

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik

Oliver Krauss

Experimentelle Untersuchungen zum Innengeräusch von Fahrzeugluftreifen



Scientific
Publishing

Oliver Krauss

**Experimentelle Untersuchungen zum
Innengeräusch von Fahrzeugluftreifen**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 68**

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.

Experimentelle Untersuchungen zum Innengeräusch von Fahrzeugluftreifen

von
Oliver Krauss

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie
KIT-Fakultät für Maschinenbau

Tag der mündlichen Prüfung: 10. September 2018
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 2019 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-0867-0

DOI 10.5445/KSP/1000087790

Vorwort des Herausgebers

Die Fahrzeugtechnik ist kontinuierlich Veränderungen unterworfen. Klimawandel, die Verknappung einiger für Fahrzeugbau und -betrieb benötigter Rohstoffe, globaler Wettbewerb, gesellschaftlicher Wandel und das rapide Wachstum großer Städte erfordern neue Mobilitätslösungen, die vielfach eine Neudefinition des Fahrzeugs erforderlich machen. Die Forderungen nach Steigerung der Energieeffizienz, Emissionsreduktion, erhöhter Fahr- und Arbeitssicherheit, Benutzerfreundlichkeit und angemessenen Kosten 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 System, die Fahrer-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug in Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Durch den Rollkontakt des Reifens auf der Fahrbahn wird Schall erzeugt, der eine der Hauptquellen der Geräuschemission von Kraftfahrzeugen darstellt. Dies gilt insbesondere für Elektrofahrzeuge, bei denen der Antrieb erheblich leiser als bei verbrennungskraftgetriebenen Fahrzeugen ist. Neben der Schallabstrahlung in die Umgebung gelangen über die Strukturelemente des Fahrwerks und der Karosserie Reifen-Fahrbahn-Geräusche als Körperschall ins Fahrzeuginnere und bestimmen im mittleren Geschwindigkeitsbereich die von den Insassen wahrnehmbaren Fahrzeuggeräusche. Dabei spielt das sogenannte Reifenkavitätsgeräusch eine wichtige, in etlichen Fahrzeugen sogar dominante Rolle. Seine Ursache besteht in stehenden

Wellen im Hohlraum des Reifens, die insbesondere in ihren tieffrequentesten Moden hohe resultierende Wechselkräfte auf die Felge und damit auf das Fahrwerk ausüben. Aufgrund der geringen Schalldämpfung im Reifenhohlraum präsentiert sich das Kavitätsgeräusch als schmalbandig, laut und lange nachklingend und beeinflusst damit die Geräuschqualität im Fahrzeuginneren sehr negativ.

Ogleich es bereits eine größere Anzahl von Veröffentlichungen zum Reifenkavitätsgeräusch gibt, liegt bislang keine widerspruchsfreie Erklärung für die in Versuchen beobachteten Ausprägungen und Einflussparameter vor. Hier setzt die Arbeit von Herrn Krauss an, in der er basierend auf umfangreichen Messreihen Erklärungsansätze vorschlägt, die in der Lage sind, die Phänomene umfassend zu erklären.

Frank Gauterin

Karlsruhe, 10.9.2018

Experimentelle Untersuchungen zum Innengeräusch von Fahrzeugluftreifen

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)
angenommene

DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Oliver Krauss

Tag der mündlichen Prüfung:	10.09.2018
Hauptreferent:	Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Kropp

Danksagung

Gott sei Dank – geschafft! Nach zahlreichen Stunden und so mancher Nachtschicht ist endlich alles zu Papier gebracht.

Die Entstehung der vorliegenden Arbeit wurde von vielen Menschen begleitet, denen ich für Ihre inhaltliche, finanzielle und emotionale Unterstützung sehr dankbar bin.

Zunächst gilt mein herzlicher Dank Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin, der mir zum einen die Mitarbeit an seinem Institut ermöglicht hat, zum anderen als Hauptreferent die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit übernommen hat. Die vielen Gespräche, beantworteten Fragen und Gedankenanstöße waren eine große Hilfe bei der Verfassung der Arbeit.

Weiterhin danke ich Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Kropp von der Chalmers University in Göteborg ganz herzlich für die Übernahme des Korreferats.

Dr.-Ing. Michael Frey danke ich herzlich für die kontinuierliche Unterstützung bei der Bewältigung von zahlreichen kleinen und großen Herausforderungen des Projektalltags. Herzlich danke ich auch Dr.-Ing. Hans-Joachim Unrau für sein immer offenes Ohr und seine geduldige Beantwortung jedweder Frage.

Besonders danken möchte ich den Mitarbeitern aus der Werkstatt – Kerstin Dietrich, Markus Diehm und Günter Wildemann – die bei der Vorbereitung und Durchführung von Messungen am Innentrommelprüfstand sowie bei der mechanischen Bearbeitung von Rädern und Messvorrichtungen immer unterstützend zur Seite standen. Auch Andreas Freund und Julian Deeg danke ich für die intensive Unterstützung bei der Entwicklung und Herstellung elektronischer Bauteile.

Ein besonderes Dankeschön hat auch Rieke Kokenge verdient, die durch ihre immer hilfsbereite Art eine sehr wertvolle Unterstützung in allen organisatorischen Belangen war.

Stellvertretend für die vielen Studenten, die mich sowohl als Hiwis als auch im Rahmen von Abschlussarbeiten unterstützt haben, möchte ich Moritz Albrecht danken.

Während meiner Zeit am Institut konnte ich zwei Forschungsprojekte bearbeiten, die von dritter Seite beauftragt und finanziert wurden. Für die gute Zusammenarbeit möchte ich Dr. Michael Gerke und Dr. Alexander Attenberger vom Bayerischen Landesamt für Umwelt sowie Dr. Günter Leister, Dr. Frank Klempau und Torsten Dier von der Daimler AG danken.

Meinem Schreibtischnachbarn Frank Stalter bin ich sehr dankbar für die nette Atmosphäre und die Hilfsbereitschaft während unserer gemeinsamen Zeit am FAST. Auch Stefanie Grollius und Yaoqun Zhou vom NVH-Team danke ich für das gute Miteinander und so manchen Gedankenaustausch.

Meiner lieben Ehefrau Miriam danke ich von ganzem Herzen für Liebe, Geduld, Verständnis und Unterstützung, vor allem während der intensiven Schreibphasen.

Oliver Krauss

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich experimentell mit der Schallausbreitung im Inneren von luftgefüllten Fahrzeugreifen. Im torusförmigen Reifenhohlraum können sich stehende Wellen (Hohlraummoden) ausbilden, die zu sehr hohen Schalldruckpegeln führen. Diese wiederum können sich im Fahrzeuginnenraum sehr störend auswirken. Von Fahrzeug- und Reifenherstellern besteht deshalb ein zunehmendes Interesse daran, diese Beeinträchtigung des akustischen Komforts zu minimieren.

Zunächst werden die relevanten Grundlagen und der Stand der Forschung zu den Themengebieten Reifen-Fahrbahn-Geräusch, Reifeninnengeräusch und Reifenhohlraummoden sowie zur Schallausbreitung in Kanälen vorgestellt. Zur Untersuchung der Hohlraummoden werden Versuchsreihen mit Impulsanregung, an einem Reifen-Innentrommelprüfstand und unter realen Betriebsbedingungen am Gesamtfahrzeug auf der Straße durchgeführt. Dabei werden zunächst umfangreiche Grundlagenuntersuchungen vorgestellt, welche auf eine Identifizierung der Hohlraummoden sowie auf ein besseres Verständnis der unterschiedlichen Systemzustände (unbelasteter und belasteter sowie stillstehender und rotierender Reifen) abzielen. Im Anschluss daran werden verschiedene Anregungsmechanismen (Fahrbahntextur, Reifenprofil, Reifenungleichförmigkeit und Adhäsion) betrachtet und auf ihre Relevanz hin untersucht. Zuletzt werden einige wichtige Einflussfaktoren (Reifenfülldruck, Radmaterial, Reifenfüllgas, Absorptionsschaum und andere) analysiert.

Abstract

The present work deals with the experimental examination of the sound propagation inside of car tires. In the toroidal tire cavity, standing waves (cavity modes) can occur, leading to very high amplitudes. This can be a very irritating effect inside the vehicle, so car/tire manufacturers have a great interest to prevent this comfort disturbance.

First, the relevant basics and the state of research are presented, i.e. tire road noise, tire cavity noise, tire cavity modes and sound propagation in tubes. To investigate the cavity modes, experimental investigations are performed with pulse excitation, on a tire inner-drum test bench and under real operating conditions with a vehicle on the road. At first, extensive fundamental examinations are presented that focus on the identification of cavity modes and on the different system states (unloaded, loaded, stationary and rotating tire). In a next step, various excitation mechanisms (pavement texture, tire tread, tire non-uniformity and adhesion) are considered and evaluated for their relevance. Finally, some important influencing factors (inflation pressure, wheel material, tire filling gas, absorbent foam and others) are investigated.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	iii
Abstract	v
Abbildungsverzeichnis.....	xi
Tabellenverzeichnis	xvii
1 Einleitung.....	1
1.1 Motivation	1
1.2 Aufgabenstellung.....	3
1.3 Struktur der Arbeit.....	4
2 Stand der Forschung.....	5
2.1 Reifen-Fahrbahn-Geräusch.....	5
2.1.1 Körperschall-Anregungsmechanismen.....	11
2.1.2 Luftschall-Anregungsmechanismen	13
2.1.3 Transferpfad.....	14
2.1.4 Schallabstrahlung	16
2.2 Reifeninnengeräusch	17
2.2.1 Anregung	18
2.2.2 Schallfeld im Reifenhohlraum	22
2.2.3 Innen- und Außengeräusch des Reifens	25
2.2.4 Reifeninnengeräusch und Fahrbahntextur.....	28
2.3 Hohlraummoden (stehende Wellen).....	31
2.3.1 Nomenklatur.....	32
2.3.2 Unbelasteter, ruhender Reifen.....	32
2.3.3 Belasteter, ruhender Reifen	40
2.3.4 Unbelasteter, rotierender Reifen	43
2.3.5 Rollender Reifen	44
2.3.6 Übertragung auf den Radträger	47

2.3.7	Einflussfaktoren	49
2.3.8	Wahrnehmung im Fahrzeuginnenraum	56
2.4	Schallausbreitung in Kanälen	56
3	Methodisches Vorgehen	65
3.1	Prüfeinrichtungen und Messverfahren	65
3.1.1	Innentrommelprüfstand	65
3.1.2	Akustisches Torusmessgerät	66
3.2	Versuchsfahrzeug	71
3.3	Messreifen und -räder	71
3.4	Versuchsfahrbahnen	72
3.4.1	Fahrbahnen am Reifen-Innentrommelprüfstand	73
3.4.2	Fahrbahnen bei Straßenmessungen	74
3.5	Versuchsdurchführung und -auswertung	76
3.5.1	Versuche mit dem Impulshammer	76
3.5.2	Versuche mit konstanter Geschwindigkeit am Innentrommelprüfstand	78
3.5.3	Ausrollversuche am Innentrommelprüfstand	78
3.5.4	Straßenversuche	79
3.6	Reproduzierbarkeit	80
4	Untersuchung der Hohlraummoden	85
4.1	Untersuchung der Systemeigenschaften	85
4.1.1	Vorversuche	85
4.1.2	Ruhendes, unbelastetes System	94
4.1.3	Ruhendes, belastetes System	101
4.1.4	Rotierendes System	117
4.1.5	Rollendes System	119
4.1.6	Zusammenfassung	141
4.2	Untersuchung der Anregung	144
4.2.1	Anregung durch Reifenprofil und Fahrbahntextur	145
4.2.2	Anregung durch Reifenungleichförmigkeiten	151
4.2.3	Anregung durch Adhäsionsmechanismen	153

4.3	Untersuchung von Einflussfaktoren und Abhilfemaßnahmen...	155
4.3.1	Reifenfülldruck	155
4.3.2	Material des Rades	158
4.3.3	Reifenfüllgas	160
4.3.4	Absorptionsschaum	162
4.3.5	Weitere Einflussfaktoren	163
5	Fazit.....	165
5.1	Zusammenfassung	165
5.2	Ausblick.....	167
	Literatur.....	169
	Fachliteratur	169
	Richtlinien	187
	Anhang A: Ergänzende Informationen	189
	Zu Abschnitt 3.3	189
	Zu Abschnitt 3.4.2	194
	Zu Abschnitt 4.1.3.1	195
	Zu Abschnitt 4.1.3.3	195
	Zu Abschnitt 4.1.5.5	196
	Anhang B: Weitere Diagramme.....	197

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1:	Spektraler Vergleich (Außengeräusch) eines älteren und eines neueren Fahrzeugs [Bra13]S.108.....	6
Abbildung 2.2:	Geräuschanteile im Innenraum eines Fahrzeugs der oberen Mittelklasse bei konstanter Fahrt mit 70 km/h auf Asphalt [Rig08]S.828.....	6
Abbildung 2.3:	Antriebs- und Reifen-Fahrbahn-Geräusch in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit [Kin09.1]S.14.....	7
Abbildung 2.4:	Bekannte Geräusch Anregungsmechanismen im Überblick [Gen10]S.272.....	8
Abbildung 2.5:	Reifen- und Fahrbahneinfluss auf das Fahrzeugaußengeräusch [Bra13]S.696.....	10
Abbildung 2.6:	Unterscheid zwischen Körperschall- und Luftschallübertragung [Kin09.1]S.21.....	16
Abbildung 2.7:	Vereinfachtes Modell des Reifenhohlraums.....	23
Abbildung 2.8:	Nachhallzeit und Verlustfaktor im Reifenhohlraum [Bsc81]S.72.....	25
Abbildung 2.9:	Abgestrahlte Schalleistung im Verhältnis zum Schalldruck im Reifenhohlraum [Bsc81]S.73.....	26
Abbildung 2.10:	Verhältnis der nach innen und außen abgestrahlten Schalleistung bei Körperschallanregung [Bsc81]S.77.....	28
Abbildung 2.11:	Schematische Darstellung der unvollständigen Texturabastung eines profillosen Reifens [Bec08.2]S.2936.....	29
Abbildung 2.12:	Korrelation zwischen Amplitude der Fahrbahntextur und Amplitude des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs bei 90 km/h [Anf02]S.13.....	31
Abbildung 2.13:	Schematische Darstellung der 1.-3. Hohlraummode in Umfangsrichtung [Sak90]S.74.....	37

Abbildung 2.14: Eigentonnetz (A-bewertet) des Reifenhohlraums [Bsc81]S.73.....	39
Abbildung 2.15: Rohrmodell des belasteten Reifens [Tho95]S.4.....	40
Abbildung 2.16: Aufspalten der Eigenfrequenzen durch Abplattung [Bed09]S.502.....	42
Abbildung 2.17: Geschwindigkeitseinfluss (mit/ohne Temperaturkorrektur) auf die am Radträger messbaren Amplitudenspitzen bei einem Reifen der Dimension 255/45 R18 [Kra10.1]S.9.....	45
Abbildung 2.18: Schematische Darstellung der dynamischen Kraftanregung des Rads (beispielhaft für Zeitpunkte ganzzahliger (n) und halbzahliger (n/2) Vielfache einer Periodendauer (T) bei Anregung des Reifens von unten).....	48
Abbildung 2.19: Einfluss des Übertragungspfads auf die Wirkung im Fahrzeuginnenraum [Mic05]S.84.....	55
Abbildung 2.20: Viskoses Verhalten oszillierender Luftmoleküle in einem Rohr [Hök06]S.9.....	57
Abbildung 2.21: Viskose und thermische Grenzschicht für Luft bei 20 °C [Jen14].	60
Abbildung 3.1: Befestigung von Torusmikrofon (links) und Druck-Temperatur-Sensor (rechts) am Messrad.	68
Abbildung 3.2: Befestigung des Telemetrie-Systems am Messrad.	69
Abbildung 3.3: Versuchsfahrzeug Mercedes-Benz CLA 180 mit montierter Messtechnik.	71
Abbildung 3.4: Spektrale Leistungsdichte von Waschbeton 0/16 im Vergleich zu Zementbeton 0/11 (Datenquelle: [Gro13.1]).....	74
Abbildung 3.5: Vergleich der Fahrbahnbeläge zur Durchführung der Straßenmessungen bei 60 km/h.....	75
Abbildung 3.6: Fahrbahnbelag von Strecke 1 (oben), Strecke 2 (Mitte) und Strecke 3 (unten).	75

Abbildung 3.7:	Anregungs- und Messpositionen bei Impulshammer-Versuchen. Ax= Anregungsposition; Sx=Messposition....	77
Abbildung 3.8:	Wiederholgenauigkeit bei Impulsanregung. Oben: Verstärkungsfunktion Torusmikrofon; Mitte: Nachhallzeit im Torus; Unten: Verstärkungsfunktion Kraftmessnabe.....	81
Abbildung 3.9:	Wiederholgenauigkeit bei Messung am Reifen- Innentrommelprüfstand. Oben: Torusmikrofon; Unten: Kraftmessnabe.....	82
Abbildung 3.10:	Wiederholgenauigkeit bei Messung auf der Straße. Oben: Torusmikrofon; Unten: Beschleunigungssensor (Radträger).	83
Abbildung 4.1:	Verstärkungsfunktion Schalldruck (Torus) / Kraft (Impulshammer) von Satz 01 bei Temperaturvariation. .	86
Abbildung 4.2:	Verstärkungsfunktion von Satz 06 bei Variation des Füllgases. Oben: p (Torusmikrofon) / F (Impulshammer); Unten: Fz (Kraftmessnabe) / F (Impulshammer).....	89
Abbildung 4.3:	Verstärkungsfunktionen von Satz 03 für Luft und Kohlendioxid mit korrigierter Schallgeschwindigkeit (beide Gase: 343,5 m/s).	94
Abbildung 4.4:	Verstärkungsfunktion Schalldruck (Torus) / Kraft (Impulshammer) bis 2500 Hz der Sätze 01, 09 und 06....	96
Abbildung 4.5:	Anregung und Messung von Horizontal- und Vertikalmode von Satz 06 an verschiedenen Positionen (Einfederung: ca. 66 mm).	102
Abbildung 4.6:	Gemessene Frequenzen von Horizontal- und Vertikalmode in Abhängigkeit von der Einfederung des Reifens.....	104
Abbildung 4.7:	Verstärkungsfunktion von Satz 06 bei Variation der Einfederung (A2-S2).	110

Abbildung 4.8: Lage von Schalldruckknoten \circ und -bäuchen \bullet für die ersten vier Ordnungen von Hohlraummoden in Umfangsrichtung.....	113
Abbildung 4.9: Verstärkungsfunktion von Satz 06 für höhere Ordnungen (Oben: A1-S1; Mitte: A2-S2; Unten: A3-S3).....	114
Abbildung 4.10: Verstärkungsfunktion von Satz 06 für mehrdimensionale Moden bei Variation der Einfederung (A2-S4).....	116
Abbildung 4.11: Torusgeräusch (oben), Längskraft (Mitte) und Vertikalkraft (unten) bei Ausrollversuch 150-0 km/h. Radlast: 900 N; Reifendruck: 4,0 bar.	118
Abbildung 4.12: Relative Strömungsgeschwindigkeit der Reifeninnenluft als Funktion der Winkelposition [Scu81]S.4.	120
Abbildung 4.13: Abhängigkeit des hydrodynamischen Drucks von der Strömungs- geschwindigkeit für Luft bei 20 °C.....	121
Abbildung 4.14: Zeitrohsignal des Torusmikrofons von Satz 01 und 10.....	122
Abbildung 4.15: Geschwindigkeitsvariation bei 2,6 bar (links) und Fülldruckvariation bei 60 km/h (rechts). Radlast: ca. 5600 N.....	128
Abbildung 4.16: Ausrollversuche von Satz 06. Radlast: 3500 N. Reifendrucke: 4,0 bar, 2,0 bar, 1,0 bar, 0,5 bar und 0,25 bar.....	132
Abbildung 4.17: Verschiebungsweg in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für Satz 06.	135
Abbildung 4.18: Vereinfachte Modellvorstellung der vier verschiedenen Systemzustände.....	142
Abbildung 4.19: Anregung durch Fahrbahntextur und Reifenprofil.	145
Abbildung 4.20: Reifenvergleich (oben) und Fahrbahnvergleich (unten) am Gesamtfahrzeug.	147

