leiser Straßenverkehr 3 (LeiStra3). Ein Überblick. http://www.leistra3.de/Leistra-3/Home/home_node.html, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [Bürc11] Bürckert, M.; Greiner, M.; Gauterin, F.: Einfluss der Fahrbahngrobtex-
tur auf die Geschwindigkeitsabhaengigkeit der Griffigkeit nasser
Fahrbahnen. In VDI Berichte, 2011.
- [Bürc12] Bürckert, M.; Gauterin, F.; Unrau, H.-J.: Untersuchung des Einflusses
der Grobtextur auf Messergebnisse mit dem SKM-Messverfahren.
Wirtschaftsverlag N. W. Verlag für neue Wissenschaft; Technische In-
formationsbibliothek u. Universitätsbibliothek, Bremerhaven,
Hannover, 2012. ISBN: 9783869182698.
- [Caes45BC] Caesar, Gaius Iulius: Lex Iulia Municipalis (Tavola di Eraclea), Bronzetafel: Museo archeologico nazionale di Napoli, 45BC.
- [Cont03] Conti, F.: A Profile of Ancient Rome. J. Paul Getty Museum, 2003.
ISBN: 9780892366972.
- [Cont11] Continental AG: Grundlagen Geräuschtechnologie.
http://www.continental-reifen.de/generator/www/de/de/continental/reifen/themen/news/meldungen/2011_launch_event/download/CSC_5_geraeusch.pdf, zuletzt geprüft am 17.07.2011.
- [Cont14] Conter, M.; Czuka, M.; Kriegisch, M.: Experimentelle Erfahrungen mit
der akustischen Wahrnehmbarkeit von Elektrofahrzeugen. In (Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (DEGA) Hrsg.): DAGA - Jahrestagung für Akustik 2014, 2014.

- [DEGA12] Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (DEGA): Tag gegen Lärm – International Noise Awareness Day. Lärmbelästigung 2012, 2012.
- [Desm15] Desmond, K.: Gustave Trouve. French Electrical Genius (1839-1902). McFarland & Company Inc. Publishers, Jefferson, 2015. ISBN: 9780786497096.
- [Deut07] Deutscher Wetterdienst (DWD): Klima- und Umweltberatung. Klimadaten aus der Grundversorgung. Weltklima: Klimatabellen und Klimadiagramme - Download als EXCEL-Datei. <http://www.dwd.de/>, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [Deut14a] Deutscher Asphaltverband (DAV) e.V.: Bautechnik: Hinweise zur Asphaltbauweise. Kapitel 5: Asphaltsschichten und ihre Aufgaben, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [Deut14b] Deutscher Asphaltverband (DAV) e.V.: Verdichtungsgrad. Die Asphalttechnik. http://www.asphalt.de/site/startseite/technik/technischer_briefkasten_faq/verdichtungsgrad/, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [DIN13036-1] DIN EN 13036-1: Oberflächeneigenschaften von Straßen und Flugplätzen - Prüfverfahren - Teil 1: Messung der Makrotexturtiefe der Fahrbahnoberfläche mit Hilfe eines volumetrischen Verfahrens. Beuth Verlag GmbH, 2010.
- [DIN13036-3] DIN EN 13036-3: Oberflächeneigenschaften von Straßen und Flugplätzen - Prüfverfahren - Teil 1: Messung der Makrotexturtiefe der Fahrbahnoberfläche mit Hilfe eines volumetrischen Verfahrens;. Beuth Verlag GmbH, 2010.
- [DIN13473-2] DIN ISO 13473-2: Charakterisierung der Textur von Fahrbahnbelägen unter Verwendung von Oberflächenprofilen - Teil 2: Begriffe und grundlegende Anforderungen für die Analyse von Fahrbahntexturprofilen. Beuth Verlag GmbH, 2004.
- [DIN140-4] DIN EN ISO 140-4: Akustik - Messung der Schalldämmung in Gebäuden und von Bauteilen. Beuth Verlag GmbH, 1998.

- [DIN362-1] DIN ISO 362-1: Messverfahren für das von beschleunigten Straßenfahrzeugen abgestrahlte Geräusch - Teil 1. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2009.
- [Dude12] Dudenhöffer, K.; Hause, L.: Sound Perception of Electric Vehicles. In ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 2012; S. 46–50.
- [Ehle09] Ehlert, S.: Lärmarme Fahrbahnbeläge für den kommunalen Straßenbau. Bautechnische Empfehlungen für das Herstellen von lärmarmen Fahrbahnbelägen im kommunalen Straßenbau, 2009.
- [Ejsm84] Ejsmont, J. A.; Sandberg, U.: Influence of Tread Pattern on Tire/Road Noise, 1984.
- [Ejsm97] Ejsmont, J. A.: Tire/road noise generating mechanisms and possible ways of their reduction. <http://trid.trb.org/view.aspx?id=1166449>, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [EK10] Europäische Kommission: Elektromagnetische Felder. Eurobarometer 73.3, 2010.
- [EK96] Europäische Kommission: Future Noise Policy. Green Paper, Brüssel, 1996.
- [Ente95] Enterline, G. D.; de Reynal de Saint-Michel, M. Enterline, G. D.; de Reynal de Saint-Michel, M.: Radialluftreifen mit einer bezüglich einer Normalen (N) zum Reifen geneigte Querrillen aufweisenden Lauffläche. Google Patents, 1995.
- [Erha08] Erhardt, A.: Einführung in die Digitale Bildverarbeitung. Grundlagen, Systeme und Anwendungen. Vieweg+Teubner / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, Wiesbaden, 2008. ISBN: 9783834895189.
- [Esse97] Essers, U.; Horch, E.-J.: Reifen-Fahrbahn-Geräusche von Pkw bei beschleunigter Vorbeifahrt. In ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 1997, 99; S. 200–207.
- [Fach99] Fach, M.: Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn, Darmstadt, 1999.
- [Fast07] Fastl, H.; Zwicker, E.: Psychoacoustics. Facts and Models. Springer, 2007. ISBN: 3-540-23159-5.