Abbildung 4.21: Glattreifen und Profilreifen auf Aluminiumfahrbahn bei 20 und 40 km/h.	149
Abbildung 4.22: Torusgeräusch von Satz 02 (oben) und Satz 06 (unten) bei Ausrollversuch auf Safety Walk.	150
Abbildung 4.23: Reifenungleichförmigkeit bei konstanter Geschwindigkeit.	151
Abbildung 4.24: Ausrollversuch mit unauffälligem und auffälligem Rad (HSU); Bandpassgefiltertes Signal.	152
Abbildung 4.25: Untersuchung der Anregung durch Adhäsion durch Variation des Schräglaufwinkels.	154
Abbildung 4.26: Verstärkungsfunktion von Reifensatz 06 bei Variation des Fülldrucks.	156
Abbildung 4.27: Vergleich von Aluminium- und Stahlrad bei Impulsanregung; Oben: Verstärkungsfunktionen; Unten: Abklingvorgang. *) Keine Temperaturmessung beim Stahlrad.	159
Abbildung 4.28: Ausrollversuche von Satz 06 bei Variation des Füllgases. Oben: Luft; Mitte: Kohlendioxid; Unten: Helium.	161
Abbildung 4.29: Vergleich von Reifen mit und ohne Absorptionsschaum auf der Straße.	162

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1:	Anteile verschiedener Geräuschanteile am Gesamtgeräusch [Bsc86]S.723.	9
Tabelle 2.2:	Zuordnung der Schwingungsphänomene im Frequenzbereich [Kui01]S.2.	9
Tabelle 2.3:	Mehrdimensionalität des Reifenhohlraums.	24
Tabelle 2.4:	Berechnung einiger Eigenfrequenzen im Torus für einen Reifen der Dimension 225/45 R17.	34
Tabelle 3.1:	Technische Daten des Reifen-Innentrommelprüfstands.	66
Tabelle 3.2:	Technische Daten des akustischen Drucksensors PCB 103B02.	67
Tabelle 3.3:	Technische Daten des Druck-Temperatur-Sensors Keller Serie 7.	67
Tabelle 3.4:	Technische Daten des Telemetrie-Systems.	69
Tabelle 3.5:	Technische Daten des GPS-Systems Hemisphere A100 Smart Antenna.	70
Tabelle 3.6:	Übersicht der verwendeten Rad-Reifen-Kombinationen.	72
Tabelle 3.7:	Technische Daten der Aluminiumfahrbahn.	73
Tabelle 3.8:	Deckschichttypen der Messstrecken. *) keine Daten beim Straßenbauamt vorhanden.	74
Tabelle 4.1:	Kennwerte der verwendeten Füllgase bei Umgebungsdruck (Werte oben: bei 0 °C; Werte unten: bei 20 °C).	88
Tabelle 4.2:	Übersicht der verwendeten Reifensätze zur Identifikation der Hohlraummoden.	95
Tabelle 4.3:	Eigenfrequenzen der Hohlraummoden von Satz 01, 09 und 06.	98

Tabelle 4.4:	Berechnete und gemessene Hohlraum-Eigenfrequenzen bei Variation von Felgen- und Reifenbreite.	99
Tabelle 4.5:	Einfederung und Radlast bei Untersuchung der Aufspaltung am belasteten Reifen.....	104
Tabelle 4.6:	Zusammenhang zwischen Reifendruck und Einfederung bei den Ausrollversuchen.	133
Tabelle 4.7:	Wichtige Eigenschaften des ruhenden, unbelasteten Systems.	143
Tabelle 4.8:	Wichtige Eigenschaften des ruhenden, belasteten Systems.	143
Tabelle 4.9:	Wichtige Eigenschaften des rotierenden, unbelasteten Systems.	144
Tabelle 4.10:	Wichtige Eigenschaften des rotierenden, belasteten Systems.	144

1 Einleitung

1.1 Motivation

Individuelle Mobilität ist ein fester Bestandteil unserer Gesellschaft geworden. Im Jahr 2017 liegt der Fahrzeugbestand in Deutschland nach [SBD17.1] bei etwa 45,8 Mio. PKW (bei ca. 82,6 Mio. Einwohnern [SBD17.2]) – mit steigender Tendenz. Neben dem großen Vorteil der individuellen Mobilität bringt dies jedoch eine Reihe von unerwünschten Beeinträchtigungen mit sich, die sowohl für die aktiven Verkehrsteilnehmer als auch für unbeteiligte Anwohner zum Nachteil sein können. Das sind neben Verkehrsunfällen insbesondere Umweltbelastungen infolge des Baus von Verkehrswegen, der Luftverschmutzung durch Abgase sowie der Lärmbelästigung. Durch technische Entwicklungen an Fahrzeugen und Verkehrswegen, sowie durch gesetzliche und planerische Modifikationen des Straßenverkehrs können einzelne Problemfelder zumindest teilweise entschärft werden. So wurde beispielsweise über die Jahre ein Rückgang der unfallbedingten Personenschäden möglich [SBD17.3], ebenso verhält es sich mit dem verkehrsbedingten CO₂-Ausstoß [UBA12]S.38. Dagegen muss beim Verkehrslärm eine gegenteilige Entwicklung festgestellt werden: Zwar wurde der Lärmproblematik durch die Einführung und Verschärfung von Geräuschgrenzwerten¹ bei der Typprüfung von neuen Fahrzeugen Rechnung getragen [Gen10] S.318, doch die erzielten technischen Fortschritte wurden durch die starke Zunahme des Verkehrsaufkommens und durch die Verschiebung hin zu einem größeren LKW-Anteil mehr als kompensiert (siehe [Eif06]S.1,

¹ Ausgehend von der 70/157/EWG im Jahr 1970 wurden die Grenzwerte im Schnitt ca. alle 7 Jahre um 2 dB(A) gesenkt. Nach 1995 (92/97/EWG) blieben die Grenzwerte jedoch längere Zeit unverändert. Erst 2016 (also mehr als 20 Jahre später) trat dann die im Jahr 2014 beschlossene nächste Absenkung der Grenzwerte um 2 dB(A) in Kraft (EU-Verordnung Nr. 540/2014). Immerhin wurden schon für 2020 und 2024 weitere Absenkungen um jeweils 2 dB(A) beschlossen.

[Fel00]S.1 und [LaN10]). So wird Verkehrslärm zu einem „der wichtigsten Umweltprobleme moderner Gesellschaften“ [Mös10]S.644 und es kommt für einen Großteil der Bevölkerung zu einer sehr unbefriedigenden Situation – über 50 % empfinden Verkehrslärm als störend [Rei10]S.1. Damit gehört das Fahrzeugaußengeräusch zu den wichtigsten mobilitätsbezogenen Problemfeldern.

Doch auch das Fahrzeuginnengeräusch gewinnt immer mehr an Bedeutung [Hei13]S.481: Die Kunden sind anspruchsvoller geworden und beziehen beim Fahrzeugkauf mehr und mehr auch emotionale Kriterien mit ein ([Gen10]S.v und [Zel12]S.3). Außerdem wirkt sich Lärm negativ auf die Belastungs- und Konzentrationsfähigkeit aus (siehe [Sus96]S.2 und [Sch06]S.8) und kann deshalb den Fahrer bei seiner Fahraufgabe beeinträchtigen.

Von allen Geräuschquellen am Fahrzeug nimmt das Reifen-Fahrbahn-Geräusch mittlerweile den bedeutendsten Platz ein. Seitens der Gesetzgebung wird diesem Umstand mit der Einführung von reifenbezogenen Geräuschgrenzwerten (Verordnungen 92/23/EWG, 2001/43/EG und 661/2009/EG) und dem damit verknüpften sog. „Reifenlabel“ (Verordnung 1222/2009/EG) begegnet.

Bei der Untersuchung der unterschiedlichen Geräuschphänomene des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs ist das Reifennnengeräusch ein Randbereich. Beim Fahrzeugaußengeräusch ist es als Geräuschquelle zwar messbar, wird aber als unwichtig klassifiziert [San02]S.113. Trotzdem ist das Thema auch für das Außengeräusch interessant, da über einen zusätzlichen Messpunkt im Reifenhohlraum ein Informationsgewinn bei der Beurteilung der außen wirksamen Geräuschmechanismen entstehen kann².

² Diese Fragestellung wurde vom Autor dieser Arbeit in einem separaten Forschungsprojekt bearbeitet, die Ergebnisse sind in [Kra10.2], [Kra11], [Kra12.1], [Kra12.2], [Kra13.1] und [Kra13.2] dokumentiert.

Auch beim Fahrzeuginnengeräusch gehört das Reifeninnengeräusch zu den Randbereichen, hier taucht es als Geräuschproblem infolge der sich im Reifinneren ausbildenden Hohlraummoden³ auf. Lange Zeit schien kein Handlungsbedarf zu bestehen, da das Phänomen noch zu untergeordnet gegenüber anderen Geräuschquellen und der Kostenaufwand für eine Problembeseitigung zu hoch war [Bed09]S.502. Mittlerweile hat aber das Fahrzeuginnengeräusch in seiner Gesamtheit über alle Fahrzeugklassen hinweg abgenommen [Zel12]S.3, sodass die Hohlraummoden bei einigen Fahrzeugtypen zu einem signifikanten Problem werden können (siehe [Fen09]S.1 und [Hay06]S.2). Vor allem die sportlichere Abstimmung und das sinkende H/B-Verhältnis heutiger Reifen tragen zur Verschärfung des Problems bei (siehe [Bed09]S.502, [Hay06]S.1 und [Wai09]S.1), da die Volumenänderungen infolge Fahrbahnunebenheiten bei breiteren Reifen zunehmen [Hay07]S.1.

1.2 Aufgabenstellung

Diese Arbeit soll einen Beitrag zum besseren Verständnis der Hohlraummoden leisten, da dieses Geräuschphänomen bislang nur zum Teil beschrieben und verstanden ist. Dabei zielt diese Arbeit jedoch nicht darauf ab, die Fluid-Struktur-Kopplung von Reifen, Hohlraum und Rad zu untersuchen. Hierzu gibt es bereits mehrere Arbeiten (z.B. [Sca94], [Gun00], [Mol04], [Hay06], [Hay07], [Kin09.1] und [Gro13.2]). Vielmehr steht der Reifenhohlraum als solcher im Zentrum. Reifen und Rad werden zwar als Randbedingungen berücksichtigt, aber für sich nicht tiefergehend betrachtet.

³ Folgende Begriffe werden für Hohlraummode in der Literatur synonym verwendet: Cavity mode/noise, Kavitätsmode/-geräusch, Torusresonanz.

Die Literatur lässt bis dato noch einige Fragen zum Thema offen, zu deren Klärung diese Arbeit einen Beitrag leisten soll. Das sind u.a.:

1. Eine umfassende Identifizierung und Beschreibung der ein- und mehrdimensionalen Hohlraummoden.
2. Eine detaillierte Analyse und Erklärung der radlastbedingten Frequenzaufspaltung am stehenden Rad.
3. Eine Untersuchung der verschiedenen Systemzustände unter Berücksichtigung von Einfederung und Rotation am rollenden Reifen.

1.3 Struktur der Arbeit

Die relevanten Grundlagen sowie der Stand der Forschung zum Reifen-Fahrbahn-Geräusch, zum Reifeninnengeräusch, zu den Hohlraummoden sowie zu den Besonderheiten der Schallausbreitung in Kanälen sind in Abschnitt 2 dargestellt.

Abschnitt 3 beinhaltet die Beschreibung der verwendeten Sensorik, sowie der eingesetzten Prüfstände. Außerdem werden die verwendeten Mess- und Auswerteverfahren erläutert.

In Abschnitt 4 sind die Ergebnisse dieser Forschungsarbeit niedergelegt, wobei diese untergliedert sind in die Untersuchung der Systemeigenschaften, der Anregung und der Einflussfaktoren.

Abschnitt 5 schließlich fasst die Kernergebnisse der Arbeit kompakt zusammen und gibt einen Ausblick.

2 Stand der Forschung

Dieser Abschnitt enthält die für die Arbeit relevanten Grundlagen. Zunächst werden einige wichtige Informationen zum Reifen-Fahrbahn-Geräusch als Rahmenthema gegeben. Anschließend wird das Reifeninnengeräusch als Kernthema näher beleuchtet.

Die Grundlagen der Akustik sind hinreichend in vielen Vorlesungsunterlagen und Fachbüchern beschrieben (z.B. [DEG06], [Gab08], [Wei08], [Ler09] und [Mös12.1]) und werden hier deshalb nicht erneut wiedergegeben. Eine sehr anschauliche Beschreibung gibt auch [Ung62]. Informationen zu Aufbau und Eigenschaften von PKW-Reifen können in [Lei15] nachgeschlagen werden. Herstellung, Aufbau und Eigenschaften von Fahrbahnen sind z.B. in [DAV13] einzusehen. Die akustischen Eigenschaften und Einflussfaktoren in Bezug auf Fahrbahnen sind z.B. in [Bec08.1]S.11ff zusammengestellt.

2.1 Reifen-Fahrbahn-Geräusch

Um das Reifeninnengeräusch neben den vielen anderen Geräuschmechanismen einordnen zu können, wird nachfolgend ein kurzer Überblick über die bekannten Geräuschmechanismen gegeben.

Das Reifen-Fahrbahn-Geräusch hat in den letzten Jahrzehnten sehr an Bedeutung gewonnen, da zum einen die Geräuschgrenzwerte für PKW kontinuierlich abgesenkt wurden, zum anderen der Beitrag anderer dominanter Teilschallquellen¹ (z.B. Motor und Abgasanlage) besonders stark reduziert

¹ Das kann u.a. darauf zurückgeführt werden, dass die Typprüfung von PKW als „beschleunigte Vorbeifahrt“ durchzuführen ist. Dadurch wird das Antriebsgeräusch überbewertet [Bec02]S.20. Die logische Folge seitens der Automobilhersteller ist eine verstärkte Konzentration auf die Optimierung der Antriebsgeräusche.

wurde (siehe Abbildung 2.1). So ist das Reifen-Fahrbahn-Geräusch beim Fahrzeugaußengeräusch dominant [Mic05]S.40:

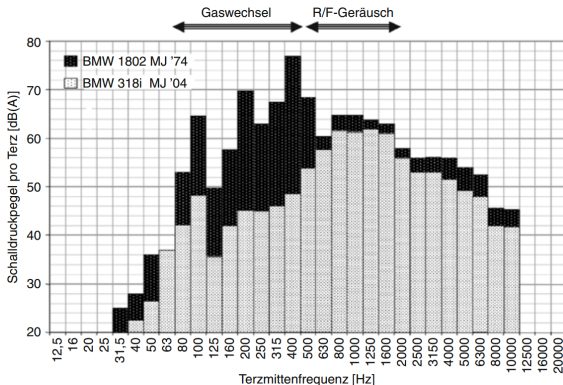


Abbildung 2.1: Spektraler Vergleich (Außengeräusch) eines älteren und eines neueren Fahrzeugs [Bra13]S.108.

Doch auch für die PKW-Insassen ist dies in vielen Betriebsbereichen die dominante Lärmquelle [Gen10]S.270. In der nachfolgenden Abbildung (Innen-geräusch) kann dies gut nachvollzogen werden:

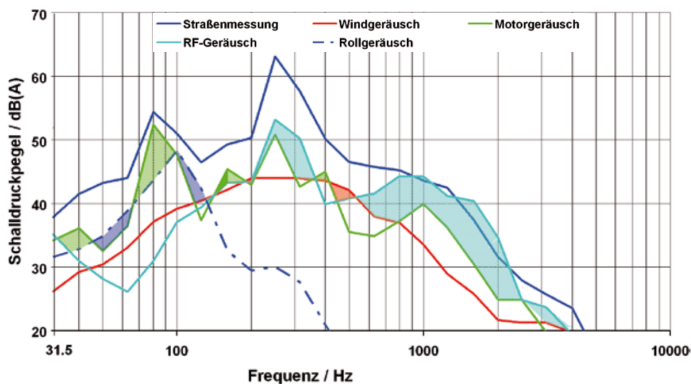


Abbildung 2.2: Geräuschanteile im Innenraum eines Fahrzeugs der oberen Mittelklasse bei konstanter Fahrt mit 70 km/h auf Asphalt [Rig08]S.828.

Betrachtet man nun das Außengeräusch über der Fahrgeschwindigkeit, zeigt sich in weiten Bereichen eine Dominanz des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs, die, wie erwähnt, in den letzten Jahren noch zunimmt:

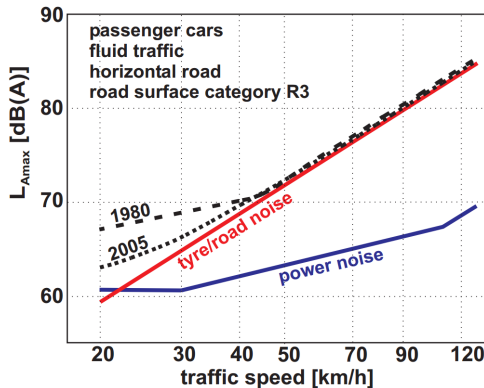


Abbildung 2.3: Antriebs- und Reifen-Fahrbahn-Geräusch in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit [Kin09.1]S.14.

Beim Außengeräusch ist das Reifen-Fahrbahn-Geräusch bei konstanter Fahrt ab ca. 15 bis 25 km/h, bei beschleunigter Fahrt ab ca. 30 bis 45 km/h dominant ([San02]S.50 und [Kin09.1]S.14). Erst bei höheren Geschwindigkeiten (ab ca. 80 bis 100 km/h) gewinnt das Windgeräusch die herausragende Bedeutung [Zel12]S.201. Das Antriebsgeräusch ist demnach fast nur noch beim Anfahrvorgang relevant.

Im Zuge der zunehmenden Elektrifizierung wird das Reifen-Fahrbahn-Geräusch weiter an Bedeutung gewinnen, da ein Elektroantrieb wesentlich geräuschärmer arbeitet als ein konventioneller Antrieb mit Verbrennungsmotor [UBA13]S.2 und darüber hinaus durch das hohe Drehmoment aus dem Stand heraus der Geräuschbeitrag durch die stärkeren Gleitvorgänge im Latsch zunehmen wird [Sta14]S.1.

Treten Resonanzen im Rad-Reifen-System auf, kann das zu einer Verstärkung der angeregten Schwingungen führen. Darüber hinaus sind die Abstrahlcharakteristik (Außengeräusch) sowie das Übertragungsverhalten des Fahrzeugs (Innengeräusch) von Bedeutung.

Dabei ist zu erwähnen, dass die Anregungsmechanismen noch nicht abschließend erforscht sind ([Bec02], [Hüb03]S.2, [Roc10]S.4065 und [Zel12] S.281), das betrifft insbesondere die Quantifizierung der Anteile einzelner Mechanismen. Abbildung 2.4 zeigt eine kompakte Übersicht der Geräusch-anregungsmechanismen:

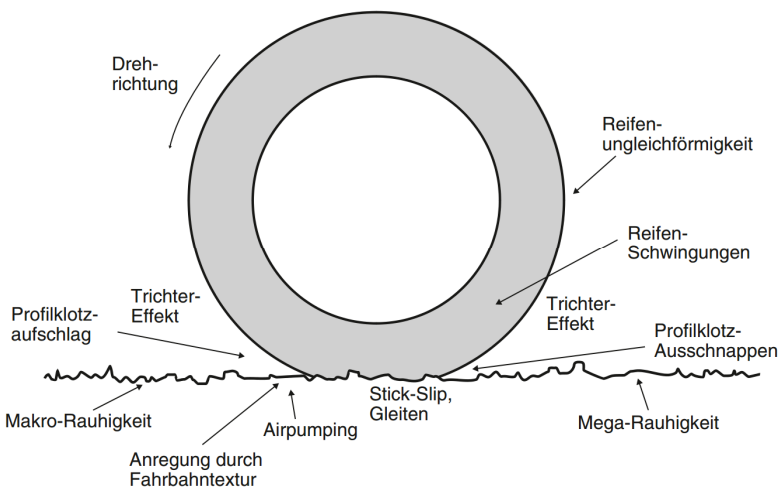


Abbildung 2.4: Bekannte Geräusch-anregungsmechanismen im Überblick [Gen10]S.272.