- [FAST14] Institut für Fahrzeugsystemtechnik Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik
KIT: Vehicle Efficiency Laboratory.
<http://www.fast.kit.edu/lff/4667.php>, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [FAST16] Institut für Fahrzeugsystemtechnik Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik
KIT: Reifen-Innentrommel-Prüfstand.
<http://www.fast.kit.edu/lff/1251.php>, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [Faus10] Faust, V. Prof. Dr. med.: Lärm-Umweltproblem Nummer 1 und Geißel
unserer Zeit. Seelische Störungen erkennen, verstehen, verhindern,
behandeln, 2010.
- [Fisc00] Fischlein, H.: Untersuchung des Fahrbahnoberflächeneinflusses auf
das Kraftschlußverhalten von Pkw-Reifen. Techn. Hochsch., Dissertati-
on, Karlsruhe, 1999. VDI-Verl, Düsseldorf, 2000. ISBN: 3183414120.
- [Fisc11] Fischer, U.: Tabellenbuch Metall. Mit Formelsammlung. Verl. Europa-
Lehrmittel, Haan-Gruiten, 2011. ISBN: 9783808514467.
- [Gaut04] Gauterin, F.: Reifen/Fahrbahngeräusch - der leise Reifen. Ge-
räuschminderungspotenziale in der Reifenkonstruktion, Augsburg,
2004.
- [Gaut06] Gauterin, F.: Einflussparameter auf das Reifen/Fahrbahngeräusch bei
schweren Nutzfahrzeugen, Stuttgart, 2006.
- [Gaut08] Gauterin, F.; Grollius, S.: Reifen- Fahrbahn-Geräusche unter An-
triebsmoment, München, 2008.
- [Gaut09] Gauterin, F.: Influence of Tangential Force, Wheel Load and Inflation
Pressure on Tire Road Noise, Dresden, Mai 8, 2009.
- [Gaut16] Gauterin, F. Gauterin, F.: Diskussion bezüglich der Ergebnisse zur
geneigten Rille. Diskussion, 2016.
- [Gent83] Gentle, C.-R.: Optical Mapping of Pressures in Tyre Contact Areas,
Nottingham, 1983.
- [Gerr75a] Gerresheim, M.: Experimenteller und theoretischer Beitrag zu Fragen
des Reifenverhaltens. Dissertation, München, 1975a.

- [Gerr75b] Gerresheim, M.; Hussmann, A.: Kräfte und Bewegungen in der Aufstandsfläche geradeaus rollender Reifen. Teil 1. Diagonalreifen 6.95/175 H14. In *Automobil-Industrie*, 1975b; S. 59–73.
- [Gieß12a] Gießler, M. et al.: Converted vehicle for battery electric drive: Aspects on the design of the soft-ware-driven vehicle control unit. In (TU Dresden Hrsg.): *2nd internat. Energy Efficient Vehicle Conference (EEVC) 2012*, 2012a.
- [Gieß12b] Gießler, M.: *Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis*. KIT, Diss.--Karlsruhe, 2011. KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2012b. ISBN: 978-3866448063.
- [Glae12] Glaeser, K.-P.; Marx, T.; Schmidt, E.: Sound Detection of Electric Vehicles by Blind or Visually Impaired Persons. In (United States Institute of Noise Control Engineering Hrsg.): *Internoise 2012*, New York, 2012.
- [Gnad95] Gnadler, R. et al.: Ermittlung von μ -Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen. Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT). FAT, Frankfurt (Main), 1995.
- [Good14] Goodyear Dunlop Germany: Der Reifenaufbau – die Bestandteile der Alleskönner. http://www.goodyear-dunlop.com/gd_de/innovation/produktion/reifenaufbau/, zuletzt geprüft am 12.09.2014.
- [Grol12] Grollius, S.; Gauterin, F.: *Verbundprojekt "Leiser Straßenverkehr 2". Experimentelle Untersuchung zum Einfluss des Antriebsmomentes auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch*. Wirtschaftsverl. NW Verl. für neue Wiss, Bremerhaven, 2012. ISBN: 978-3-86918-183-7.
- [Gült14] Gültlinger, J. et al.: Investigations of Road Wear Caused by Studded Tires. In *Tire Science and Technology*, 2014, 42; S. 2–15.
- [Günt92] Günter, F.: Das Kraftschlussverhalten von PKW-Reifen auf trockender und nasser Fahrbahn. In *Periodica Polytechnica*, 1992; S. 181–200.
- [Hake11] Haken, K.-L.: *Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik*. Carl Hanser Fachbuchverlag, s.l., 2011. ISBN: 9783446426047.

- [Haug99] Haug, G.: Verfahren zur Bestimmung der Antriebsgeräusche und der zugkraftabhängigen Reifen-Fahrbahn-Geräusche von schweren Nutzfahrzeugen. Expert Verlag, 1999. ISBN: 3-8169-1844-1.
- [HEAD11] HEAD acoustics GmbH: Datenblatt HMS III.0 (Code 1307). HEAD Measurement System, 2011.
- [Hein14] Heinz Schnorpfeil Bau GmbH: Bilddatei. Einbau mit Fertiger. http://www.schnorpfeil.eu/images/dscn0291_lbb.jpg, zuletzt geprüft am 22.10.2014.
- [Hei13] Heißing, B.; Ersoy, M.; Gies, S. Hrsg.: Fahrwerkhandbuch. Grundlagen · Fahrdynamik · Komponenten · Systeme · Mechatronik · Perspektiven. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, s.l., 2013. ISBN: 9783658019914.
- [Helf98] Helfer, M.: Einfluss der Zugkraft auf das Reifen- Fahrbahn-Geräusch, Darmstädter Reifenkolloquium, 1998.
- [Hong13] Hong, S.; Cho, K.; Ko, B.: Investigation of probability of pedestrian crash based on auditory recognition distance due to a quiet vehicle in motor mode. In International Journal of Automotive Technology, 2013, 14; S. 441–448.
- [Husc89] Huscek, S.; Springborn, M.: Einfluß der Fahrbahnrauheit auf die Reifengeräusche, Berlin, 1989.
- [ISO11819-2] ISO 11819-2: Measurement of the influence of road surfaces on traffic noise -- Part 2: The close-proximity method, 2013.
- [ISO9613-2] ISO 9613-2: Dämpfung des Schalls bei der Ausbreitung im Freien, 1996.
- [Jana03] Janajreh, I. M. Janajreh, I. M.: Tire tread having uneven groove walls, 2003.
- [Jann09] Jannicke, B.: Lärminderung auf allen Strecken ist möglich – PMA-Gussasphalt mit offenerporiger Oberfläche. In asphalt, 2009; S. 29–32.
- [KBA13] Kraftfahrt-Bundesamt: Pressemitteilung Nr. 8/2013. Der Fahrzeugbestand am 1. Januar 2013, 2013.

- [KBA14] Kraftfahrt-Bundesamt: Pressemitteilung Nr. 10/2014. Der Fahrzeugbestand am 1. Januar 2014, 2014.
- [Keic13] Keichel, M.; Schwedes, O. Hrsg.: Das Elektroauto. Mobilität im Umbruch. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013. ISBN: 9783658007966.
- [Kind09] Kindt, P.: Structure-Borne Tyre/Road Noise due to Road Surface Discontinuities, Leuven, 2009.
- [Klou09] Kloubert, H.-J.: Grundlagen der Asphaltverdichtung. Verdichtungsverfahren, Verdichtungsgeräte, Walztechnik.
http://www.bomag.com/de/media/pdf/PRD109016_0109_Walzfiel.pdf, zuletzt geprüft am 13.02.2016.
- [Krau10] Krauss, O. et al.: Cavity Noise of Passenger Car Tires. Influencing Factors and Optimization Measures, München, 2010.
- [Krop14] Kropp, W.; Beckenbauer, T.: SPERoN 2020 - Werkzeug für das virtuelle Design von Straßenoberflächen. Prognose der Rollgeräusche in Abhängigkeit von den Oberflächeneigenschaften. Abschlussveranstaltung Leiser Straßenverkehr 3 im Deutschen Museum München. <http://www.strassenforschung.de/assets/img/02-05.pdf>, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [Kuij09] Kuijpers, A.; Peeters, B.; Beckenbauer, T.; Kropp, W.: Speron.net, home of the SPERoN model and the acoustic optimization tool (AOT). <http://www.speron.net/index.html>, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [Kunz06] Kunz, J.; Studer, M.: Bauteilauslegung: Druck-Elastizitätsmodul über Shore-A-Härte ermitteln. In Kunststoffe, 2006; S. 92–94.
- [Leis08] Leister, G.: Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung: Strategie, Methoden, Tools. Vieweg+Teubner Verlag, 2008. ISBN: 9783834806710.
- [Leis15] Leister, G.: Fahrzeugräder - Fahrzeugreifen: Entwicklung - Herstellung - Anwendung. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. ISBN: 9783658074647.
- [Lenz95] Lenz, H. P.; Pucher, E.: Erste Ergebnisse des Forschungsschwerpunktes Lärmarme Straßen, 1995.