Eine quantitative Abschätzung der Geräuschbeiträge zum Gesamtgeräusch für einige Sonderfälle findet sich in [Bsc81]S.24, in [Bsc86] wird eine verallgemeinerte Abschätzung gegeben:

Ursache	Anteil am Gesamtgeräusch
Körperschallabstrahlung	60..80 %
Air Pumping	10..30 %
Reifen-Innenlärm	5..20 %
Aerodynamischer Lärm	< 10 %
Profilblock-Schwingungen	< 5 %
Wasserverdrängung	+ 3 dB
Reifenquietschen	+ 20 dB

Tabelle 2.1: Anteile verschiedener Geräuschanteile am Gesamtgeräusch [Bsc86]S.723.

In [Zel12]S.281 wird diese Auflistung unverändert wiedergegeben, in [Roc10]S.4070 werden ähnliche Verhältnisse zwischen mechanischen und aerodynamischen Geräuschanteilen ermittelt.

Eine grobe Zuordnung der Mechanismen im Frequenzbereich zeigt folgende Tabelle:

Geräuschmechanismus	Frequenz in kHz
Radiale Karkassenschwingungen	0,1..1
Radiale Profilschwingungen	0,1..1
Tangentiale Profilschwingungen	1..4
Adhäsionsmechanismen (Stick-Slip, Stick-Snap)	1..4
Air Pumping	1..3
Helmholtz-Resonatoren	1..2
Röhrenresonanzen	0,5..3

Tabelle 2.2: Zuordnung der Schwingungsphänomene im Frequenzbereich [Kui01]S.2.

Tendenziell finden sich Strukturschwingungen durch radiale Anregung eher bei niedrigen Frequenzen, wohingegen aerodynamische Mechanismen und tangentielle Gleitvorgänge eher bei hohen Frequenzen zu finden sind. Die obigen frequenzbezogenen Angaben decken sich im Wesentlichen mit den Aussagen in [Bec02]S.25 und [Blo04]S.2ff und ebenso mit den Aussagen in

[Wol97]S.104. Um 1000 Hz überlagern sich Körperschall- (radial und tangential) und aerodynamische Anregungsmechanismen [Bec02]S.170.

Bei der Reduzierung des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs ist nur begrenzter Spielraum vorhanden, da über den Reifen-Fahrbahn-Kontakt sämtliche statischen und dynamischen Kräfte abgestützt werden müssen [Gen10]S.270. Außerdem ergeben sich Zielkonflikte mit anderen Eigenschaften von Reifen und Fahrbahn (Trocken- und Nasshaftung, Rollwiderstand etc.). Darüber hinaus sind, wie bereits erwähnt, bis heute noch nicht alle Geräuschmechanismen umfassend verstanden [Roc10]S.4065, sodass die Thematik einer systematischen Optimierung nur begrenzt zugänglich ist.

In der Praxis ist der Einfluss der Fahrbahn deutlich wichtiger als der des Reifens [Mic05]S.98, fahrbahnseitig besteht ein viel größeres Geräuschminderungspotenzial als reifenseitig [Gen10]S.271:

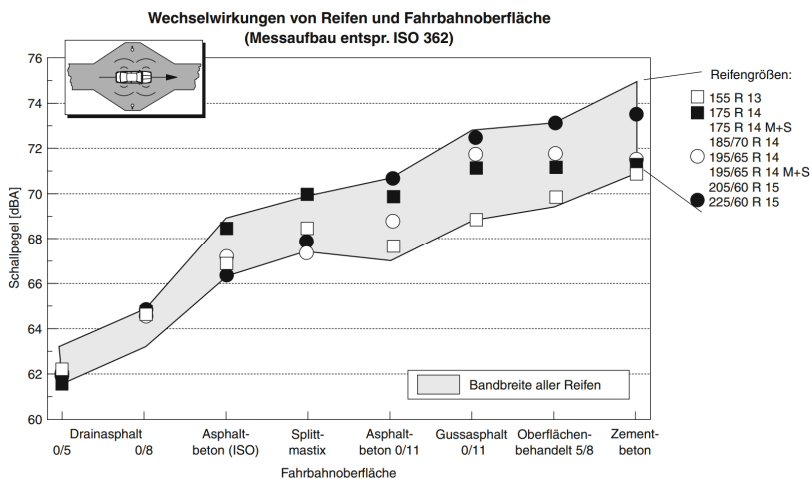


Abbildung 2.5: Reifen- und Fahrbahneinfluss auf das Fahrzeugaußengeräusch [Bra13]S.696.

2.1.1 Körperschall-Anregungsmechanismen

2.1.1.1 Mechanische Anregungsmechanismen

Abplattung und Reifenungleichförmigkeit

In Abhängigkeit von Radlast und Reifendruck bildet sich eine Aufstandsfläche (Latsch) zur Abstützung der Vertikalkräfte. Diese Abplattung stört die Rotationssymmetrie des Reifens, die Karkasse wird von einer idealen Kreisbahn auf eine ebene Bahn gezwungen und die Seitenwand wird seitlich ausgelenkt. Das regt den Reifengürtel zu Schwingungen an [San02]S.105. Verstärkend wirken sich hierbei Reifenungleichförmigkeiten aus [Kin09.1]S.44.

Fahrbahntextur

Die Oberfläche einer Fahrbahn weist eine bauartabhängige Mega-, Makro- und Mikrotextrur auf. Der Reifen rollt also nicht auf einer ideal ebenen Fläche ab, sondern vielmehr auf einer Ansammlung von Rauigkeitsspitzen. Die zeitliche Abfolge der Berührung dieser Spitzen führt zu einer Anregung des Reifens in radialer, aber auch tangentialer Richtung [San02]S.104. Die Anregungsfrequenz ergibt sich dabei aus dem Quotienten von Fahrgeschwindigkeit und Wellenlänge der einzelnen Texturspitzen. Dabei ist zu beachten, dass der Reifen die Textur unvollständig abtastet [Ham00]S.178, d.h. es stehen nur die oberen Texturanteile in Kontakt mit dem Reifen (siehe Abschnitt 2.2.4).

Profilaufschlag

Das Reifenprofil (auch als „Reifentextrur“ interpretierbar) regt, analog zur Fahrbahntextrur, die Reifenstruktur an. Beim Abrollen des Reifens schlagen die Profilklotze im Bereich des Einlaufs auf die Straßenoberfläche auf und werden durch die hohen Kräfte verformt. Dieser Vorgang führt zu radialen und tangentialen Schwingungen des Profils, die sich auf Gürtel und Seitenwand übertragen [San02]S.105.

Die akustische Wirkung des Aufschlagens einzelner Profilblöcke (sog. Profilheulen oder ugs. „Reifensingen“) kann durch eine geschickte Profilanordnung, nämlich durch Randomisierung (Variation der Blocklänge), minimiert werden ([Iwa96]S.139 und [Mic05]S.92). Dadurch wird die schmalbandige Anregung auf ein breiteres Frequenzband verteilt und die Lästigkeit signifikant reduziert.

Profilausschnappen

Im Bereich des Auslaufs sind die Profilklotze stark vorgespannt. Sie heben nach dem Durchlaufen der Aufstandsfläche wieder von der Fahrbahn ab und schwingen (in ihren Eigenmoden) in die unverspannte Ausgangsposition zurück [Gen10]S.271.

2.1.1.2 Adhäsive Anregungsmechanismen

Stick-Slip

Die Bewegung der Profilblöcke durch die Aufstandsfläche hindurch ist geprägt durch die zwei Zustände „Haften“ und „Gleiten“. In [Mic05]S.94 und [San02]S.110 wird dieser sich wiederholende Vorgang wie folgt beschrieben: Profilelemente nehmen beim Latsch-Durchlauf potentielle Energie auf, die durch ruckartiges Gleiten des Profilelements wieder freigegeben wird, wenn die Haftgrenze erreicht ist. Durch den Stick-Slip-Effekt wird das Profil vor allem in tangentialer Richtung zu Schwingungen angeregt.

Laut [Bec02]S.23 tritt dieser Effekt nicht beim konstant rollenden Reifen, sondern nur bei Fahrzuständen mit hohen tangentialen Kräften auf. In [Mic05]S.92 hingegen wird festgestellt, dass bei Fahrzuständen mit geringem Haftbedarf Zischgeräusche, bei Fahrzuständen mit hohem Haftbedarf Quietschgeräusche entstehen.

Stick-Snap

Ein weiterer durch Adhäsion bedingter Mechanismus ist der sogenannte „Stick-Snap-Effekt“. Bei Betriebsbedingungen, die hohe Adhäsionskräfte

zur Folge haben (z. B. Winterreifen bei hohen Temperaturen, Prüfstandsmessungen mit sehr sauberen Rollen), entsteht eine hohe Haftkraft zwischen den Profilstollen und der Fahrbahn. Wird das „klebende“ Profil nun im Auslauf wieder von der Straße abgezogen, so wird es zunächst radial verformt und schnappt schließlich beim Lösen von der Fahrbahn aus. Das Profil wird radial und tangential angeregt [San02]S.111.

In [Mic05]S.94 wird der Vorgang des Profilabhubs im Auslauf als starkes Reiben des Profilelements über die vordere Profilkante beschrieben.

2.1.2 Luftschall-Anregungsmechanismen

Air Pumping

Zwischen Reifen und Fahrbahn bildet sich im Bereich der Aufstandsfläche durch die Gestalt des Reifenprofils ein Labyrinth aus Kanälen und eingeschlossenen Hohlräumen. Durch die Abplattung des Reifens und die Druckbelastung von Gürtel und Profilstollen verringert sich in der Aufstandsfläche der Volumengehalt der Rillen gegenüber dem des unverformten Reifens. Wird nun Luft zwischen Reifen und Fahrbahn in den Profilirillen eingeschlossen, so findet durch die Volumenreduktion dieser Hohlräume eine Verdichtung der Luft statt. Im Auslauf expandiert diese Luft dann, sobald sich die abgeschlossenen Hohlräume wieder öffnen ([Bec02]S.24, [San02]S.115, [Mic05]S.95 und [Kin09.1]S.47). In der Literatur wird meist R.E. Hayden [Had71] als ein Begründer der Air Pumping-Theorie gesehen.

Neben der Kompression und Expansion der eingeschlossenen Luft ergibt sich eine zusätzliche Bewegung der Umgebungsluft in Folge der Verdrängung durch den sich aufsetzenden Reifen (Einlauf) und der Ansaugung durch den sich abhebenden Reifen (Auslauf) [Kin09.1]S.47.

Helmholtzresonanzen

Bei der Drehung des Reifens entstehen kurzzeitig Hohlräume zwischen Reifen und Fahrbahn, die über Engstellen bzw. kleine „Kanäle“ an die Umgebung angekoppelt sind. Dadurch wird der Austausch von Luft zwischen den geöffneten Hohlräumen und der Umgebung möglich und es können sich Helmholtzresonatoren bilden [San02]S.120.

Röhrenresonanzen

Röhrenresonanzen können in geöffneten Profilirillen entstehen (analog zu einer Orgelpfeife). In den ein- oder beidseitig offenen Profilirillen bilden sich stehende Wellen aus, deren Frequenz direkt von der Röhrenlänge ($\lambda/2$ bzw. $\lambda/4$), d.h. von der Rillengeometrie abhängt [San02]S.120.

Umströmung des Reifens

Beim Rollen des Reifens bewegt sich dieser gegenüber der ihn umgebenden Luft (Rotation und Translation). Durch diese Bewegung des Reifens, die aerodynamischen Effekte in der Aufstandsfläche und durch seine profilierte Oberfläche werden Turbulenzen der Luft erzeugt ([Kin09.1]S.47 und [San02]S.114).

2.1.3 Transferpfad

Bei der Übertragung von Reifen-Fahrbahn-Geräuschen in den Fahrzeuginnenraum sind einige wichtige Effekte zu beachten, die einen großen Einfluss auf die Amplitude am Empfangsort haben können.

Reifenstrukturmoden

An sich bewirkt der Reifen eine Dämpfung der Schwingungen, die durch den Reifen-Fahrbahn-Kontakt entstehen und verringert so deren Wirkung auf das Fahrzeug. Der Reifen selbst kann jedoch zu Eigenschwingungen angeregt werden, die bei Anregung derselben eine Erhöhung der Schwingungsamplitude verursachen.

Die Reifenstruktur weist unterschiedlichste Eigenmoden in einem weiten Frequenzbereich auf. Aufgrund der ansteigenden Dämpfung bei hohen Frequenzen können sich nach [Kin09.1]S.59 derartige Reifenmoden nur im Frequenzbereich unterhalb von 400 bis 500 Hz ausbilden. Darüber existieren nur lokal begrenzte Schwingformen, die lediglich einen Teil der Reifenstruktur ergreifen und sich auf dem Reifengürtel auch in Querrichtung ausbreiten können [Gen10]S.273. [Mic05]S.54 gibt für diesen Frequenzbereich „Schwingungen vor und hinter der Kontaktfläche“ an.

Das Zusammenwirken der verschiedenen Moden ergibt ein äußerst komplexes Schwingungsbild. Aufgrund der Vielzahl an Moden und ihren Harmonischen nimmt die Modendichte bei steigender Frequenz immer weiter zu, sodass man einzelne Moden nur noch bis ca. 350 Hz experimentell auflösen kann [Hei13]S.405.

Die modalen Eigenschaften des Reifens führen dazu, dass Anregungen bei entsprechender Frequenz zu Resonanzen und somit zu einer erhöhten Empfindlichkeit des Rad-Reifen-System führen.

Reifenhohlraummoden

Durch die Strukturschwingungen des Reifengürtels werden Druckschwankungen in den Luftraum des Reifentorus eingeleitet. Dadurch können bei entsprechenden Anregungsfrequenzen (in der Praxis durch die breitbandige Anregung der Fahrbahn meist der Fall) stehende Wellen der Luftsäule im Reifentorus angeregt werden. Bei heutigen Reifendimensionen liegt die für das Fahrzeuginnengeräusch relevante erste Ordnung dieser Hohlraummode (Umfangsrichtung) laut [Bed09]S.502 bei ca. 180 bis 270 Hz. In den Abschnitten 2.2 und 2.3 werden die Entstehung des Schalls im Torus und die Einflussfaktoren detaillierter vorgestellt, auch auf die Reifenhohlraummoden wird näher eingegangen.

Filterung durch das Fahrzeug

Vom Reifen gelangen die angeregten Schwingungen als Körperschall an Grenzflächen des Innenraums, wo erneut eine Abstrahlung von Luftschall stattfindet. Ebenso gelangt Schall über die Scheiben des Fahrzeugs in den Innenraum. Dabei wirkt das Fahrzeug ähnlich einem Tiefpassfilter ([Mic05]S.82, [Gen10]S.274 und [Zel12]S.291):

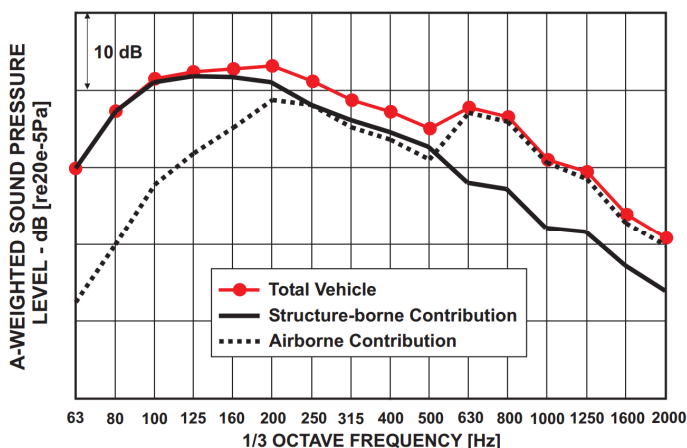


Abbildung 2.6: Unterscheid zwischen Körperschall- und Luftschallübertragung [Kin09.1]S.21.

2.1.4 Schallabstrahlung

Auch bei der Abstrahlung von Reifen-Fahrbahn-Geräuschen in die umgebende Luft sind einige Besonderheiten von Bedeutung.

Trichtereffekt

Im Bereich von Einlauf bzw. Auslauf bildet sich zwischen Reifen und Fahrbahn ein trichterförmiger Bereich – ähnlich dem Schalltrichter bei Blasinstrumenten. Dies führt zu einer Impedanzanpassung bei der Abstrahlung und in der Folge zur gerichteten Verstärkung des Geräuschs (nach vorne

bzw. hinten), diese beginnt bei etwa 300 Hz und erreicht bei 1,5 bis 2,0 kHz ein Maximum [San02]S.123. Da in diesem Frequenzbereich die größten Schwingungsamplituden des Reifens im Bereich von Ein- und Auslauf zu finden sind, hat der Trichtereffekt eine herausragende Bedeutung [Mic05]S.96.

Absorption auf dem Ausbreitungsweg

Absorption und Reflexion am Boden (Fahrbahn, Grünstreifen am Fahrbahnrand etc.) sowie die Dämpfung der Luft selbst haben Einfluss auf die Übertragung des vom Reifen abgestrahlten Geräuschs. Im Fernfeld sind wegen der stärkeren Luftdämpfung bei höheren Frequenzen nur noch tiefe Frequenzen gut hörbar [Bsc04]S.66.

2.2 Reifeninnengeräusch

Das Reifeninnengeräusch stellt bis dato eher einen Randbereich bei der Erforschung des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs (sowohl im Hinblick auf das Außengeräusch als auch im Hinblick auf das Innengeräusch) dar.

Untersuchungen, die das Reifeninnengeräusch berücksichtigen, wurden erstmalig in 1981 veröffentlicht [Bsc81]². Ausgehend von dieser Arbeit, bei der das Fahrzeugaußengeräusch im Zentrum stand, sind weitere Veröffentlichungen von O. Bschorr und A. Wolf entstanden. Dabei wird u.a. die Kernfrage behandelt, ob mit Hilfe des Reifeninnengeräuschs die Fahrbahntextur ermittelt werden kann.

Wie schon in Abschnitt 1.1 erwähnt, rückt das Thema infolge der Absenkungen anderer Geräuschquellen aber auch mehr und mehr als Problematik für

² Diese Arbeit ist insofern bemerkenswert, als darin schon sehr früh das Reifeninnengeräusch als Teil des Rad-Reifen-Schwingungssystems berücksichtigt und sehr grundlegend untersucht wurde. Dennoch wird sehr selten Bezug auf diese Arbeit genommen, so sehen z.B. [Mol04]S.3, [Bed09]S.502 und [Moh12]S.1 die Arbeit [Sak90] als erste Veröffentlichung zu diesem Themenkomplex.

das Fahrzeuginnengeräusch in den Vordergrund. Dabei geht es dann ausschließlich um die stehenden Wellen im Reifentorus (Hohlraummoden). Mit [Sak90] wurde 1990 eine sehr grundlegende Arbeit für dieses Teilgebiet veröffentlicht, die zum ersten Mal die Hohlraummoden als Problem des Fahrzeuginnengeräuschs aufgriff und deshalb zu den Standardwerken in dieser Fragestellung zählt.

2.2.1 Anregung

Luftschall im Reifenhohlraum ist letztendlich auf Körperschallanregung der Hohlraumgrenzen zurückzuführen [Bsc81]S.12. Dabei kommt dem Reifen wegen seiner gegenüber dem Rad weitaus höheren Beweglichkeit die maßgebliche Bedeutung zu – laut [Wol97]S.39 kann das Rad vernachlässigt werden. Jede (radiale) Bewegung der Reifenkarkasse führt zu einer Schallabstrahlung in den Reifenhohlraum [Bsc01]S.3, die Schwingschnelle der Struktur wird den angrenzenden Luftmolekülen aufgeprägt. Eine einfache Analogie zur Lautsprecherbox veranschaulicht das: Eine schwingende Lautsprechermembran (Reifen) strahlt sowohl nach außen (Umfeld des Reifens) als auch in das Lautsprechergehäuse (Reifenhohlraum) ab [Bsc01]S.3.

Von den in Abschnitt 2.1 vorgestellten Mechanismen sind hier demnach nur diejenigen von Belang, die einen Einfluss auf die Strukturschwingungen des Reifens haben. Das sind:

- Anregung durch die Fahrbahntextur
- Anregung durch das Reifenprofil
- Anregung durch Abplattung und Ungleichförmigkeiten des Reifens
- Adhäsive Anregungsmechanismen (wegen vornehmlich tangentialer Anregung nur bedingt von Bedeutung, siehe folgender Abschnitt)
- Struktureigenmoden des Reifens

Anders ausgedrückt: Der Informationsgehalt des Reifeninnengeräuschs umfasst diese fünf vorgenannten Anregungsmechanismen. Über alle anderen Mechanismen kann auf Basis des Reifeninnengeräuschs keine Aussage getroffen werden.

[Wol97]S.83ff führt Messungen durch, bei denen unterschiedliche Reifen über die gesamte Reifenbreite radial durch einen Schwingerreger angeregt werden. Dabei wird das Übertragungsverhalten zwischen Reifenbewegung (Schwingweg) und Reifeninnengeräusch (Schalldruck) gemessen. Es zeigt sich bei allen untersuchten Reifen ein ähnlicher, ansteigender Frequenzgang der Verstärkungsfunktionen: Bei niedrigen Frequenzen (< 100 Hz) liegen die Werte bei ca. 130 dB/mm, bei hohen Frequenzen (ca. 4000 Hz) steigen sie bis auf 180-200 dB/mm an. Die Reifenstruktur selbst wirkt jedoch als eine Art Tiefpass-Filter, die Eingangsimpedanz nimmt zu hohen Frequenzen hin zu [Mic05]S.43, sodass der von Wolf beobachtete Effekt (Anstieg bei hohen Frequenzen) zumindest zum Teil kompensiert wird und in praktischen Anwendungen so nicht zum Tragen kommt.

Naturgemäß sind für die Anregung von Luftschall im Reifenhohlraum radiale Schwingungen gegenüber tangentialen Schwingungen dominant, da zum einen die Anregung des Reifens radial am größten ist [Wol97]S.110 und zum anderen eine rein tangentielle Bewegung (Schub- und Scherwellen) der Hohlraum-Bewandung infolge des fehlenden Volumenhubes keine Schallabstrahlung hervorrufen [Kom06]S.66. Eine radiale Schallabstrahlung in den Reifenhohlraum kann durch i) lokales Eindringen der Reifenkarkasse oder durch ii) BiegeWellen geschehen.

- i) **lokales Eindringen der Reifenkarkasse:** In Abhängigkeit von der betrachteten Wellenlänge kann hier eine Analogie zum Kolbenstrahler, Linienstrahler oder dreidimensionalen Monopolstrahler herangezogen werden [Bsc04]S.15.
- ii) **BiegeWellen:** In Bezug auf die Abstrahlung von BiegeWellen ist zu beachten, dass nur im Koinzidenzfall (Spuranpassung) eine effiziente Ankopplung der Luftschallwellen an die BiegeWellen der Struktur

möglich ist [Mös12.2]S.439. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Luftschall ist frequenzunabhängig, die von Strukturbiegewellen ist jedoch frequenzabhängig. Demnach existiert eine Frequenz, bei der Luftschall- und Strukturwellenlänge zusammenfallen, die sogenannte Koinzidenzfrequenz. Oberhalb und insbesondere genau bei der Koinzidenzfrequenz findet eine starke Schallabstrahlung statt und zwar in Form von ebenen Wellen (Schalldruck und Schallschnelle in Phase), deren Richtung (Abstrahlwinkel) wiederum von der Wellenlänge abhängt [Sch06]S.163f. Bei niedrigeren Frequenzen ist die abgestrahlte Schalleistung deutlich geringer. In [Bru03]S.544 wird die Koinzidenzfrequenz für verschiedene Reifen ermittelt, interessanterweise liegt diese unabhängig von der Reifenbauart (Standard, Run-Flat, Leichtbau) bei sehr hohen 4000 Hz. Höhere Ordnungen von Querschnittshohlraummoden (siehe Abschnitt 2.3) können bis in diesen Frequenzbereich auftreten, sind aber aufgrund des i.d.R. senkrechten Einfalls unbedeutend bzgl. der Koinzidenz [Mei00]S.17. Bei Umfangshohlraummoden hingegen könnte zwar Koinzidenz auftreten (streifender Schalleinfall), hier liegen aber die relevanten Eigenfrequenzen weit unterhalb des Koinzidenzbereichs.

Daraus kann der Schluss gezogen werden, dass im interessanten Frequenzbereich die Anregung im Wesentlichen durch erzwungene, lokale Einbiegungen der Karkasse (Ein- und Auslauf) hervorgerufen wird (vgl. [Wol97]S.110 und [Bsc99]S.104). Oberhalb von ca. 250 Hz nimmt die Schwingschnelle des Reifens bei Entfernung von der Anregungsstelle sehr stark ab [Mic05]S.50, sodass hier unabhängig von der Frage der Koinzidenz von einer geringeren Luftschallanregung auszugehen ist.

Inwieweit Strukturmoden des Reifens in den Reifenhohlraum abgestrahlt werden, bleibt zu klären (siehe Abschnitt 4.1.1.2). Aufgrund der oben angestellten Überlegungen ist aber von einer eher untergeordneten Wirkung auszugehen.

Die Korrelation zwischen Reifen-Schwingschnelle (Messung durch Beschleunigungssensor im Reifenprofil) und Schalldruck im Reifentorus auf realen Fahrbahnen ist in [Wol97]S.112f beschrieben. Bei diesen Messungen werden zwischen radialer/axialer Beschleunigung und Reifeninnengeräusch bis ca. 1600 Hz gute Korrelationen festgestellt. Interessanterweise korreliert die tangentielle Beschleunigung negativ mit dem Reifeninnengeräusch³. Insgesamt hält Wolf das Reifeninnengeräusch bis ca. 1250 Hz für einen guten Anhaltspunkt bei der Beurteilung der Strukturanregung des Reifens [Wol97]S.103.

Die Schwingschnelle der Struktur (Körperschall) ist über den Abstrahlgrad mit der abgestrahlten Luftschalleistung verknüpft ([Sch06]S.130, [Mös12.2]S.427 und [Sen74]S.18):

$$P = \sigma \rho c A \overline{v^2} = \sigma Z_F A \overline{v^2} \quad (2.1)$$

mit:	P	Abgestrahlte Schalleistung in W
	σ	Abstrahlgrad
	ρ	Fluidichte in kg/m^3
	c	Schallgeschwindigkeit in m/s
	A	Abstrahlfläche in m^2
	v	Mittlere Flächenschwingschnelle (Effektivwert) in m/s
	Z_F	Schallkennimpedanz in Ns/m^3

³ Möglicherweise ist das damit zu begründen, dass hohe tangentielle Anregungen i.d.R. auf sehr ebenen, feinrauen Fahrbahnbelägen (wenig Makrotextur) entstehen. Eine starke tangentielle Anregung ist somit gleichbedeutend mit geringen Amplituden der Makrotextur, die Gesamtanregung (v.a. in radialer Richtung) ist also relativ gering.

Für einen konphasen Kolbenstrahler (dieser wird als Referenzstrahler herangezogen) gilt $\sigma = 1$. Für andere Abstrahlkonfigurationen ist der Abstrahlgrad i.d.R. geringer. Aufgrund des Überdrucks im Reifen (höhere Dichte) ergibt sich nach obiger Formel eine wesentlich effizientere Abstrahlung in den Reifenhohlraum im Vergleich zur Abstrahlung nach außen.

2.2.2 Schallfeld im Reifenhohlraum

Der Reifenhohlraum weist einige Besonderheiten auf, diese sind für die Erfassung und Interpretation des Schallfelds von großer Bedeutung.

Zunächst hat der Reifenhohlraum eine torusförmige Geometrie, die durch Reifen und Felge begrenzt ist. Als vereinfachtes Ersatzmodell bietet sich ein Kanal mit schallharten Wänden an (wie in [Sak90]S.73 und [Tho95]S.3 vorgeschlagen⁴). Der Torus ist jedoch weder ein unendlich langer Kanal (sonst wäre die Ausbildung von stehenden Wellen nicht möglich), im Gegensatz zum klassischen Kundt'schen Rohr aber auch kein endlicher Kanal mit Impedanzsprüngen (durch offenes oder geschlossenes Ende). Vielmehr muss der Verlauf von Schalldruck und Schallschnelle in Umfangsrichtung zum einen an jeder Position im Torus stetig sein, zum anderen der Periodizitätsbedingung des Torus genügen. Das ist bei der Berechnung der Hohlraummoden in Umfangsrichtung von Bedeutung (siehe Abschnitt 2.3.1).

Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 2.7 ein einfaches geometrisches Modell des Reifenhohlraums dargestellt:

⁴ In den beiden Veröffentlichungen gehen die Autoren wohl von einem Rohr (=runder Querschnitt) aus. Für den von ihnen betrachteten Frequenzbereich ist das auch zulässig, bei Betrachtung der Querschnittshohlraummoden (höhere Frequenzen) ist allerdings ein Kanal (=eckiger Querschnitt) geeigneter.

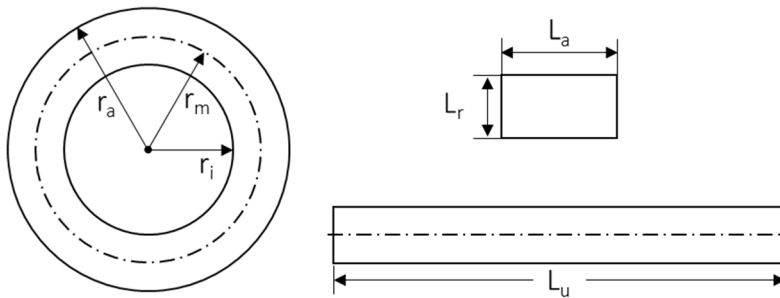


Abbildung 2.7: Vereinfachtes Modell des Reifenhohlraums.

Auf den Reifenhohlraum treffen die üblichen Gegebenheiten bei der Schallausbreitung in Kanälen zu, d.h. die Mehrdimensionalität des Schallfeldes ist mit der Wellenlänge verknüpft. Die entsprechenden Grenzfrequenzen sind auch unter den Begriffen „Cut-On“-Frequenzen [Mös12.1]S.181 bzw. „Cut-Off“-Frequenzen [Zel12]S.159 bekannt.

In [Bsc04]S.104 sind die zu unterscheidenden Fälle zusammengefasst⁵:

- Fall 1: $\lambda > L_u, L_a, L_r$ → Reifenhohlraum: 0-dimensional
- Fall 2: $L_u > \lambda; \lambda/2 > L_a, L_r$ → Reifenhohlraum: 1-dimensional
- Fall 3: $L_u, L_a \gg \lambda/2 > L_r$ → Reifenhohlraum: 2-dimensional
- Fall 4: $L_u, L_a, L_r \gg \lambda/2$ → Reifenhohlraum: 3-dimensional

mit:

- L_u Länge des wirksamen Umfangs
- L_a Hohlraumquerschnittsbreite (axiale Richtung)
- L_r Hohlraumquerschnittshöhe (radiale Richtung)
- λ Schallwellenlänge

⁵ Beim (hypothetischen) Fall 1 und bei Fall 2 wendet der Autor wohl die Bedingungen vom beidseitig geschlossenen Rohr an. Wegen der fehlenden Reflektion an den Rohrenden trifft diese Annahme aber auf den Reifenhohlraum (in Umfangsrichtung!) nicht zu, deshalb muss in die Bedingung jeweils λ anstelle von $\lambda/2$ eingesetzt werden (siehe auch Abschnitt 2.3).

Beispielhaft sind nachfolgend für einen Reifen der Dimension 225/60 R16 die korrespondierenden Frequenzbereiche für die genannten vier Fälle abgeschätzt⁶.

Fall	Frequenz in Hz
1	< 202
2	202 bis 780
3	780 bis 1320
4	> 1320

Tabelle 2.3: Mehrdimensionalität des Reifenhohlraums.

Die Hohlraummoden werden in Abschnitt 2.3 gesondert behandelt. Der hier beispielhaft betrachtete Reifenhohlraum ist unterhalb von 202 Hz resonanzfrei [Bsc04]S.67 und bis 780 Hz kann die Schallausbreitung in Form von ebenen Wellen angenähert werden [Tho95]S.3.

Der Übergang zum diffusen, ungerichteten Schallfeld wird in [Bru03]S.542 mit 2 bis 3 kHz angegeben.

Weiterhin ist die geringe Schallabsorption im Torus zu nennen: Reifen und Rad werden i.d.R. als schallhart angenommen, der Reifenhohlraum kann also näherungsweise als Hallraum betrachtet werden. Darum ist die Position des Schalldrucksensors von untergeordneter Bedeutung und es genügt ein einzelner Sensor⁷ ([Bsc99]S.5 und [Bsc01]S.3).

In Abbildung 2.8 sind beispielhaft Nachhallzeit und Verlustfaktor im Reifenhohlraum dargestellt:

⁶ Annahmen: Torumfang $L_u = 1,7$ m; Innenbreite $L_a = 0,22$ m; Querschnittshöhe $L_r = 0,13$ m; Schallgeschwindigkeit $c = 343$ m/s.

⁷ Diese allgemein gehaltene Aussage berücksichtigt nicht, dass die Lage des Sensors sehr wohl von Bedeutung ist, wenn nämlich die Untersuchung von ortsfesten Hohlraummoden von Interesse ist.

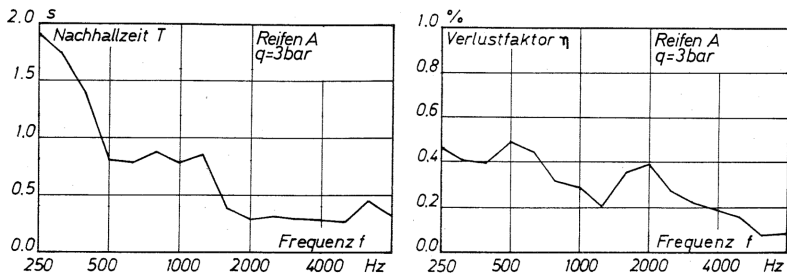


Abbildung 2.8: Nachhallzeit und Verlustfaktor im Reifenhohlraum [Bsc81]S.72.

Im Torus herrschen Schalldruckpegel von über 150 dB [Bsc01]S.3. Diese hohen Pegel sind laut [Wol97]S.74 nicht allein auf eine sehr starke Anregung durch den Rollkontakt zurückzuführen, sondern auch der schon erwähnten geringen Schallabsorption im Torus und den geringen räumlichen Ausmaßen des Reifenhohlraums geschuldet.

2.2.3 Innen- und Außengeräusch des Reifens

Die Frage nach dem Zusammenhang zwischen Innen- und Außengeräusch eines Reifens muss in zwei Richtungen beantwortet werden:

Schalltransmission durch die Reifenstruktur

In [Bsc04]S.66 wird die (frequenzabhängige) Dämmung der Reifenseitenwand mit 30 bis 40 dB, in [Wol97]S.39 mit 20 bis 50 dB angegeben. [Bru03]S.544 messen ebenfalls ca. 30 bis 40 dB. In [Bsc86]S.727 wird der Anteil des Reifeninnengeräuschs am Außengeräusch auf 20 % beziffert, in [Bsc81]S.21 wird eine Erhöhung des Außengeräuschpegels um 3 dB im Bereich um 250 Hz festgestellt. In [Kro92]S.47 wird das im Wesentlichen bestätigt.

Abbildung 2.9 zeigt als Maß für die Dämmung eines Reifens die nach außen abgestrahlte Schallleistung (P) im Verhältnis zum Schalldruck (p) im Reifenhohlraum:

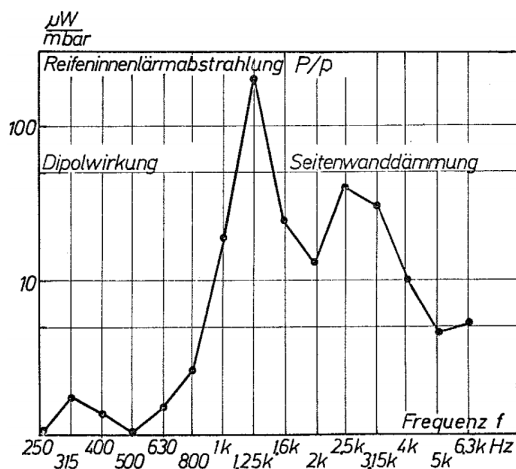


Abbildung 2.9: Abgestrahlte Schalleistung im Verhältnis zum Schalldruck im Reifenhohlraum [Bsc81]S.73.

In diesem Diagramm ist die schlechte Abstrahlung im Frequenzbereich < 1000 Hz zu erkennen. Das spiegelt sich darin wieder, dass sich die Hohlraummoden in Umfangsrichtung trotz der hohen Pegel (vgl. Abbildung 2.14⁸) bei Außengeräuschmessungen im Nah- oder Fernfeld kaum identifizieren lassen, zumal die A-Bewertung im Frequenzbereich der höchsten Toruspegel (< 500 Hz) eine zusätzliche Absenkung bewirkt. Der Anteil am A-bewerteten Breitbandpegel ist deshalb sehr gering. In [Wol97]S.39 wird das Reifeninnengeräusch als „signifikante Teilschallquelle“ deshalb ausgeschlossen. Für die Aufgabenstellung dieser Arbeit ist diese Frage demnach von untergeordneter Bedeutung.

Umgekehrt ist auszuschließen, dass das Außengeräusch im Allgemeinen bzw. die reinen Luftschall-Anregungsmechanismen (z.B. Air Pumping, siehe

⁸ In dieser Abbildung wird ein A-bewertetes Spektrum dargestellt, sodass der Bereich um 2000 Hz etwas überbewertet, der Bereich < 1000 Hz unterbewertet wird. Bei 200 Hz liegen die Pegel tatsächlich mehr als 10 dB höher, die erste Ordnung der Hohlraummode in Umfangsrichtung weist (unbewertet gemessen) die höchsten Pegel auf.

Abschnitt 2.1.2) im Speziellen einen bedeutenden Anteil am Reifeninnengeräusch haben. Dies ist dem Zusammenwirken von hoher Dämmung des Reifens und begrenzten Schalldruckpegeln der Luftschall-Anregungsmechanismen (vgl. [Bec03]S.3) geschuldet.

Korrelation von Reifeninnengeräusch und Außengeräusch

Diese Frage wird, zumindest theoretisch, mit der in [Bsc01]S.3 gezeigten Analogie zur Lautsprecherbox beantwortet: Das Reifeninnengeräusch wird allein über Strukturschwingungen des Reifens erzeugt. Der Reifen strahlt diese mit identischer Schwingungsamplitude nach innen und außen (mit 180 ° Phasenversatz) ab. Somit ist zumindest beim durch Strukturschwingungen erzeugten Luftschall ein guter Zusammenhang zu erwarten.

In [Wol97]S.77 wird die Kohärenz zwischen Reifeninnengeräusch und Nahfeldaußengeräusch auf einem Trommelprüfstand untersucht. Dabei geht ab ca. 3500 Hz die Kohärenz gegen 0, wohingegen im darunter liegenden Frequenzbereich teilweise Kohärenzwerte bis 1 gemessen werden, dies jedoch sehr frequenzabhängig.