- [Ludw98] Ludwig, D.: Untersuchungen zur Verformung von Pkw-Reifen auf realer Fahrbahn bei Geradeausfahrt unter besonderer Berücksichtigung von Verschleiß und Reibwert. Dissertation, 1998.
- [Marq67] Marquardt, J.: Römische Privataltherthümer. S. Hirzel, Leipzig, 1867.
- [Masa00] Masaoka, K. Masaoka, K.: Luftreifen, 2000.
- [Mehl02] Mehlman, V.: Experimentelle Verschleißuntersuchungen von antriebsbenen Polyurethan-Rädern unter Einwirkung von Zwischenstoffen. Dissertation, Universität Dortmund, 2002.
- [Meye64] Meyer, W. E.; Kummer, H. W.: Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. Bericht aus dem Kraftfahrzeug-Sicherheitslaboratorium der Pennsylvania State University. In ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 1964, 66; S. 245–250.
- [Meye67] Meyer, W. E.; Kummer, H. W.: Verbesserter Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn - Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie. Erweiterte Fassung eines Vortrags auf dem FISITA Kongress in München 1966. In ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 1967, 69; S. 245–251.
- [Mits04] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Springer, Berlin, Heidelberg, 2004. ISBN: 978-3-662-06803-8.
- [Miya03] Miyashita, N.: Analytical model of μ -S curve using generalized skewed-parabola. In JSAE Review, 2003, 24; S. 87–92.
- [Müll02] Müller A.; Schramm J.; Klüppel M.: Ein neues Modell der Hysteresereibung von Elastomeren auf fraktalen Oberflächen. In KGK. Kautschuk, Gummi, Kunststoffe, 2002, 55; S. 432–436.
- [Müll09] Müller-BBM: speron contact.
<http://www.speron.net/html/contact.html>, zuletzt geprüft am 26.01.2015.
- [Müll14] Müller-BBM: Rollgeräuschprognosen mit SPERoN. Plakat Abschlussveranstaltung Leiser Straßenverkehr 3, Deutsches Museum, München, 2014. <http://www.strassenforschung.de/assets/img/02-06.pdf>, zuletzt geprüft am 13.08.2016.

- [Müll15] Müller-BBM: SPERoN® - Geräuschmindernde Fahrbahnbeläge gezielt entwickeln. <http://www.muellerbbm.de/produkte/roll-geraeuschprognose/>, zuletzt geprüft am 26.01.2015.
- [Nati14a] National Instruments: Datenblatt LabVIEW. <http://www.ni.com/labview/d/>, zuletzt geprüft am 01.02.2015.
- [Nati14b] National Instruments: NI PXI-4472B. Datenblatt. <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/de/nid/12184>, zuletzt geprüft am 01.02.2015.
- [Nati14c] National Instruments: Datenblatt DIAdem. <http://www.ni.com/diadem/d/>, zuletzt geprüft am 01.02.2015.
- [NATO14] NATO: Airbone Early Warning & Control Force. E-3A-Verband. <http://www.e3a.nato.int/ger/home.htm>, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [Naun07] Naunin, D.: Hybrid-, Batterie- und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge. Technik, Strukturen und Entwicklungen ; mit 8 Tabellen. expert-Verl, Renningen, 2007. ISBN: 9783816926252.
- [Nero11] Neroth, G. et al.: Wendehorst Baustoffkunde. Vieweg Verlag, Friedr. & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 2011. ISBN: 9783834899194.
- [NHTSA09] Incidence of Pedestrian and Bicyclist Crashes by Hybrid Electric Passenger Vehicles. Technical Report, 2009.
- [Niss14] Nissan Automobil AG: Datenblatt Nissan Leaf Acenta. <http://www.nissan.de/DE/de/vehicle/electric-vehicles/leaf/prices-and-equipment/prices-and-specifications.html>, zuletzt geprüft am 18.08.2014.
- [Nits89] Nitsch, B.: Optimierung der Teilungsfolge des Reifens. Ein Beitrag zur Reduzierung des Fahrzeuginnengeräusches, Aachen, 1989.
- [Olms00] Olms, H.: Untersuchungen mit MAGRA zum Fahrbahneinfluss auf Reifen-Fahrbahn-Geräusche. 3. Darmstädter Reifenkolloquium, 2000.
- [Olms01] Olms, H.: Untersuchungen zu den Einflüssen auf Reifen-/Fahrbahngeräusche. Berichte aus dem Fachgebiet Fahrzeugtechnik der TU Darmstadt, Düsseldorf, 2001.