In derselben Arbeit werden die Korrelationskoeffizienten zwischen Reifeninnengeräusch und Nahfeldgeräusch ermittelt. In Abhängigkeit von Reifen und Fahrbahn zeigen sich „über einen weiten Frequenzbereich (Anm. des Autors: meist bis 2000 Hz) sehr hohe Werte“ [Wol97]S.105ff. Wolf stellt fest, dass „eindeutig Zusammenhänge zwischen den beiden Messgrößen Reifeninnengeräusch und Reifen-Fahrbahn-Geräusch (Anm. des Autors: gemessen im Nahfeld) bestehen“ [Wol97]S.74.

In [Bsc81]S.77 wird das Verhältnis der abgestrahlten Schalleistungen nach innen und außen bei Körperschallanregung des Reifens ermittelt:

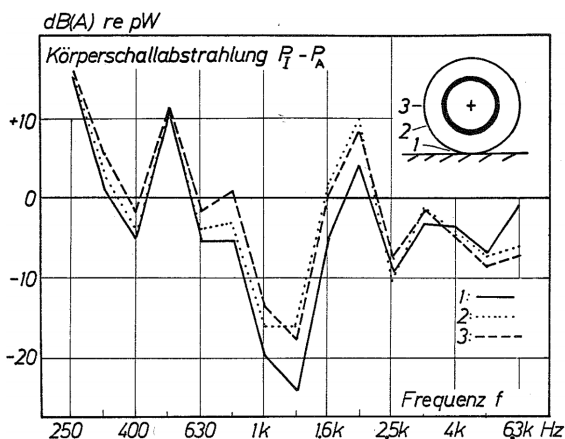


Abbildung 2.10: Verhältnis der nach innen und außen abgestrahlten Schalleistung bei Körperschallanregung [Bsc81]S.77.

Der sprunghafte Verlauf ist auf die Hohlraummoden des Reifens zurückzuführen (vgl. Abbildung 2.14), d.h. an den Resonanzstellen überwiegt die Abstrahlung nach innen. Das ist bei Untersuchungen zum Zusammenhang von Innen- und Außengeräusch zu berücksichtigen.

2.2.4 Reifeninnengeräusch und Fahrbahntextur

Die Anregung des Reifens kann, wie bereits ausgeführt, zu einem Großteil auf die Rauigkeit der Fahrbahntextur zurückgeführt werden. Bei der Untersuchung dieses Zusammenhangs besteht allerdings die Schwierigkeit, dass der Reifen nur mit den Spitzen der Textur in Kontakt steht und somit die Textur unvollständig abtastet⁹. Nur diese sog. „akustisch relevante Fahrbahntextur“ [Wol97]S.91 regt den Reifen an, alle anderen Texturanteile haben keinen Kontakt mit dem Reifen und daher auf die Körperschall-

⁹ Diese Schwierigkeit hat nicht speziell mit dem Innengeräusch des Reifens zu tun, sondern ist generell bei der Betrachtung von Geräuschmessungen im Vergleich zu Texturmessungen zu berücksichtigen.

anregung keinen Einfluss (auf die Luftschallabsorption im Außenraum jedoch schon).

Dieser Sachverhalt ist in der nachfolgenden Abbildung gut sichtbar:

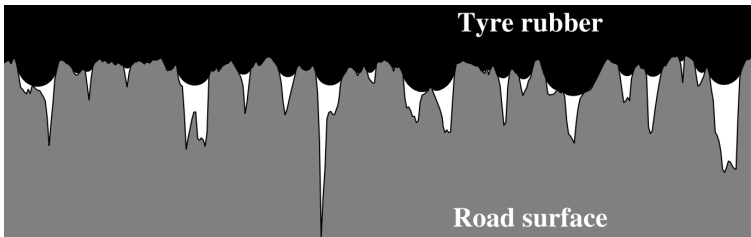


Abbildung 2.11: Schematische Darstellung der unvollständigen Texturabstimmung eines profillosen Reifens [Bec08.2]S.2936.

In der Realität haben sehr feinraue Texturen einen Kontaktanteil von bis zu 60 %, bei sehr grobrauen Texturen sinkt der Kontaktanteil auf < 20 % [Bec02]S.85. Berücksichtigt man noch die Mikrotextrur, sinkt die wahre Kontaktfläche bis < 1 % [Gau18]S.44. Die Eindringtiefe hängt dabei wesentlich von der Reifensteifigkeit ab [Roc10]S.4066, jedoch spielen auch die Betriebsbedingungen eine Rolle (siehe z.B. [Kle04].137). Beim Vergleich einer geometrisch vermessenen Textur mit Geräuschmessdaten existieren deshalb Nichtlinearitäten, die einen direkten Vergleich und die Untersuchung des Übertragungsverhaltens erschweren.

Die Charakterisierung der Anregung auf Basis einer geometrischen Textur ist nur mit einer aufwendigen Modellierung des Kontakts bzw. der Kontaktkräfte (vgl. z.B. [Gäb09], [Gro13.2] und das SPERoN-Modell [Bec08.2] S.2934) oder etwas einfacher durch eine geeignete Filterung, z.B. das sog. Enveloping-Verfahren (vgl. z.B. [Ham00]S.2) möglich. Eine beispielhafte Gegenüberstellung beider Methoden findet sich in [Kra13.2]S.52ff.

Ebenso ergibt sich bei Nutzung eines profilierten Reifens ein verändertes Übertragungsverhalten durch dessen eigene „Textur“ (Profil). Ein Glattreifen bildet die Fahrbahntextur besser ab [Bsc04]S.4.

Die viskoelastischen Eigenschaften von Elastomeren führen zu einem nichtlinearen dynamischen Verhalten des Reifens. Deformationsweg, -geschwindigkeit und -frequenz haben ebenso wie die Temperatur einen bedeutenden Einfluss auf die dynamische Steifigkeit ([Lin05]S.9f, [Rin06]S.11ff und [Wal05]S.22ff), wobei diese Effekte zum Teil gegenläufig und ineinander umrechenbar sind. Besonders erwähnenswert ist das Zeit-Temperatur-Superpositionsprinzip – eine Temperaturverringerung (Steifigkeit nimmt zu) ist vergleichbar mit einer erhöhten Anregungsfrequenz und umgekehrt ([Gra02]S.38ff, [Scr90]S.202 und [Wil55]). Das Übertragungsverhalten des Reifens ändert sich also sowohl in Abhängigkeit von der Anregung (feinraue oder grobraue Textur) als auch in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit.

Darüber hinaus können Resonanzen in der Profilschicht (Dickeschwankungen) den Zusammenhang zwischen Anregung und Körperschall verfälschen. [Bsc04]S.9 gibt diese allerdings mit > 10 kHz angegeben, sodass sie keine praktische Relevanz haben [Bsc99]S.103.

Untersuchungen zum Zusammenhang von geometrischer Fahrbahntextur und Reifen-Fahrbahn-Geräusch ergeben für nicht zu hohe Frequenzen und nicht zu geringe Texturwellenlängen eine gute Korrelation ([Anf02]S.13 und [San02]S.102):

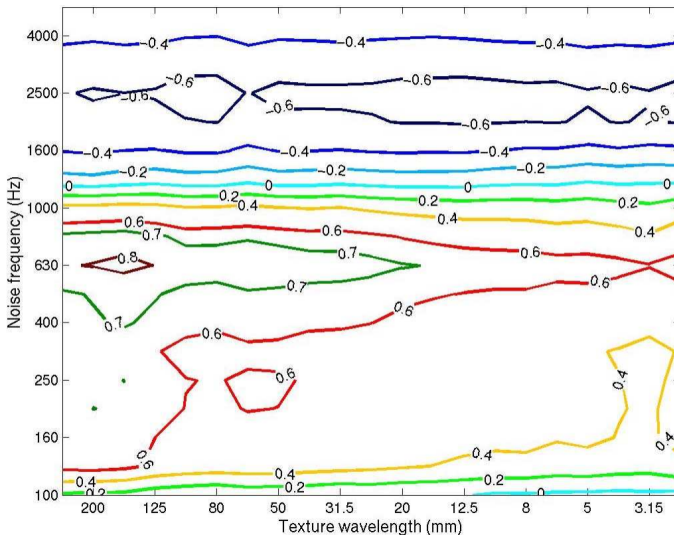


Abbildung 2.12: Korrelation zwischen Amplitude der Fahrbahntextur und Amplitude des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs bei 90 km/h [Anf02]S.13.

2.3 Hohlraummoden (stehende Wellen)

Bei der Betrachtung der Hohlraummoden im Reifen sind vier Systemzustände zu unterscheiden, die einen sehr prägenden Einfluss auf die Systemeigenschaften haben:

1. unbelasteter, ruhender Reifen
2. belasteter, ruhender Reifen
3. unbelasteter, rotierender Reifen¹⁰
4. belasteter, rotierender (= rollender) Reifen

¹⁰ Der Fall „unbelasteter, rotierender Reifen“ wird bis dato, wohl aufgrund der vermeintlich nicht vorhandenen Praxisrelevanz, in der Literatur nicht explizit betrachtet. Abschnitt 4.1.5 wird aber zeigen, dass dieser Fall durchaus in der Praxis anzutreffen ist.

Da diese vier Systemzustände individuelle Besonderheiten aufweisen, werden sie in den folgenden Abschnitten jeweils gesondert vorgestellt.

2.3.1 Nomenklatur

Die Bezeichnung von Hohlraummoden in dieser Arbeit erfolgt entweder in Anlehnung an Formel 2.2 in der Form $(i_u | j_a | k_r)$ oder durch verbale Beschreibung: Die $1|0|0$ -Mode ist gleichbedeutend mit der ersten Umfangsmode oder der Mode erster Ordnung in Umfangsrichtung.

Die hauptsächlich in dieser Arbeit behandelten Hohlraummoden in Umfangsrichtung werden der Einfachheit halber oft ohne Richtungsangabe erwähnt. Bei Moden mit axialen und/oder radialen Anteilen wird die Richtung hingegen stets genannt.

Punktuell werden auch Strukturmoden von Rad oder Reifen beschrieben. Um Verwechslungen zu vermeiden, wird in diesen Fällen explizit darauf hingewiesen, dass es sich um Strukturmoden handelt.

2.3.2 Unbelasteter, ruhender Reifen

Dieser Fall ist der einfachste und eignet sich daher besonders zur anschaulichen Erklärung der grundlegenden Systemeigenschaften. Wie schon in Abschnitt 2.2.2 beschrieben, kann der Torus als Kanal mit den Abmessungen L_u , L_a und L_r betrachtet werden. Bei bzw. oberhalb von den beschriebenen Grenzfrequenzen („Cut-On“) können sich bei diskreten Frequenzen in alle Raumrichtungen stehende Wellen ausbilden.

Bei der Berechnung der Eigenfrequenzen muss allerdings beachtet werden, dass es sich weder um einen unendlichen Kanal (vgl. [Mös12.1]S.182), noch um einen endlichen Kanal bzw. Raum (vgl. [Pfl10]S.164) handelt. Im Gegensatz zum unendlichen Kanal können sich nämlich Moden in Umfangsrichtung (d.h. Längsrichtung des Kanals) ausbilden, im Gegensatz zum

endlichen Kanal existieren in Umfangsrichtung aber keine reflektierenden Wände. Für Moden in Umfangsrichtung sind also andere Randbedingungen anzusetzen als in radialer oder axialer Richtung: Der Verlauf von Schalldruck bzw. Schallschnelle muss stetig sein und der Periodizität des Torus entsprechen. Das ist genau dann der Fall, wenn die Schallwellenlänge einem ganzzahligen Vielfachen der „Toruslänge“ entspricht.

Daraus ergibt sich für die Frequenzen der Hohlraummoden folgende Berechnung (vgl. [Her08]S.7):

$$f_{(i_u, j_a, k_r)} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{2i_u}{L_u}\right)^2 + \left(\frac{j_a}{L_a}\right)^2 + \left(\frac{k_r}{L_r}\right)^2} \quad (2.2)$$

mit:	f	Frequenz in Hz
	c	Schallgeschwindigkeit in m/s
	i_u	i-te Ordnung in Umfangsrichtung
	L_u	Umfangslänge in m („Toruslänge“)
	j_a	j-te Ordnung in axialer Richtung
	L_a	Axiale Länge in m („Torusbreite“)
	k_r	k-te Ordnung in radialer Richtung
	L_r	Radiale Länge in m („Torushöhe“)

Für einen in dieser Arbeit verwendeten Reifen (225/45 R17¹¹) lassen sich einige beispielhafte Eigenfrequenzen nach obiger Formel berechnen:

¹¹ Die Innenabmessungen werden näherungsweise mit $L_u = 1,64$ m, $L_a = 0,21$ m und $L_r = 0,09$ m angenommen, die Schallgeschwindigkeit mit $c = 343$ m/s.

i_u	j_a	k_r	f in Hz
1	0	0	209,1
0	1	0	816,7
0	0	1	1905,6
1	1	0	843,0
1	0	1	1917,0
0	1	1	2073,2
1	1	1	2083,7
2	0	0	418,3
3	0	0	627,4
4	0	0	836,6

Tabelle 2.4: Berechnung einiger Eigenfrequenzen im Torus für einen Reifen der Dimension 225/45 R17.

Es zeigt sich, dass die Frequenzen von Hohlraummoden in der Reifenquerschnittsebene oberhalb der dritten (bei manchen Reifen auch oberhalb der vierten) Ordnung der reinen Umfangsmoden (d.h. ohne axialen oder radialen Anteil) liegen, der gesamte körperschallrelevante Frequenzbereich (vgl. Abschnitt 2.1.3, Filterung durch das Fahrzeug) wird also von den Umfangsmoden dominiert. Die Hohlraummoden in Umfangsrichtung sind (wohl genau aus dem oben angeführten Grund) in der Literatur auch wesentlich umfangreicher beschrieben.

Betrachtet man allein die Hohlraummoden in Umfangsrichtung, vereinfacht sich Formel 2.2 durch Wegfall der radialen und axialen Terme zu (siehe z.B. [Sak90]S.72 und [Tho95]S.3):

$$f_i = i \frac{c}{\lambda} = i \frac{c}{L_u} = i \frac{c}{2\pi r_m} \quad (2.3)$$

- mit: f_{i_u} Frequenz der i-ten Hohlraummode in Umfangsrichtung in Hz
 i_u i-te Ordnung in Umfangsrichtung
 c Schallgeschwindigkeit in m/s
 λ Schallwellenlänge in m
 L_u Umfangslänge in m („Toruslänge“)
 r_m mittlerer Torusradius in m

Für $\lambda \gg L_a, L_r$ ist diese vereinfachte Betrachtung (d.h. eindimensionaler Torus) zulässig. Die Querschnittsgeometrie (rund oder eckig) ist in diesem Frequenzbereich unbedeutend [Ung62]S.46 und es liegt nur eine ebene Wellenausbreitung vor.

Der oben genannte „mittlere“ Radius wird meist auf den Flächenschwerpunkt des Reifenquerschnitts bezogen ([Sak90]S.72, [Tho95]S.3 und [Kim07]S.123) oder auf das arithmetische Mittel aus Reifen- und Raddurchmesser ([Mic05]S.84, [Her08]S.26 und [Moh14]S.3). Allein [Gun00]S.36 setzt den relevanten Radius geringer an als das arithmetische Mittel.

Auf die Hohlraummoden in Umfangsrichtung treffen die üblichen Eigenschaften stehender Wellen zu: Die Ausbreitung zweier ebener, entgegengerichteter Wellenfronten (Schalldruck und Schallschnelle in Phase) mit der passenden Wellenlänge führt nach halber Umlauflänge zu einer konstruktiven Interferenz. Die Überlagerung dieser beiden Einzelwellen stellt eine stehende Welle mit ortsfesten Knoten und Bäuchen dar. Schalldruck und Schallschnelle sind phasenverschoben um 90° . (Eine einfache Erklärung der stehenden Welle findet sich beispielsweise in [Sam16].)

Im unbelasteten Zustand ist der Torus rotationssymmetrisch, deshalb richten sich die Hohlraummoden in Umfangsrichtung nach dem Ort der Anregung aus (Schalldruckknoten sind 90° versetzt zur Anregung). Es können

also theoretisch unendlich viele Moden angeregt werden, es liegt eine Entartung vor.

In einigen Literaturquellen (siehe z.B. [Sak90]S.75, [Gun00]S.38 und [Moh14]S.3) wird der Fall des unbelasteten Torus als doppelte Polstelle verstanden, d.h. im System sind eigentlich zwei orthogonale Moden gleicher Frequenz vorhanden (vgl. z.B. [Fen11]S.3). Das resultiert möglicherweise aus der Vorstellung eines zweidimensionalen Körpers (d.h. zwei Freiheitsgrade). Als solcher wird der Torus (Kreisring mit zweidimensionaler Ausdehnung) gelegentlich betrachtet und dementsprechend mit zwei linear unabhängigen Koordinaten beschrieben. Aus Sicht des Autors ist der Torus jedoch im Frequenzbereich der ersten Hohlraummode in Umfangsrichtung ein eindimensionaler Körper (siehe Abschnitt 2.2.2). Eine gleichzeitige, gleichphasige Anregung an zwei Stellen des Torus (z.B. um 90° versetzt) bei der Frequenz der Umfangsmode erster Ordnung würde also nicht zu zwei unabhängigen, orthogonalen Moden führen, sondern zu einer einzelnen, um 45° verdrehten Mode¹².

Bei PKW-Reifen liegt die Frequenz der Umfangsmode erster Ordnung im Bereich von ca. 200 Hz ([Bed09]S.502 und [Gen10]S.274). Da die Eigenfrequenz direkt mit den Abmessungen des Reifens verknüpft ist, variiert diese je nach Fahrzeug sehr stark (Sportwagen mit großen Niederquerschnittsreifen liegen unterhalb von 200 Hz, Reifen von Kleinwagen können bei knapp 300 Hz liegen).

Höhere Ordnungen der Umfangsmoden sind zwar im Reifenhohlraum messbar, aufgrund der symmetrischen Lage der Schwingungsbäuche (vgl.

¹² Selbstverständlich lassen sich aber die auf das Rad wirkenden Wechselkräfte der Hohlraummoden – z.B. in einem fahrzeugfesten Koordinatensystem – zweidimensional beschreiben.

Abbildung 2.13) wirkt aber keine dynamische Wechselkraft auf den Radträger¹³. Für das Fahrzeuginnengeräusch sind höhere Ordnungen aus diesem Grund irrelevant und werden i.d.R. nicht betrachtet.

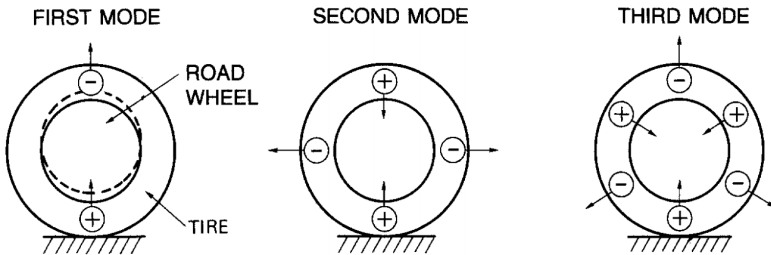


Abbildung 2.13: Schematische Darstellung der 1.-3. Hohlraummode in Umfangsrichtung [Sak90]S.74.

Untersuchungen zu mehrdimensionalen Hohlraummoden (d.h. auch in der Querschnittsebene des Reifens) finden sich bis dato in der Literatur noch nicht. Lediglich in [Bsc81]S.13, [Kro92]S.44 und [Bed09]S.505 werden diese beiläufig erwähnt. Allerdings lassen sich die Gesetzmäßigkeiten der Schallausbreitung in Kanälen anwenden, um ein Grundverständnis für die mehrdimensionalen Hohlraummoden zu erlangen. In [Fle98]S.192f und [Mös12.1]S.184 werden beispielhaft die Schalldruckverteilungen von Kanalmoden in der Querschnittsebene dargestellt (kreisrunder Querschnitt).