- [Oswa85] Oswald, L.: The Noise of Cross Groove Tire Tread Pattern Elements, 1985.
- [Pace07] Pacejka, H. B.: Tyre and vehicle dynamics. Butterworth-Heinemann, Amsterdam, Heidelberg, 2007. ISBN: 0750669187.
- [PCB 14] PCB Piezotronics: 260A01. Datenblatt.
<http://www.pcb.com/Products.aspx?m=260A01>, zuletzt geprüft am 14.10.2014.
- [Pers98] Persson, B.: On the theory of rubber friction. In Surface Science, 1998, 401; S. 445–454.
- [Pest04] Pestalozzi, H.; Grolimund, H.-J.: Lärmarme Strassenbeläge innerorts. Statusbericht 2003, Bern, 2004.
- [PSA 14] PSA Peugeot Citroën: Datenblatt Citroën C-Zero.
http://www.mycitroen.de/Resources/Content/DE/10_pdf/01_broschueren/borschuere_c_zero.pdf, zuletzt geprüft am 18.08.2014.
- [Rees84] Reese, T.; Denker, D.; Mueller, G.: Konstruktionsmerkmale geraeuscharmer Reifenprofile. In ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 1984, 86; S. 261–264.
- [Reif10] Reif, K.: Fahrstabilisierungssysteme und Fahrerassistenzsysteme. Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, Wiesbaden, 2010. ISBN: 9783834813145.
- [Rein12] Reinhardt, W.: Öffentlicher Personennahverkehr. Technik - rechtliche und betriebswirtschaftliche Grundlagen. Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden, Wiesbaden, 2012. ISBN: 9783834812681.
- [Rieh14] Riehm, P.: Berechnung und Auswertung mittels analytischem Modell zur Beschreibung des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes, unveröffentliche Toolbox von P. Riehm, sowie persönliches Gespräch am 04.04.2014, Karlsruhe, 2014.
- [Ripk10] Ripke, O.: Einsatzmöglichkeiten lärmindernder Asphaltdeckschichten innerorts. Workshop "Lärmarme Straßenbeläge innerorts", 2010.

- [Ripk11] Ripke, O.: Lärmindernder Splittmastixasphalt. Bericht zum Forschungsprojekt AP F1100.3505001, Bremerhaven, 2011. ISBN: 978-3-86918-106-6.
- [Röhl87] Röhl, E.: Reifen-Fahrbahngeräusche. In (VDI Hrsg.): VDI Berichte Nr. 650, 1987; S. 11–27.
- [RStO11] RStO 11: Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrsweisen: Richtlinien für die Standardisierung des Oberbaues von Verkehrsflächen, 2011.
- [RStO12] RStO 12: Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrsweisen: Richtlinien für die Standardisierung des Oberbaues von Verkehrsflächen, 2012.
- [Sand02] Sandberg, U.; Ejsmont, J. A.: Tyre road noise reference book. In: formex, 2002. ISBN: 91-631-2610-9.
- [Seng14] Sengpielaudio: Dämpfung der Luft bei hohen Frequenzen (Dissipation). <http://www.sengpielaudio.com/Rechner-luft.htm>, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [SRT04] TP Griff-StB (SRT): Technische Prüfvorschriften für Griffigkeitsmessungen im Straßenbau, Teil: Messverfahren SRT, Köln, 2004.
- [Stal13a] Stalter, F.; Gauterin, F.: Research on Tyre/Road Noise Generation under Driving Torque. In (International Institute of Acoustics and Vibration (IIAV) Hrsg.): International Congress on Sound and Vibration (ICSV20), 2013a.
- [Stal13b] Stalter, F.; Gauterin, F.: Research on Selective Manipulation of Tyre/Road Noise under Driving Torque. In (Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (DEGA) Hrsg.): AIA-DAGA 2013 Conference on Acoustics, 2013b.
- [Stal13c] Stalter, F.; Frey, M.; Gauterin, F.: Einfluss des Antriebsmoments auf das Reifengeräusch. Untersuchungen an einem Akustik-Innentrommelprüfstand. In ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 2013c, 115; S. 528.
- [Stal14a] Stalter, F.; Frey, M.; Gauterin, F. Stalter, F.; Frey, M.; Gauterin, F.: Vorrichtung zur Erfassung einer Auflagefläche, 2014a.

- [Stal14b] Stalter, F.; Gauterin, F.: Influence of Circumferential Tread Pattern Stiffness on Tire Road Noise Generation under Driving Torque. In (Australian Acoustical Society Hrsg.): inter.noise 2014. 43rd International Congress on Noise Control Engineering, 2014b.
- [Stal15a] Stalter, F.; Gauterin, F.: Ansätze für die akustische Optimierung von Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge. Verbundprojekt "Leiser Straßenverkehr 3". Abschlussbericht Teilprojekt IV Langversion, 2015a.
- [Stal15b] Stalter, F.; Gauterin, F.: Ansätze für die akustische Optimierung von Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge. Verbundprojekt "Leiser Straßenverkehr 3". Abschlussbericht Teilprojekt IV, 2015b.
- [Stal96] Stalnaker, D. et al.: Indoor Simulation of Tire Wear: Some Case Studies. In Tire Science and Technology, 1996, 24; S. 94–118.
- [Stev00] Steven, H.: Minderungspotenziale beim Straßenverkehrslärm. Lärm-minderung durch lärmarme Reifen, neue Fahrbahnbeläge, Geschwindigkeitsbegrenzungen, Lkw-Fahrverbote, Mannheim, 2000.
- [Stev89] Steven, H.; Pauls, H.: Untersuchungen zu einem Meßverfahren für das Reifen-Fahrbahn-Geräusch von PKW, Düsseldorf, 1989.
- [Stev91] Steven, H.: Entwicklung eines Messverfahrens für das Reifen-Fahrbahn-Geräusch von PKW, 1991.
- [Stra14] Stratenschulte Messtechnik: Dodekaeder Typ D 6-800_48. Datenblatt. <http://messtechnik-stratenschulte.de/produkte/dodekaeder-fuer-die-raum-und-bauakustik.html>, zuletzt geprüft am 13.08.2016.
- [Sven03] Svendenius, J.; Wittenmark, B.: Brush tire model with increased flexibility. In (European Union Control Association Hrsg.): European Control Conference, Cambridge, UK, 2003.
- [Sven07] Svendenius, J.: Tire Modeling and Friction Estimation, Lund, 2007.
- [Tesl14] Tesla Motors, I.: Datenblatt Tesla Model S. http://www.teslamotors.com/de_DE/models/features#/performance, zuletzt geprüft am 18.08.2014.

- [Thom45] Thomson, R. Thomson, R.: An Improvement in Carriage Wheels, Which Is Also Applicable to Other Rolling Bodies, 1845.
- [UBA13] Umweltbundesamt: Kurzfristig kaum Lärminderung durch Elektroautos. http://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/377/dokumente/position_kurzfristig_kaum_laerm_minderung_im_verkehr.pdf, zuletzt geprüft am 19.08.2014.
- [VDB12] Verband der Bahnindustrie in Deutschland (VDB) e.V.: Die Bahnindustrie in Deutschland. Zahlen und Fakten zum Bahnmarkt und -verkehr, 2012.
- [Veer95] Veer, H.; Ullrich, S.: Konzeptionen lärmindernder Fahrbahndeck-schichten von Autobahnen. Conceptions of Noise Reducing Wearing Courses on Motorways, 1995.
- [Vinc05] Vincken, D.: Der Reifen. Haftung - was Auto und Straße verbindet. Societé de Technologie Michelin, Clermont-Ferrand, 2005. ISBN: 2067116592.
- [Volk14] Volkswagen AG: Datenblatt VW e-Golf. [https://emobility.volkswagen.de/de/de/private/Autos/eGolf.html?tc=em-Model_e-Golf+\[ALL\]+\[Evaluation\]+\[Brand\]+\[Models\]-\[DE\]-\[Google\]-Model_e-Golf_KW+\[ALL\]-vw%20e-golf-e-c&kw=vw%20e-golf](https://emobility.volkswagen.de/de/de/private/Autos/eGolf.html?tc=sem-Model_e-Golf+[ALL]+[Evaluation]+[Brand]+[Models]-[DE]-[Google]-Model_e-Golf_KW+[ALL]-vw%20e-golf-e-c&kw=vw%20e-golf), zuletzt geprüft am 18.08.2014.
- [Wehn79] Wehner, B. Hrsg.: Handbuch des Straßenbaus. Griffigkeit und Rauheit. Springer, Berlin, 1979. ISBN: 0387073388.
- [WHO99] World Health Organization (WHO): Guidelines for Community Noise, Geneva, 1999.
- [Wozn02] Wozniak, R.: Halas opon w warunkach wystepowania znacznych sil stycznych w strefie styku opony z jezdnia. ("Reifengeräusch unter hohen Tangentialkräften im Kontaktbereich des Reifens mit der Straße"), Gdansk, Poland, 2002.
- [Zell12] Zeller, P.: Handbuch Fahrzeugakustik. Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2012. ISBN: 9783834814432.

- [ZSW14] Presseinformation 04/2014. Weltweit über 400.000 Elektroautos unterwegs, 2014.
- [ZTV BEA 09] ZTV BEA 09: Zusätzliche Technische Vertragsbedingungen und Richtlinien für die Bauliche Erhaltung von Verkehrsflächenbefestigungen - Asphaltbauweisen. Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen, 2009.
- [ZTV St-Hmb. 09] ZTV St-Hmb. 09: Zusätzliche Technische Vertragsbedingungen und Richtlinien für Straßenbauarbeiten in Hamburg. Behörde für Wirtschaft, Verkehr und Innovation, Hamburg, 2009.

Studentische Arbeiten

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden folgende studentische Abschlussarbeiten von Prof. Frank Gauterin und Frank Stalter betreut:

Beauville, A.	Untersuchung der Zusammenhänge zwischen Reifengeräusch unter Antriebsmoment und geräuschoptimierten Fahrbahnen
Brendel, D.	Programmierung einer Bildauswertesoftware zur optischen Erfassung der Reifenbodenaufstandsfläche
Gaiser, T.	Analyse und Bewertung von Zusammenhängen zwischen Akustik-signalen und Reifenparametern bei Reifen für Elektrofahrzeuge
Garcia Portero, B.	Modell zur Beschreibung des Reifen-Fahrbahnkontakts unter Antriebsmoment
Haag, M.	Geräuschuntersuchungen unter Schlupf beim Kontaktpaar Gummi-Fahrbahn
Hauber, A.	Programmierung einer Auswerteroutine für die statistische Versuchsauswertung
Kautzmann, P.	Entwicklung und Konstruktion einer schwingungsentkoppelten Radaufhängung
Kehl, F.	Optimierung der akustischen Eigenschaften eines Reifen-Innentrommelprüfstands
Mermertas, M.	Literaturrecherche über Kenndaten von Elektrofahrzeugen und deren Vergleich zu konventionellen Antrieben
Mezger, A.	Optimierung und Konstruktion einer Apparatur zur optischen Erfassung der Reifenbodenaufstandsfläche
Michler, T.	Erfassung der Profilklotzbewegungen von PKW-Reifen unter Antriebsmoment mit einem innovativen Messsystem
Müller, M.	Entwicklung einer Motoransteuerung und Sicherheitsüberwachung per Video-Livestream in LabView
Rott, M.	Entwicklung und Konstruktion einer Geschwindigkeitsmessvorrichtung für Fahrzeugvorbeifahrten