Betrachtet man den Torus zunächst vereinfacht als eckigen Kanal unter Vernachlässigung der Umfangsmode (d.h. unendlicher Kanal), so vereinfacht sich Formel 2.2 durch Wegfall des Umfangs-Terms zu (vgl. [Mös12.1]S.182):

¹³ Das lässt sich beim unbelasteten, nicht rotierenden Reifen noch sehr leicht nachvollziehen. Aber auch für die anderen Systemzustände (rotierender und/oder belasteter Reifen) findet sich in der Literatur kein Hinweis darauf, dass höhere Ordnungen außerhalb des Reifens (z.B. am Radträger) gemessen wurden.

$$f_{(j_r, k_a)} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{j_a}{L_a}\right)^2 + \left(\frac{k_r}{L_r}\right)^2} \quad (2.4)$$

- mit: $f_{(j_r, k_a)}$ Eigenfrequenz der j-ten Radialmode bzw. der k-ten Axialmode in Hz
 c Schallgeschwindigkeit in m/s
 j_a, k_r Ordnungszahl
 L_a Breite (axiale Richtung) des Reifenhohlraums in m
 L_r Höhe (radiale Richtung) des Reifenhohlraums in m

Als Bedingung („Cut-Off-Frequenz“) für die Ausbildung einer stehenden Welle im rechteckigen Rohrquerschnitt gilt folglich (siehe [Ehr03.1]S.86 und [DEG06]S.53) vereinfacht:

$$f_{gr} = 0,5 * \frac{c}{\max(a, r)} \quad (2.5)$$

- mit: f_{gr} Grenzfrequenz in Hz
 c Schallgeschwindigkeit in m/s
 $\max(a, r)$ Längste Strecke im Reifenquerschnitt in m

Im Unterschied zu den Umfangsmoden sind die Querschnittsmoden in der Ausbreitungsrichtung von Begrenzungsflächen umgeben, an denen sich Reflexionen ergeben. Nimmt man vereinfacht die Wand als unbeweglich bzw. ideal schallhart¹⁴ an (d.h. Wandimpedanz ist unendlich groß) muss hier die Schallschnelle den Wert 0 annehmen. Der Schalldruck hingegen wird maximal, da (anschaulich gesprochen) einen Teilchenstau vor der Wand auftritt. Schalldruck und Schallschnelle sind um 90 ° phasenverschoben.

¹⁴ Der Reifen ist in der Realität natürlich nicht ideal schallhart und stellt selbst ein schwingfähiges System dar. Die größten Bewegungen der Struktur liegen bei den Strukturmoden (v.a. BiegeWellen) vor. Im Frequenzbereich der Hohlraummoden in Querschnittsrichtung liegen allerdings laut Abschnitt 2.1.3 nur noch lokale Schwingungsphänomene vor, sodass der Einfluss von Strukturmoden hierbei wohl vernachlässigbar ist. Der Einfluss weicher bzw. mitschwingender Wände wird in Abschnitt 2.4 noch einmal betrachtet.

In [Bsc81] werden u.a. Messungen des Reifeninnengeräuschs im Frequenzbereich bis 5 kHz durchgeführt. In Abbildung 2.14 lassen sich im Bereich bis 1000 Hz sehr gut die ersten vier Umfangsmoden erkennen. Oberhalb von 1600 Hz treten Quermoden auf.

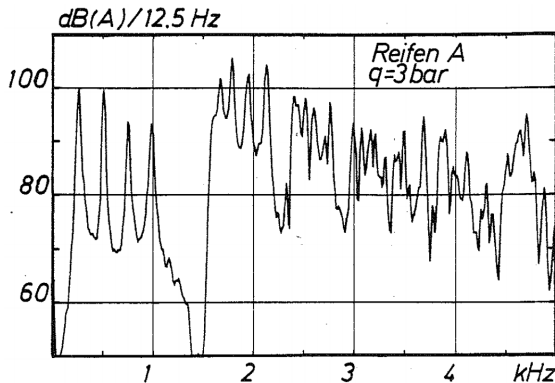


Abbildung 2.14: Eigentonnetz (A-bewertet) des Reifenhohlraums [Bsc81]S.73.

Bei den heute üblichen PKW-Reifen sind die Quermoden im Gegensatz zum in [Bsc81] verwendeten, sehr schmalen Reifen (155 SR13 mit einem H/B-Verhältnis nahe 1) bei deutlich niedrigeren Frequenzen zu erwarten (siehe Tabelle 2.4). In eigenen Vorarbeiten [Kra10.1]S.5 wurde bereits bei ca. 830 Hz (Reifen der Dimension 255/45 R18) eine erste Quermode gemessen. [Kim07]S.123 geben für einen Reifen der Dimension 195/70 R14 eine Cut-Off-Frequenz von 1025 Hz für Querschnittsmoden an.

Die Betrachtung des Torusquerschnitts als eckiger Kanal stellt eine starke Vereinfachung dar. Tatsächlich ist die Querschnittsform relativ kompliziert – der Torus ist beispielsweise im Bereich des Reifenwulstes deutlich schmaler als im Bereich der Seitenwand, die Höhe wiederum variiert durch den variablen Durchmesser des Felgenbetts ebenfalls. Deshalb ist es denkbar, dass sich weitere Grundmoden mit nah beieinander liegenden Frequenzen in der Querschnittsebene ausbilden können. Die Modendichte nimmt

dadurch stark zu und die Identifizierung einzelner Moden wird deutlich schwieriger.

2.3.3 Belasteter, ruhender Reifen

Bei Belastung des Reifens ergibt sich im Bereich der Aufstandsfläche eine Querschnittsverengung. Im vereinfachten Rohrmodell des Torus' kann diese Abplattung, wie in Abbildung 2.15 dargestellt, als lokale Verengung des Rohres angesehen werden:

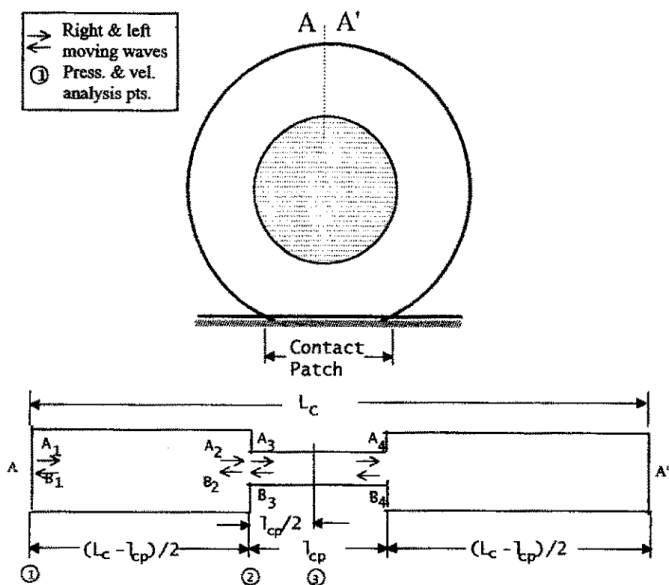


Abbildung 2.15: Rohrmodell des belasteten Reifens [Tho95]S.4.

Erstmals wird der Fall des belasteten Reifens in [Sak90] untersucht, die Autoren finden dabei zwei radlastabhängig aufspaltende Frequenzen [Sak90]S.75. Die festgestellte Frequenzaufspaltung lässt sich folgendermaßen erklären: Durch die Abplattung im Latsch wird die Rotationssymmetrie

des torusförmigen Reifenhohlraums gestört ([Kin09.1]S.140 und [Sca94] S.2). Daraus resultiert eine Symmetrieachse, die durch diese Verengung (den Latsch) verläuft. In diesem Zustand können sich nun im Gegensatz zum unbelasteten Reifen zwei (orthogonale) Moden ausbilden, die symmetrisch zu dieser Achse liegen und im Latsch einen Schalldruckknoten bzw. einen Schalldruckbauch aufweisen. Wird der belastete Reifen angeregt, ergibt sich folglich eine Vertikalmode und eine Horizontalmode (siehe z.B. [Sak90] S.75, [Tho95]S.10 und [Bed09]S.502). Über die resultierenden Kräfte am Radträger lassen sich diese beiden Moden sehr einfach zuordnen (x-Richtung: niedrige Frequenz; z-Richtung: hohe Frequenz). Eine Variation des Anregungsortes kann im Gegensatz zum unbelasteten Reifen lediglich die Ausprägung der beiden Moden in ihrer Amplitude verändern, nicht aber deren räumliche Lage.

Eine Querschnittsänderung des Reifenhohlraums durch die Abplattung des Reifens hat im Übrigen eine Änderung der akustischen (Fluss-) Impedanz zur Folge [Zel12]S.159.

Mit einem vereinfachten Modell (Querschnittssprung statt kontinuierlicher Übergang) werden in [Tho95] die Eigenfrequenzen der beiden Moden hergeleitet (vgl. Formelzeichen mit Abbildung 2.15):

$$f_{hor/ver} = \frac{c}{L_c \pm l_{cp} \left(1 - \frac{A_{cp}}{A_0}\right)} \quad (2.6)$$

mit:	$f_{hor/ver}$	horizontale / vertikale Resonanzfrequenz in Hz
	c	Schallgeschwindigkeit in m/s
	l_{cp}	Länge der Aufstandsfläche in m
	L_c	Länge des Reifenhohlraums bei unbelastetem Reifen in m
	l_{cp}	Länge der Aufstandsfläche in m
	A_{cp}	Querschnittsfläche im Latsch bei belasteten Reifen in m ²
	A_0	Querschnittsfläche im Latsch bei unbelasteten Reifen in m ²

Die Ergebnisse dieser Veröffentlichung werden in Abschnitt 4.1.3 noch einmal näher betrachtet.

In [Bed09] werden Simulationsergebnisse vorgestellt, die den Einfluss der Einfederung auf die Eigenfrequenzen darstellen. Das Berechnungsergebnis ist nachfolgend abgebildet:

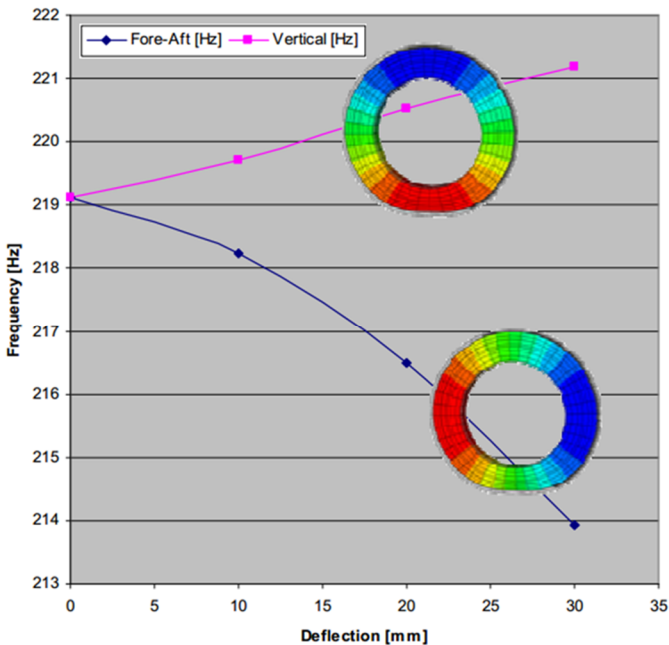


Abbildung 2.16: Aufspalten der Eigenfrequenzen durch Abplattung [Bed09]S.502.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Frequenzverschiebung der Horizontalmode (nach unten) deutlich stärker ausgeprägt als die der Vertikalmode (nach oben).

In beiden Arbeiten [Tho95] und [Bed09] werden allerdings Abplattungen von mindestens 6 bzw. 10 mm betrachtet, sodass keine detaillierten

Aussagen zum Übergang vom rotationssymmetrischen (eine Mode) zum latschsymmetrischen (zwei Moden) System getroffen werden können. Auch die betrachtete Querschnittsverengung in [Sak90]S.75 ist „erheblich“.

Beim belasteten Reifen existieren in Bezug auf die Moden in der Reifenquerschnittsebene noch keine Untersuchungen. Es ist anzunehmen, dass im Bereich der Aufstandsfläche durch die Abplattung eine Frequenzverschiebung der reinen Axialmoden nach unten und der reinen Radialmoden nach oben erfolgt. Da der Effekt aber räumlich sehr begrenzt ist, dürfte der Einfluss auf das Gesamtsystem relativ gering sein.

2.3.4 Unbelasteter, rotierender Reifen

Dieser Sonderfall wird zwar als solcher in der Literatur nicht betrachtet, lässt sich aber als Zwischenschritt zum rollenden Reifen recht einfach erklären: Wird der Reifen gedreht, so dreht sich nach wenigen Sekunden (wegen ihrer geringen Massenträgheit) die Reifeninnenluft mit, sodass die Relativgeschwindigkeit zwischen Reifen und Luft auf Null geht [Scu81]S.3.

Der ruhende Beobachter sieht also eine Schallausbreitung in einem strömenden Medium. Wird in diesem rotierenden Bezugssystem nun eine stehende Welle angeregt, so rotieren ihre Fixpunkte (Knoten und Bäuche) ebenso. Aus Sicht eines ruhenden Beobachters ergeben sich dadurch unterschiedliche Phasengeschwindigkeiten und somit (bei gleichbleibender Wellenlänge) unterschiedliche Frequenzen für die mitlaufende und die entgegenlaufende Schallwelle in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit.

Diese Frequenzaufspaltung für das ruhende System wird in [Ehr03.1]S.48 und [Mor87]S.715 für ein strömendes Medium im Rohr und in [Nac00]S.156 für einen rotierenden Glaskelch angegeben.

Sie berechnet sich für die Umfangsmoden zu:

$$f_{mit/ent} = i \frac{c^{+/-} v_{rot}}{2\pi r_m} = i(f_{RH}^{+/-} - f_{rot}) \quad (2.7)$$

mit: $f_{mit/ent}$	Frequenz der mit-/entgegenlaufenden Schallwelle in Hz
c	Schallgeschwindigkeit in m/s
i	Ordnungszahl
v_{rot}	Drehgeschwindigkeit in m/s
r_m	Resultierender Reifenhohlraum-Radius in m
f_{RH}	Eigenfrequenz bei ruhendem Hohlraum in Hz
f_{rot}	Raddrehfrequenz in Hz

Neben der Frequenzaufspaltung stellt [Nac00]S.155 fest, dass sich die Amplituden im ruhenden Beobachtersystem in etwa halbieren.

Die resultierende Frequenzaufspaltung wird oft als Doppler-Effekt bezeichnet, strenggenommen liegt hier aber kein klassischer Doppler-Effekt vor, da sich die Frequenzaufspaltung nicht auf eine Entfernungsänderung zwischen Quelle (rotierender Reifenhohlraum) und Beobachter (z.B. Beschleunigungsaufnehmer in der Radmitte) zurückführen lässt.

Bei reinen Reifenquerschnittsmoden (ein- oder zweidimensional, ohne Anteil in Umfangsrichtung) ist kein Aufspalten durch Rotation zu erwarten, da die Bewegungsgeschwindigkeit der Luft orthogonal zur Phasengeschwindigkeit der Moden steht.

2.3.5 Rollender Reifen

Rotation und Abplattung

Die Beschreibung dieses für die Praxis besonders wichtigen Betriebszustands bereitet bisher einige Schwierigkeiten, die zu teils kontroversen Aussagen in der Literatur führen (siehe Abschnitt 4.1.5).

Bei den bisher veröffentlichten Messergebnissen (z.B. [Yam02], [Bed09], [Fen09] bzw. [Fen11] und [Kra10.1]) lässt sich folgende Beobachtung festhalten: Im ruhenden Beobachtersystem sind zwei Amplitudenspitzen messbar, die (zumindest bei ausreichend hohen Geschwindigkeiten) mit zunehmender Geschwindigkeit gegenüber dem stehenden, belasteten Fall weiter aufspalten.

Ein typisches Ergebnis ist in Abbildung 2.17 dargestellt:

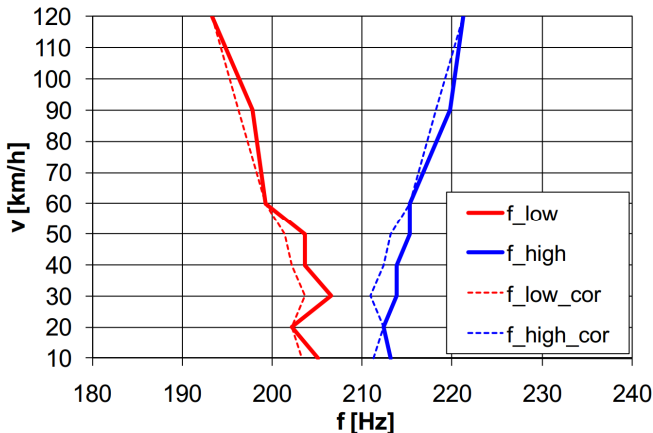


Abbildung 2.17: Geschwindigkeitseinfluss (mit/ohne Temperaturkorrektur) auf die am Radträger messbaren Amplitudenspitzen bei einem Reifen der Dimension 255/45 R18 [Kra10.1]S.9.

Für niedrige Geschwindigkeiten (bei dieser Messung < 30 km/h) bleibt der Frequenzabstand i.d.R. in etwa konstant (vgl. [Kin09.1]S.171).

Bzgl. der Richtungsaufteilung lässt sich bei vielen Messungen (siehe z.B. [Fen09]S.9 und [Kra10.1]S.3)

- in z-Richtung eine klare Dominanz des höherfrequenten Peaks,
- in x-Richtung eine leichte Dominanz des niederfrequenten Peaks oder eine weniger starke Dominanz des höherfrequenten Peaks

feststellen. Allerdings variiert die Ausprägung dieses Verhaltens von Messung zu Messung.

Zwar existieren einige theorie- bzw. simulationsbasierte Erklärungsversuche für dieses Verhalten, bis dato ist es aber noch nicht gelungen, sowohl die Frequenzaufspaltung als auch die Richtungsaufteilung (in x- und z-Richtung) der beiden im ruhenden Beobachtersystem messbaren Amplitudenspitzen vollständig zu erklären. Die in der Literatur angeführten Berechnungsformeln berücksichtigen allein eine geschwindigkeitsabhängige Frequenzaufspaltung (vgl. Formel 2.7).

Die Schwierigkeit besteht darin, dass zwei Einflussfaktoren simultan wirken (nämlich die Einfederung auf der einen und die Rotation auf der anderen Seite), die einen sehr ähnlichen Einfluss auf das System haben (Frequenzaufspaltung). Wenn, wie in vielen Untersuchungen (so auch in eigenen Vorarbeiten), lediglich außerhalb des Reifens gemessen wird (d.h. im ruhenden Beobachtersystem), wird eine Trennung dieser Effekte umso schwieriger.

Eine detaillierte Analyse und Bewertung der verschiedenen Literaturaussagen wird in Zusammenhang mit der experimentellen Untersuchung des rollenden Systems in Abschnitt 4.1.5 vorgestellt.

Strömungen der Reifeninnenluft

Ein weiterer Effekt ergibt sich beim rollenden Reifen durch die Bewegung der Reifeninnenluft. Die Durchströmung der Querschnittsverengung (im Bereich der Aufstandsfläche) führt zu sehr ungleichförmigen Strömungsgeschwindigkeiten der Reifeninnenluft [Scu81]S.4. Durch diese Strömungen sind bei Schalldruckmessungen im Reifenhohlraum tieffrequente Anteile mit hoher Amplitude zu erwarten. Dieser Sachverhalt wird in Abschnitt 4.1.5 näher untersucht.

Die resultierende Relativgeschwindigkeit zwischen dem Trägermedium (Reifeninnenluft) und den Hohlraumgrenzen (Rad und Reifen) hat darüber

hinaus Einfluss auf das Signal eines mitrotierenden Sensors (Frequenzverschiebung).

Weiterhin wird dadurch die Cut-Off-Frequenz für die Ausbildung von Querschnittsmoden herabgesetzt ([Ehr03.1]S.99 und [Mös10]S.665).

2.3.6 Übertragung auf den Radträger

Zuletzt sei noch die Frage nach der Übertragungsstrecke vom Hohlraum zum Radträger behandelt. Wie schon in Abschnitt 2.2.4 gezeigt, ist die Luftschallabstrahlung des Torusgeräuschs durch die Seitenwand von untergeordneter Bedeutung, der für das Fahrzeuginnengeräusch relevante Übertragungspfad verläuft über die Struktur (Radträger → Fahrwerk → Innenraum).

Vor dem Hintergrund der Aussagen in Abschnitt 2.2.1 (Koinzidenz) ist auch nicht davon auszugehen, dass sich die Hohlraummoden der Felge als Biege- wellen aufprägen (Luftschall-Körperschall-Übertragung) und dann als Körperschall an den Radträger übertragen werden. Das bestätigt sich darin, dass höhere Ordnungen der Umfangsmoden (siehe Abschnitt 2.3.1), obwohl diese höherfrequent sind und damit näher an der Koinzidenzfrequenz liegen (also eine bessere Übertragung zu erwarten wäre), überhaupt nicht am Radträger messbar sind.

Vielmehr geschieht die Anregung des Rads dergestalt, dass im Bereich von Schalldruckmaxima (+) Reifen und Felgenbett „auseinandergedrückt“, im Bereich von Schalldruckminima „zusammengezogen“ (-) werden. Das führt zu einer Anregung von Rad und Reifen, die man z.B. im Rahmen einer Modalanalyse an der Struktur messen kann (vgl. z.B. [Gro13.2]S.74). So entsteht eine oszillierende Kraft auf den Radträger, das Rad führt durch die i.d.R. asymmetrische Gestaltung und außermittige Verschraubung (Einpresstiefe $\neq 0$) eine Kippbewegung aus.

In Abbildung 2.18 ist die Anregung des Rads schematisch dargestellt:

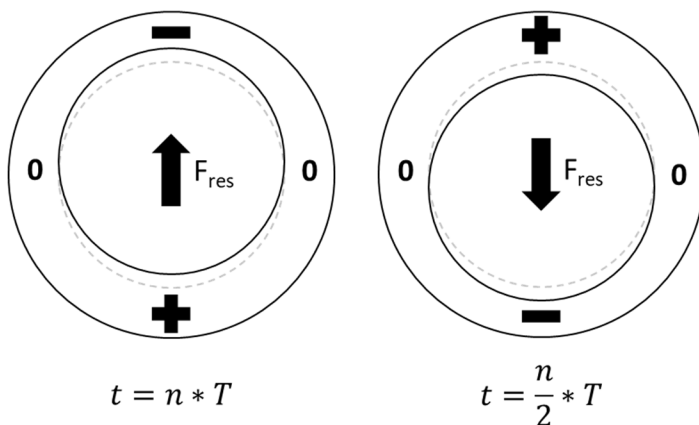


Abbildung 2.18: Schematische Darstellung der dynamischen Kraftanregung des Rads (beispielhaft für Zeitpunkte ganzzahliger (n) und halbzahliger ($n/2$) Vielfache einer Periodendauer (T) bei Anregung des Reifens von unten).

Das bestätigt sich in den Ergebnissen von [Hay07]S.9 (Variation der Speichensteifigkeit): Weiche Speichen begünstigen die durch die oszillierenden Kräfte der Umfangsmode erzeugten Kippschwingungen. Auch die Messungen von [Yam02]S.S.94 bestätigen dies, denn bei der Variation des Felgentiefbetts durch Zusatzbauteile ergibt sich keine Änderung¹⁵, was bei einer klassischen Luftschall-Körperschall-Übertragung auf die Felge (im Sinn einer Durchschallung) aber der Fall wäre.

¹⁵ Abgesehen von einer Variante mit geschlossenen Kästen, die jedoch nur durch eine veränderte Torusgeometrie zu unterschiedlichen Messergebnissen führt, siehe Abschnitt 4.1.5: „ZU 2: ZWEI LATSCHFESTE MODEN“.

2.3.7 Einflussfaktoren

Neben den schon beschriebenen Einflussfaktoren Rotation (Fahrgeschwindigkeit) und Abplattung¹⁶ existieren einige weitere wichtige Faktoren, die zu berücksichtigen sind.

2.3.7.1 Temperatur der Reifeninnenluft

Die Temperatur ist einer der wichtigsten Einflussfaktoren auf die Reifenhohlraummoden, weil ein direkter Zusammenhang mit der Schallgeschwindigkeit besteht.

Die Schallgeschwindigkeit für ein ideales Gas¹⁷ berechnet sich nach [Gab08] S.5 bzw. [Mös12.1]S.26 zu:

$$c_G = \sqrt{\kappa_G \frac{p}{\rho}} = \sqrt{\kappa_G \frac{RT}{M_G}} \quad (2.8)$$

mit:	c_G	Schallgeschwindigkeit des Gases in m/s
	κ_G	Isentropenexponent des Gases
	p	statischer Druck in Pa
	ρ	statische Dichte in kg/m ³
	R	universelle Gaskonstante in J/(mol*K)
	T	Temperatur in K
	M_G	Molare Masse des Gases in kg/mol

Die Temperaturen im Reifenhohlraum unterliegen sehr großen Schwankungen. In Abhängigkeit von Umgebungstemperatur und Betriebsbedingungen können sich Temperaturschwankungen von weit über 50 °C ergeben

¹⁶ Die Abplattung kann natürlich über den Fülldruck und/oder die Radlast gesteuert werden, diese Faktoren werden trotzdem gesondert betrachtet (s.u.).

¹⁷ Für den Frequenzbereich des hörbaren Schalls ist es nach [Mös12.1]S.20 zulässig und hinreichend genau, Luft als ideales Gas anzunehmen.

[Kra09]S.46¹⁸, sodass eine Frequenzverschiebung der Hohlraummoden von > 15 Hz durchaus praxisrelevant ist.

Neben der Wirkung auf die Schallgeschwindigkeit (Frequenzverschiebung) beeinflusst die Temperatur auch die Reifenstruktur (Steifigkeit, Eigenfrequenzen) und damit die Amplituden im Reifenhohlraum bzw. am Radträger. Eine höhere Temperatur führt zu einer Abnahme der Struktursteifigkeit, sodass hier tendenziell niedrigere Amplituden zu erwarten sind¹⁹ (siehe z.B. [Str11]S.46).

2.3.7.2 Reifenfülldruck

Der Einfluss des Reifenfülldrucks auf die Frequenzlage der Hohlraummoden wird in der Literatur unterschiedlich angegeben. Während in [Sak90]S.71f kein Einfluss messbar ist und der theoretische Einfluss als vernachlässigbar angegeben wird (Erhöhung der Schallgeschwindigkeit um 0,8 % bei 25 bar [Sak90]S.73), geht [Hav99]S.114 von sinkender Eigenfrequenz und Amplitude mit sinkendem Druck und [Moh14]S.16 von sinkender Eigenfrequenz mit steigender Dichte aus. [Gab08]S.10 und [Mös12.1]S.26 stellen fest, dass der statische Druck keinen Einfluss auf die Schallgeschwindigkeit hat. Das lässt sich in Formel 2.8 gut nachvollziehen: Druck und Dichte sind direkt miteinander verknüpft und proportional zueinander. Ein erhöhter Druck wird vollständig durch die erhöhte Dichte kompensiert. Somit hat bei gleichbleibendem Füllgas der Reifenfülldruck (und ebenso die Dichte) bei den in der Realität auftretenden Drücken ($\ll 10$ bar) einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Frequenzlage der Hohlraummoden. Ein indirekter Einfluss auf die Frequenzlage kann sich durch druckabhängige Geometrieänderungen des Reifens ergeben, beispielsweise durch unterschiedliche Abplattung (vgl. Abschnitt 2.3.3) oder durch eine Veränderung des Durchmessers infolge der druckabhängigen Vorspannung des Gürtels.

¹⁸ Die Angabe bezieht sich auf alltagsübliche, nicht auf hochdynamische Fahrmanöver.

¹⁹ Eine geringere Struktursteifigkeit führt darüber hinaus auch zu einer Abnahme der Eigenfrequenzen von Strukturmoden.

Demgegenüber ist durch die Änderung des Fülldrucks mit einem großen Einfluss auf die Amplitude zu rechnen, da dieser zum einen die Systemsteifigkeit verändert (vgl. [Sak90]S.72), zum anderen der Abstrahlgrad in den Reifenhohlraum über eine Impedanzanpassung erhöht werden kann (vgl. Formel 2.1). Deshalb nehmen bei höherem Reifenfülldruck, trotz kleineren Karkassen-Volumenhubs gegenüber niedrigem Fülldruck, die Amplituden tendenziell zu.

2.3.7.3 Radlast

Eine erhöhte Radlast führt zu höheren Kontaktkräften im Latsch. Das hat eine Vergrößerung der Kontaktfläche und eine Erhöhung der Einfederung zur Folge. Dies führt zu größeren Volumenhüben bei der lokalen Einfederung des Reifens im Latsch und damit zu einer stärkeren Anregung der Hohlraummoden. Ein indirekter Einfluss auf die Frequenzlage besteht durch eine veränderte Abplattung (vgl. Abschnitt 2.3.3).

2.3.7.4 Reifenfüllgas

Da die Schallgeschwindigkeit vom Ausbreitungsmedium abhängt, kann durch die Verwendung eines anderen Füllgases eine Verschiebung der Eigenfrequenzen der Hohlraummoden erreicht werden. So können beispielsweise Strukturmoden, die eine ähnliche Frequenzlage wie die Hohlraummode aufweisen (und deshalb schlecht zu identifizieren sind), sichtbar gemacht werden. Entsprechende Untersuchungen finden sich u.a. in [Sca94]S.2, [Gun00]S.35, [Wai09]S.1ff und [Gro13.2]S.80. Die Schallgeschwindigkeit (bei 20 °C) beträgt beispielsweise in Helium ca. 980 m/s, in CO₂ etwa 265 m/s. Ausgehend von einer Frequenz der ersten Hohlraummode von 200 Hz (Luft) kann also eine Verschiebung auf ca. 570 Hz (Helium) bzw. ca. 155 Hz (CO₂) erfolgen (siehe Abschnitt 4.1.1.2).

Auch die Schallkennimpedanz ist abhängig vom Ausbreitungsmedium, sodass ein Einfluss auf die Fluid-Struktur-Kopplung und die Schalldruck-Amplituden im Reifenhohlraum zu erwarten ist.

2.3.7.5 Reifen

Der Reifen hat einen sehr großen Einfluss auf die Anregung und Ausbildung der Reifenhohlraummoden. Durch die Dimension in radialer Richtung werden Innen- und Außendurchmesser festgelegt und damit die Frequenzlage bestimmt (vgl. Formel 2.2). In Abhängigkeit von der Reifengeometrie ergibt sich ein Frequenzbereich (erste Umfangsmode) von fast 100 Hz [Bed09]S.502.

Die Reifenbreite hingegen kann die Amplitude beeinflussen, so sehen [Hay07]S.1, [Bed09]S.1 und [Wai09]S.1 einen verstärkenden Einfluss durch ein niedriges H/B-Verhältnis. Darüber hinaus kann das Reifenprofil (Anregung mit Profileingriffsfrequenz bei passender Geschwindigkeit) die Hohlraummoden besonders stark anregen.

Auch die Reifenstruktur hat großen Einfluss auf die Amplituden der Hohlraummoden [Sak90]S.71, das konnte in eigenen Vorarbeiten bestätigt werden [Kra10.1]S.12.

Darüber hinaus können auch Form und Oberflächengestaltung des Reifen-Innerliners Einfluss auf die Ausbreitungsbedingungen der Hohlraummoden haben (siehe Abschnitt 2.4).

Der Reifen ist über eine Fluid-Struktur-Schnittstelle an den Hohlraum angekoppelt, wobei die Koppelsteifigkeit über den Reifendruck festgelegt ist. Die Gesamtsteifigkeit des Systems erhöht sich durch das eingeschlossene Fluidvolumen [Wan11]S.5-3.5. Durch eine Kopplung von Teilsystemen findet nicht nur, wie schon erwähnt, eine (wechselseitige) Energieübertragung statt, sondern es kann auch zu einer Verstimmung der modalen Eigenschaften der Teilsysteme kommen. Wenn Eigenfrequenzen von ungekoppelten Hohlraummoden und Strukturmoden sehr nah beieinander liegen, ergibt sich durch die Kopplung eine Frequenzaufspaltung [Fah85]S.253. [Kin09.1] S.62 stellt fest, dass Strukturschwingungen des Reifens und Schalldruckschwankungen im Hohlraum nicht unabhängig voneinander sind. [Mol04]

S.126 schließt aus seinen Arbeiten, dass die hohe Dämpfung der Reifenstruktur keinen Einfluss auf die Hohlraummoden hat.

Ein Einfluss der Reifenstruktur auf die Eigenfrequenz der Hohlraummoden ist i.d.R. nicht festzustellen [Sak90]S.71 bzw. sehr gering, [Bed09]S.503 schreibt der Kopplung mit dem Reifen eine „geringe“ Frequenzverschiebung der ersten Umfangsmode von 0,5 Hz zu. [Gro13.2]S.99 gibt einen Einfluss der Reifen-Hohlraum-Kopplung an (Frequenzen beider Amplitudenspitzen steigen bei Radlastzunahme), möglicherweise ist diese Beobachtung aber auch auf eine Temperaturzunahme (höhere Kräfte und mehr Walkarbeit infolge höherer Radlast/größerer Abplattung bei gleichem Fülldruck) zurückzuführen.

Eine Rückwirkung der Hohlraummoden auf die Reifenstruktur ist ebenfalls zu beobachten, wie z.B. in [Kro92]S.41ff beschrieben und in [Kin09.1]S.129, [Gro13.2]S.74 u.a. experimentell nachgewiesen. Die Schwingform der ersten Umfangsmode prägt sich der Reifenstruktur (als erzwungene Schwingung) auf und ist somit auch am Reifen messbar, eine sog. vibroakustische Mode bzw. Koppelmode [Kin09.1]S.130. In [Gro13.2]S.76 werden auch Mischformen identifiziert (Strukturmode mit überlagerter Hohlraummode).

Ein Einfluss der Hohlraummoden auf die Eigenfrequenzen von Reifenstrukturmoden (die in diesem Frequenzbereich vorhanden sind [Zel12]S.293) wird bei einer Füllgasvariation in [Gro13.2]S.80 lediglich beim ruhenden Reifen mit Luftfüllung vermutet (Kopplung der ersten Umfangsmode mit fünfter radialer Strukturmode), beim rollenden Reifen ist diese Beobachtung nicht zu machen [Gro13.2]S.102. Auch die Ergebnisse in [Sca94]S.3 lassen keine signifikanten Unterschiede erkennen. Ebenso bezeichnet [Whe05]S.15 den Einfluss der Hohlraummoden auf die Eigenfrequenzen der Reifenstrukturmoden als „gering“.

2.3.7.6 Rad

Das Rad beeinflusst durch seine Geometrie die Abmessungen des Hohlraums und damit die Frequenzlage der Hohlraummoden. Daneben hat auch die Radmasse einen Einfluss: In eigenen Vorarbeiten zeigt sich erwartungsgemäß eine Abnahme der Beschleunigungsamplituden am Radträger durch eine erhöhte Radmasse [Kra09]S.80. Analog zum Reifen bildet auch das Rad eine Hohlraumgrenze und kann durch Form und Oberflächengestaltung die Ausbreitungsbedingungen der Hohlraummoden beeinflussen.

In [Sca94]S.4 zeigt sich ein großer Einfluss auf die Amplituden am Radträger, wenn Eigenfrequenzen des Rads in der Nähe der ersten Umfangsmode liegen. [Gro13.2]S.80 beobachtet (nur bei Luftfüllung) eine Deformation des Rads durch die Hohlraummoden. [Hay06] und [Hay07] beschäftigen sich ebenfalls mit dieser Fragestellung. Es zeigt sich, dass sich das Rad zu einer Kippschwingung anregen lässt, sodass hier die Steifigkeit der Radscheibe bzgl. der Anschraubpunkte in der Radmitte von Bedeutung ist [Hay07]S.9.

2.3.7.7 Absorption im Reifenhohlraum

Ob, unabhängig von eingebrachtem Absorptionsmaterial, zwischen einzelnen Rad-Reifen-Kombinationen in der Realität Unterschiede bzgl. der Schallabsorption bestehen, wurde noch nicht systematisch untersucht. Lediglich in [Tor06]S.68 wird diese Fragestellung angeschnitten, jedoch mit einem sehr kleinen Kollektiv (3 Reifen). In Abschnitt 2.4 wird dies noch einmal aufgegriffen.

2.3.7.8 Übertragungspfad

Es ist bekannt, dass der Übertragungspfad einen sehr großen Einfluss auf die Störwirkung der Hohlraummoden im Fahrzeuginneren hat. So sind manche Fahrzeuge unauffällig, andere mit identischer Bereifung nicht kundentauglich, wie Abbildung 2.19 beispielhaft deutlich macht:

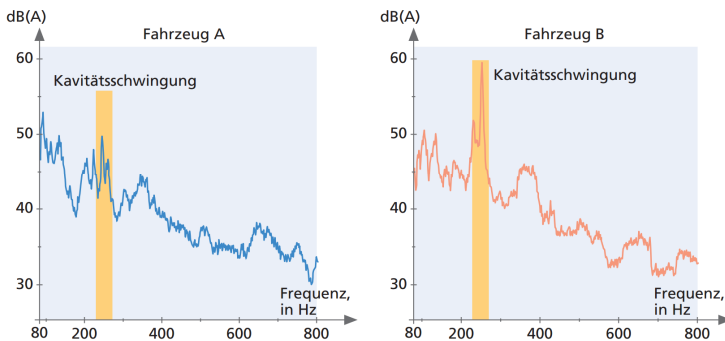


Abbildung 2.19: Einfluss des Übertragungspfad auf die Wirkung im Fahrzeuginnenraum [Mic05]S.84.

Im gezeigten Beispiel liegen die beiden Fahrzeuge ca. 10 dB(A) auseinander. Der Übertragungspfad kann dergestalt optimiert werden, dass im Fahrwerk keine Eigenfrequenzen in der Nähe der Hohlraummoden liegen [Gen10] S.278. Dieses modale Abstimmen zwischen Hohlraummoden und Fahrwerkskomponenten gestaltet sich allerdings schwierig, da infolge des großen Temperatur- und Geschwindigkeitseinflusses auf die Hohlraummoden ein sehr großer Frequenzbereich zu berücksichtigen ist.

2.3.7.9 Optimierungsmaßnahmen

Verschiedentlich wird als Optimierungsmaßnahme das Einbringen von Absorptionsmaterial in den Reifenhohlraum vorgeschlagen bzw. umgesetzt (siehe [Sak90]S.78, [Hav99]S.115, [Tor06]S.65f und [Kra10.1]S.13f). Dadurch wird eine deutliche Absenkung der Amplitude im Hohlraum und am Radträger bewirkt, oft ist die typische 1|0|0-Mode im Fahrzeuginnenraum gar nicht mehr messbar. Auf den ersten Blick ist es erstaunlich, dass ein solcher Schaum trotz der geringen Dicke (wenige cm) eine gute Wirksamkeit im Bereich von 200 Hz aufweist. Diese hohe Wirkung trotz sehr geringer Dicken [Mös12.1]S.208 ist darauf zurückzuführen, dass sich bei einem am Reifen oder Rad angebrachten Absorptionsmaterial näherungsweise ein streifender Schalleinfall der ebenen Welle (Hohlraummoden in Umfangsrichtung) ergibt. Interessanterweise beobachtet man aber auch

eine Frequenzverschiebung der „Restamplitude“ nach unten. Dies ist eine Folge der eingebrachten Absorption [Ung62]S.41, sodass sich die Effizienz eines Absorptionsmaterials über das Maß der Frequenzverschiebung bewerten lässt²⁰.