- Schläfle, S. Simulationsmodell zur Beschreibung von Reifen-Fahrbahn-Geräuschen bei beschleunigten Vorbeifahrten von Elektrofahrzeugen
- Schmitt, T. Untersuchung des Fahrbahneinflusses auf die Reifen-Geräuschenstehung unter Antriebsmoment
- Schopp, D. Entwicklung und Konstruktion einer Montagevorrichtung zur Herstellung / Reproduktion von künstlich erzeugten Fahrbahnelägen in einem Innentrommelprüfstand
- Thoma, W. Entwicklung und Konstruktion eines Bremsanhängers

Mein Dank gilt auch den nachstehenden wissenschaftlichen Hilfskräften, die im Rahmen dieser Arbeit unterstützend tätig waren:

- Hansmann, C. Simulationsmodell zur Beschreibung von Reifen-Fahrbahn-Geräuschen
- Kirste, T. Entwicklung und Konstruktion einer schwingungsentkoppelten Radaufhängung Teil 1
- Luh, M. Entwicklung und Konstruktion einer Geschwindigkeitsmessvorrichtung
- Madlinger, P. Konstruktion von Prüfstandsaufbauten und Versuchsvorbereitung
- Schindler, P. Entwicklung und Konstruktion einer schwingungsentkoppelten Radaufhängung Teil 2
- Schwende, S. Entwicklung und Konstruktion einer schwingungsentkoppelten Radaufhängung Teil 3

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 1** Urs Wiesel
Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug. 2010
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber
Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrentriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers. 2010
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener
Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement. 2010
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog
Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslastfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten. 2011
ISBN 978-3-86644-600-7
- Band 5** Christian Kraft
Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich. 2011
ISBN 978-3-86644-607-6
- Band 6** Lars Völker
Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation. 2011
ISBN 978-3-86644-611-3
- Band 7** 3. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 17. Februar 2011, Karlsruhe. 2011
ISBN 978-3-86644-599-4

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 8** Vladimir Iliev
Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs. 2011
ISBN 978-3-86644-681-6
- Band 9** Lars Lewandowitz
Markenspezifische Auswahl, Parametrierung und Gestaltung der Produktgruppe Fahrerassistenzsysteme. Ein methodisches Rahmenwerk. 2011
ISBN 978-3-86644-701-1
- Band 10** Phillip Thiebes
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine. 2012
ISBN 978-3-86644-808-7
- Band 11** Martin Gießler
Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis. 2012
ISBN 978-3-86644-806-3
- Band 12** Daniel Pies
Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen. 2012
ISBN 978-3-86644-825-4
- Band 13** Daniel Weber
Untersuchung des Potenzials einer Brems-Ausweich-Assistenz. 2012
ISBN 978-3-86644-864-3
- Band 14** **7. Kolloquium Mobilhydraulik.**
27./28. September 2012 in Karlsruhe. 2012
ISBN 978-3-86644-881-0
- Band 15** 4. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen
20. Februar 2013, Karlsruhe. 2013
ISBN 978-3-86644-970-1

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 16** Hans-Joachim Unrau
Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen. 2013
ISBN 978-3-86644-983-1
- Band 17** Xi Zhang
Untersuchung und Entwicklung verschiedener Spurführungsansätze für Offroad-Fahrzeuge mit Deichselverbindung. 2013
ISBN 978-3-7315-0005-6
- Band 18** Stefanie Grollius
Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells. 2013
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke
Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien. 2013
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr
Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch. 2014
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova
Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme. 2014
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt
Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. 2014
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann
Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System. 2014
ISBN 978-3-7315-0187-9

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 24** Roman Weidemann
Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger. 2014
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei
Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten Radpaars für Straßenbahnen. 2014
ISBN 978-3-7315-0232-6
- Band 26** David Schmitz
Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren. 2014
ISBN 978-3-7315-0264-7
- Band 27** Christian Schwab
Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte. 2014
ISBN 978-3-7315-0281-4
- Band 28** Peter Dengler
Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung. 2015
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös
Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen. 2015
ISBN 978-3-7315-0310-1
- Band 30** 5. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen
25. Februar 2015, Karlsruhe. 2015
ISBN 978-3-7315-0323-1

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 31** Michael Eckert
**Energieoptimale Fahrdynamikregelung
mehrmotoriger Elektrofahrzeuge.** 2015
ISBN 978-3-7315-0332-3
- Band 32** Martin Scherer
**Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen.
Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung
mit aufgeprägtem Volumenstrom.** 2015
ISBN 978-3-7315-0339-2
- Band 33** Rinaldo Arnold
**Automatische Abstimmung der Sekundärseite eines
dreiphasigen Systems zur berührungslosen induktiven
Energieübertragung.** 2015
ISBN 978-3-7315-0355-2
- Band 34** Johannes Gültlinger
Kraftübertragung und Fahrbahnverschleiß durch Spikereifen. 2015
ISBN 978-3-7315-0358-3
- Band 35** Thorsten Dreher
**Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit
sekundärgeregelten Antrieben beim Einsatz in
mobilen Arbeitsmaschinen.** 2015
ISBN 978-3-7315-0377-4
- Band 36** Steffen Kölling
**Konzeptionelle Untersuchung zur Neigekompensation
von Stromabnehmern.** 2015
ISBN 978-3-7315-0387-3
- Band 37** Michael Fritz
**Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung
von Nutzfahrzeugen.** 2015
ISBN 978-3-7315-0384-2

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 38** Ralf Oberfell
Stochastische Simulation von Energieflüssen im Nutzfahrzeug. Ein einsatzorientiertes Bewertungs- und Optimierungsverfahren. 2015
ISBN 978-3-7315-0403-0
- Band 39** Christoph Sturm
Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger. 2015
ISBN 978-3-7315-0404-7
- Band 40** Florian Netter
Komplexitätsadaption integrierter Gesamtfahrzeugsimulationen. 2016
ISBN 978-3-7315-0414-6
- Band 41** Markus Springmann
Auslegung eines asynchronen Langstatorlinearmotors mit großem Luftspalt als Straßenbahnantrieb. 2015
ISBN 978-3-7315-0418-4
- Band 42** Alexander Basler
Eine modulare Funktionsarchitektur zur Umsetzung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie für Elektrofahrzeuge. 2015
ISBN 978-3-7315-0421-4
- Band 43** Hans-Georg Wahl
Optimale Regelung eines prädiktiven Energiemanagements von Hybridfahrzeugen. 2015
ISBN 978-3-7315-0422-1
- Band 44** Jennifer Heck
Zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen. 2016
ISBN 978-3-7315-0443-6

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 45** Moritz Vaillant
Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge: Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad. 2016
ISBN 978-3-7315-0452-8
- Band 46** Philip Nagel
Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen. 2016
ISBN 978-3-7315-0479-5
- Band 47** Matthias Pfriem
Analyse der Realnutzung von Elektrofahrzeugen in kommerziellen Flotten zur Definition einer bedarfsgerechten Fahrzeugauslegung. 2016
ISBN 978-3-7315-0489-4
- Band 48** Mohanad El-Haji
Ontologie-basierte Definition von Anforderungen an Validierungswerkzeuge in der Fahrzeugtechnik. 2016
ISBN 978-3-7315-0496-2
- Band 49** **9. Kolloquium Mobilhydraulik**
22./23. September 2016 in Karlsruhe. 2016
ISBN 978-3-7315-0573-0
- Band 50** 6. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen
15. Februar 2017, Karlsruhe. 2017
ISBN 978-3-7315-0601-0
- Band 51** Fabian Schirmaier
Experimentelle Untersuchung und Simulation des Umformverhaltens nähgewirkter unidirektionaler Kohlenstofffasergelege. 2017
ISBN 978-3-7315-0620-1

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 52** Mathias Cabrera Cano
Neuronale Netze mit externen Laguerre-Filtern zur automatischen numerischen Vereinfachung von Getriebemodellen. 2017
ISBN 978-3-7315-0621-8
- Band 53** Arwed Schmidt
Flottenbetrieb von elektrischen und autonomen Serviceagenten im städtischen Personennahverkehr. 2017
ISBN 978-3-7315-0633-1
- Band 54** Katharina Knaisch
Untersuchung von Spulensystemen zur induktiven Energieübertragung von Elektrofahrzeugen. Vergleich von Topologien und Entwicklung einer Auslegungsmethodik. 2017
ISBN 978-3-7315-0630-0
- Band 55** Frank Christof Stalter
Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment. 2017
ISBN 978-3-7315-0645-4

Bei Elektrofahrzeugen ergeben sich bezüglich der abgestrahlten Geräusche im urbanen Straßenverkehr zweierlei Problematiken: Einerseits bewegen sich Elektrofahrzeuge sehr geräuscharm fort und können dadurch zu einer Erhöhung von Verkehrsunfällen beitragen, andererseits erzeugen Motoren von Elektrofahrzeugen aus dem Stillstand heraus hohe Drehmomente an den Rädern, welche zu einer deutlichen Erhöhung der Reifen-Fahrbahn-Geräusche führen.

Diese Arbeit untersucht systematisch die Entstehungsmechanismen der Reifen-Fahrbahn-Geräusche unter Umfangskraft. Neben der gezielten Beeinflussung des abgestrahlten Geräuschs unter Umfangskraft mit Hilfe von geeigneten Rillenflanken der Profilklotze wird auch der Einfluss der Umfangssteifigkeit auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch untersucht. Lösungsansätze zur Verminderung des Reifengeräusches unter Antriebsmoment werden vorgestellt.