Daneben existieren aber auch Ansätze, das Torusgeräusch mit Hilfe von Helmholtz- bzw. mikroperforierten Absorbern zu reduzieren (siehe z.B. [Her08], [Kam14] und [OBo16]).

2.3.8 Wahrnehmung im Fahrzeuginnenraum

Für die Insassen des Fahrzeugs sind Hohlraummoden (nur die 1|0|0-Mode(n) sind von Relevanz) als tonales, „singendes“ Geräusch wahrnehmbar. Sofern beide am Radträger messbaren Frequenzen auch bis in den Fahrzeuginnenraum übertragen werden, kann durch die (v.a. bei niedrigen Geschwindigkeiten) nah beieinander liegenden Frequenzen der Eindruck einer akustischen Schwebung entstehen (vgl. Abbildung 2.17 und Abbildung 2.19). Im Gegensatz zu vielen anderen Fahrgeräuschen (z.B. Motordrehzahl, Abrollgeräusch) lässt sich keine so deutliche Zunahme von Intensität und Frequenz²¹ mit der Fahrgeschwindigkeit feststellen. Die größten Pegelunterschiede sind subjektiv beim Wechsel des Fahrbahnbelags zu erleben.

2.4 Schallausbreitung in Kanälen

Bei der Schallausbreitung in begrenzten Kavitäten (insbesondere in Rohren) sind gegenüber der Schallausbreitung im freien Raum einige Besonderheiten zu beachten, die die Verluste bei der Schallausbreitung betreffen. Dies

²⁰ Natürlich ist die Bewertung anhand der Amplitude an sich einfacher möglich, allerdings unterliegen die Amplituden in der Praxis viel größeren Schwankungen als die Frequenz (deren größter Einflussfaktor die gut messbare Temperatur darstellt). (Das ist insbesondere bei Messung am Radträger relevant.)

²¹ Natürlich ändert sich die Frequenz auch mit der Fahrgeschwindigkeit, aber so gering, dass dies nicht als „Änderung der Tonhöhe“ wahrgenommen werden kann.

wird bislang in den Arbeiten zu Hohlraummoden nicht berücksichtigt (siehe Abschnitt 2.3), ist aber eminent wichtig für ein umfassendes Systemverständnis und zur Erklärung einiger Effekte, die im Lauf dieser Arbeit noch besprochen werden.

Die Frage der Schallausbreitung in Rohren²² wurde in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts intensiv diskutiert. Dabei wird in einer Vielzahl von Arbeiten beobachtet, dass die Phasengeschwindigkeit in Rohren gegenüber der Schallgeschwindigkeit im freien Raum abnimmt. So wird von Helmholtz diese Tatsache im Jahr 1863 (kurze Zeit vor der grundlegenden Arbeit von Kundt über das nach ihm benannte Staubrohr [Kun66]) am Beispiel von Orgelpfeifen beschrieben und die Abnahme der Phasengeschwindigkeit mit der Reibung an den Wänden begründet [Hel63]. Vereinfacht betrachtet bleibt ein Fluid durch seine viskosen Eigenschaften „an der Wand hängen“ [Rog05]S.17:

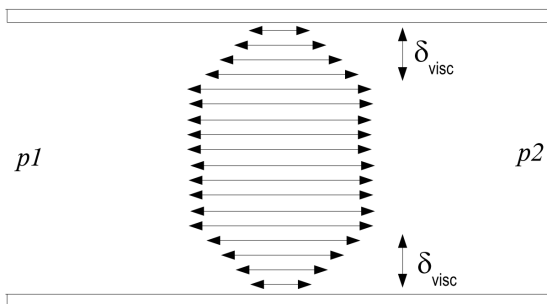


Abbildung 2.20: Viskoses Verhalten oszillierender Luftmoleküle in einem Rohr[Hök06]S.9.

²² Die vereinfachte Betrachtung des Reifentorus‘ als gerade Röhre ist übrigens zulässig: Seebeck untersucht gekrümmte Röhren und stellt fest, dass bei moderaten Biegungen nur ein sehr geringer Einfluss auf die Systemeigenschaften besteht [See73]S.133.

Die Wechselgeschwindigkeit (Es handelt sich hier nicht um eine stationäre Strömung!) der Fluidmoleküle in Wandnähe geht gegen Null, die weiter entfernt liegenden Moleküle hingegen können ungestört oszillieren [Cre48] S.136. Die (im freien Raum vernachlässigbare) innere Reibung des Fluids spielt hier deshalb eine nennenswerte Rolle [Cre90]S.218. Die viskosen Verluste stehen naturgemäß mit der Schallschnelle in Zusammenhang [Lil85]S.2-2.

Darüber hinaus vermutet Kundt, dass zusätzliche Verluste durch Wärmeleitung an den Wänden entstehen [Kun68]S.542. Das wird von Kirchhoff aufgegriffen und theoretisch unterlegt [Kir68]. Vereinfacht betrachtet findet in Wandnähe ein Ausgleich der infolge der lokalen Verdichtung auch lokal erhöhten Schalltemperatur mit der Wand statt [Cre90]S.225, es wird Wärmeenergie an die Wand abgegeben. Beide Mechanismen entziehen dem Schallfeld Energie [Cre48]S.138.

Neben den schon genannten Arbeiten entsteht in dieser Zeit eine große Anzahl von sehr interessanten Untersuchungen zu dieser Fragestellung (vgl. z.B. [Scn69], [See70], [Kay77], [Web94], [Ste01], [Mül03], [Sci04] und [Stu04]). Der Einfluss der Wärmeleitung (d.h. die von Kundt und Kirchhoff proklamierte Erweiterung des Ansatzes von Helmholtz) wird von einigen Autoren bestätigt, von anderen hingegen (zumindest hinsichtlich seiner Allgemeingültigkeit) in Frage gestellt.

Bei den vorgenannten Arbeiten geht bei der Berechnung der Verluste der Rohrradius mit dem Faktor $1/r$ ein, die Frequenz mit dem Faktor $f^{-1/2}$, in anderen Arbeiten (z.B. [See70]S.132) wird auch $f^{-3/2}$ angegeben. Da sämtliche Untersuchungen an Röhren mit im Vergleich zur Wellenlänge sehr kleinem Durchmesser durchgeführt wurden, lassen sich die Ergebnisse nur qualitativ auf den Reifentorus übertragen.

Mitte des 20. Jahrhunderts greift Cremer in [Cre48] die Arbeit von Kirchhoff auf und führt in Anlehnung an Prandtl den Begriff der „akustischen Grenzschicht“ (viskos und thermisch) ein (vgl. auch [Dan50], [Ben68], [Kee84], [Mik91], [Sti91] und [Abe03] sowie [Dar03] und [Rog05]).

Die Dimension der Grenzschichten nach der Kirchhoff'schen Theorie berechnet sich nach verschiedenen Quellen (siehe [Kis62]S.239, [Mor87] S.286, [Swi99]S.1795, [Bla00]S.323f, [Hök06]S.9, [Bal09]S.20, [Mös12.2] S.436 und [Rie14]S.76&78) wie folgt²³:

$$d_{visk} = \sqrt{\frac{2\eta}{\omega\rho_0}} = \sqrt{\frac{2\nu}{\omega}} \quad (2.9)$$

$$d_{ther} = \sqrt{\frac{2k}{\omega\rho_0 C_p}} = \sqrt{\frac{2a}{\omega}} \quad (2.10)$$

- mit: d_{visk} Dicke der viskosen Grenzschicht in m
 η Dynamische Viskosität in Pa*s
 ω Kreisfrequenz in Hz
 ρ_0 Statische Dichte in kg*m⁻³
 ν Kinematische Viskosität in m²/s
 d_{ther} Dicke der thermischen Grenzschicht in m
 k Wärmeleitfähigkeit in W/(m*K)
 C_p Isobare Wärmekapazität in m²/(s²*K)
 a Temperaturleitfähigkeit in m²/s

²³ [Ben68]S.617 gibt die Grenzschichten als Verhältniszahl zum Rohrradius an, bei ihm fehlt der Faktor 2 in beiden Berechnungen. [Fle98]S.194, [Abe03]S.DAFX-1, [Ros04]S.179 und [Rog05]S.17 übernehmen diese Form.

Die Grenzschichten sind i.d.R. sehr dünn, wie folgende Abbildung zeigt:

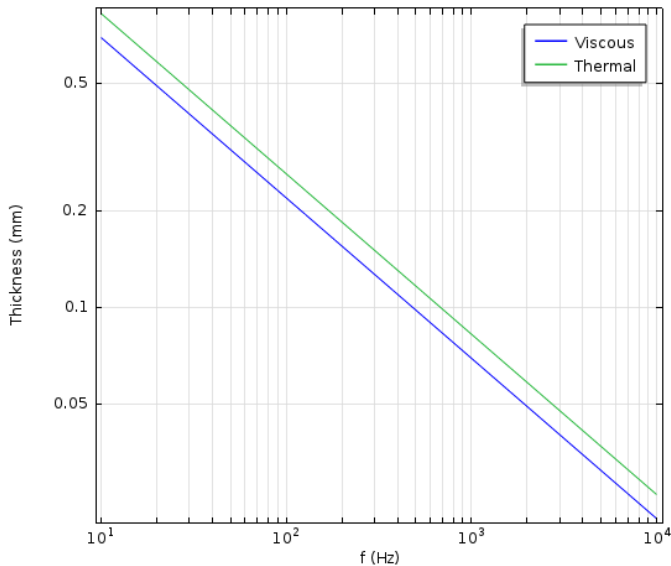


Abbildung 2.21: Viskose und thermische Grenzschicht für Luft bei 20 °C [Jen14].

[Mös12.2]S.436 gibt, analog zur obigen Abbildung, für d_{visk} in Luft bei einer Frequenz von 200 Hz einen Wert von ca. 0,1 mm an.

Obwohl die Grenzschichten sehr geringe Dicken aufweisen, ist die Wirkung der Wandverluste auf die Schallausbreitung in einem Rohr signifikant. Kundt beobachtet bei Schallwellen mit $\lambda = 0,18$ m eine Abnahme der Phasengeschwindigkeit um fast 10% bei Reduktion des Rohrdurchmessers von 55,0 mm auf 3,5 mm [Kun68]S.370. Er fasst die Beobachtungen bei seinen Versuchen wie folgt zusammen [Kun68]S.560f: „Die Schallgeschwindigkeit der Luft in Röhren nimmt ab, wenn der Durchmesser des Rohres abnimmt. Die Abnahme wird indes erst von einem gewissen Durchmesser an merklich. Die Verringerung der Schallgeschwindigkeit in Röhren nimmt zu mit der Wellenlänge des benutzten Tones. [...] Rauhmachen der inneren Wand

der Röhre, oder ein Vergrößern der Oberfläche, verringert in engen Röhren die Schallgeschwindigkeit.“ Als Grenzwert für den Einfluss der Bewandung auf die Schallgeschwindigkeit gibt er in etwa $\frac{1}{4} \lambda$ an. Bei größerem Rohrdurchmesser ist kein Einfluss mehr zu beobachten [Kun68]S.371.

In einer späteren Veröffentlichung wird auch die Querschnittsform untersucht und festgestellt, dass bei quadratischem Querschnitt die Schallgeschwindigkeit noch niedriger liegt (d.h. der Wandeinfluss – wohl infolge der veränderten Berandungsfläche – noch größer ist) als bei rundem Querschnitt [Scw15]S.626²⁴. Auch [Fan60]S.34 bestätigt das. Es ist also bei Rad-Reifen-Kombinationen mit niedrigem Querschnittsverhältnis ein größerer Einfluss zu erwarten als bei solchen mit hohem Querschnittsverhältnis.

Helmholtz leitet eine Berechnungsformel her, welche die Phasengeschwindigkeit im Rohr mit der Frequenz, dem Rohrdurchmesser und einem Verlustterm für die Reibung verknüpft [Hel63]S.18. Kundt stellt bei seinen Versuchen zwar ähnliche Tendenzen, aber große quantitative Abweichungen zur Helmholtz’schen Formel fest und schlägt als weitere Verlustursache (wie oben schon erwähnt) den Wärmeaustausch zwischen Fluid und Rohrwand vor [Kun68]S.542. Infolge dieser beiden Arbeiten untersucht auch Kirchhoff diese Fragestellung theoretisch (siehe oben) und kommt zu derselben Formulierung wie Helmholtz, allerdings umfasst bei ihm der Verlustterm zusätzlich die Wärmeleitung [Kir68]S.191. Beide Ansätze (Helmholtz und Kirchhoff) greift auch später Rayleigh auf [Ray96]S.317ff. Schweikert ermittelt einen ähnlichen Ausdruck, berücksichtigt aber zusätzlich die Länge des Rohrs [Scw15]S.639.

Basierend auf den vorgenannten Arbeiten hat Benade in [Ben68]S.621 eine vereinfachte Formulierung entwickelt, die nachfolgend wiedergegeben ist:

²⁴ Sekundärzitat, Originalquelle liegt nicht vor.

$$c_R \approx c \left(1 - \frac{1}{\frac{r}{d_{visk}} \sqrt{2}} - \frac{\kappa - 1}{\frac{r}{d_{ther}} \sqrt{2}} \right) \quad (2.11)$$

mit:	c_R	Phasengeschwindigkeit im kreisrunden Rohr in m/s
	c	Schallgeschwindigkeit im freien Raum in m/s
	r	Rohrradius in m
	d_{visk}	Dicke der viskosen Grenzschicht in m
	κ	Isentropenexponent C_p/C_v
	d_{ther}	Dicke der thermischen Grenzschicht in m

Aus den in diesem Abschnitt wiedergegebenen Formeln ist ersichtlich, dass im Wesentlichen die Frequenz und die Fluideigenschaften Einfluss auf die Grenzschichtdicke und damit auf die Phasengeschwindigkeit haben. Eine Veränderung des Füllgases oder auch nur des Drucks wird auch den Einfluss der Bewandung verändern. So ist bei niedrigerer Dichte (z.B. bei Helium) die Abnahme der Phasengeschwindigkeit größer (vgl. [Ray96]S.326) und in engen Rohren bei höherem Druck geringer [Kun68]S.550. Der Einfluss der Wandoberfläche (Rauigkeit), wie ihn Kundt beobachtet, ist damit nicht abgebildet, insofern werden sich in der Realität wohl noch etwas geringere Phasengeschwindigkeiten einstellen, als mit dieser Formel berechnet.

[Fle98]S.190 erwähnt noch einen weiteren wandinduzierten Effekt, der auch in der akustischen Phonetik diskutiert wird: Nachgiebigkeit der Hohlraumwände. In [Rab78]S.66ff werden die Wandverluste näher betrachtet und der Einfluss von mitschwingenden Wänden untersucht. Beim dort untersuchten Beispiel (stehende Wellen im Vokaltrakt, sog. Formanten) führt das Mitschwingen der Wände zu einer leichten Frequenzzunahme um ca. 1,0 %, Reibungs- und Wärmeverluste senken die Frequenz um ca. 0,5 %. Diese Ergebnisse finden sich auch in [Chi58]S.97 an Rohren aus Knete, Pappe und Agar (japanischer Fischleim) wieder – die Resonanzfrequenz (erste Ordnung) des Rohres aus Agar liegt über der von Pappe und diese wiederum über der von Knete. Alle gemessenen Frequenzen liegen höher

als die berechneten Eigenfrequenzen. Allerdings finden sich in der Literatur auch gegenteilige Aussagen (z.B. in [Fan60]S.33), nach denen die Phasengeschwindigkeit durch mitschwingende Wände herabgesetzt wird. Da die Struktur des Reifens gegenüber dem Vokaltrakt eine deutlich höhere Steifigkeit und Masse aufweist, wird dieser (kontrovers diskutierte) Effekt nur geringen Einfluss haben. Aufgrund der Dämpfung der Reifenstruktur sollte sich, sofern messbar, eine Abnahme der Frequenz einstellen.

Der besondere Effekt von Querschnittsveränderungen wird in verschiedenen Arbeiten (z.B. [Kar53], [Ehr03.2], [Nor03] oder [Mes10]) für einige einfache Formen analytisch und numerisch untersucht. Insbesondere [Mes10] ist bei dieser Fragestellung von Interesse, denn hier wird u.a. der Einfluss von lokalen Querschnittsverengungen auf stehende Wellen analysiert. Es zeigt sich ein signifikanter Einfluss auf die Frequenz der Moden (vgl. hierzu auch Abschnitt 4.1.3)

3 Methodisches Vorgehen

3.1 Prüfeinrichtungen und Messverfahren

Nachfolgend werden die im Rahmen der vorliegenden Arbeit verwendeten Prüfeinrichtungen und Messverfahren vorgestellt.

3.1.1 Innentrommelprüfstand

Ein Großteil der Untersuchungen wird an einem Reifen-Innentrommelprüfstand (IPS) mit starrer Radführung durchgeführt. Dieser ermöglicht systematische Untersuchungen bei realitätsnahen, einstellbaren Betriebsbedingungen auf unterschiedlichen Fahrbahnbelägen. Die nachfolgende Tabelle fasst die wichtigsten technischen Daten des Prüfstands und der verwendeten Messtechnik zusammen:

Innentrommelprüfstand	
Innendurchmesser	3,8 m
Fahrbahnbelag	Aluminium, Beton, Asphalt, Safety-Walk, Eis, Schnee
Max. Geschwindigkeit	Safety-Walk: 200 km/h; Fahrbahnbelag: 150 km/h
Raumtemperatur (einstellbar)	-20 bis +30 °C
Schräglaufwinkel	-20 bis +20 °
Sturzwinkel	-10 bis +20 °
Max. Reifendurchmesser	840 mm
Max. Reifenbreite	255 mm
Kraftmessnabe	
Typ	5-Komponenten-Kraftmessnabe Fa. Kistler
Max. Kraft	x, y: 8 kN; z: 10 kN
Max. Antriebs- / Sturzmoment	5,5 kNm
Max. Rückstellmoment	1,5 kNm
Frequenzbereich	0 bis 1000 Hz

Datenerfassung	
Typ	National Instruments PXI
Abtastrate	25,6 kHz
Messbereich	+/- 10 V
A/D-Wandlung	24 bit
Dynamik	110 dB
Sonstiges	IEPE-Versorgung, Anti-Alias-Filterung

Tabelle 3.1: Technische Daten des Reifen-Innentrommelprüfstands.

Da die Radführung nicht ideal steif ist, werden die Versuche mit einer versteifenden Modifikation durchgeführt, welche in [Gro13.2]S.111ff (Mod.1) beschrieben ist. Dabei werden die beweglichen Teile der Radführung des Prüfstands miteinander verschraubt.

3.1.2 Akustisches Torusmessgerät

Bei allen durchgeführten Messungen kommt das am Institut für Fahrzeugsystemtechnik entwickelte akustische Torusmessgerät (ATMG) zum Einsatz (siehe [Kra10.2]S.30ff und [Kra13.2]S.11f). Analog zu den von Bschorr und Wolf entwickelten Geräten (siehe [Bsc81]S.12f, [Wol97]S.55ff und [Bsc04]S.31ff) ermöglicht das Messsystem die akustische Erfassung des Reifeninnengeräuschs. Es setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen:

- Sensorik und Messrad
- Telemetrie-System
- Netzwerkinfrastruktur und Messrechner,
- (optional) Positionsbestimmung durch GPS.

3.1.2.1 Sensorik und Messrad

Bei der Auswahl eines geeigneten Sensors für die Erfassung des Reifeninnengeräuschs sind verschiedene Anforderungen zu beachten:

- Messbereich bis über 150 dB (siehe Abschnitt 2.2.2).
- Messung bei statischem Überdruck (Druckcharakteristik).
- Präzise Messung bei Rotation (Beschleunigungskompensation).
- Geringes Gewicht (Unwucht).

Das Modell 103B02 von PCB entspricht diesen Anforderungen. Die technischen Daten sind in der nachfolgenden Tabelle wiedergegeben:

Akustischer Drucksensor (Torusmikrofon)	
Typ	Piezoelektrischer IEPE-Sensor PCB 103B02
Frequenzbereich	5 Hz bis 13 kHz
Empfindlichkeit	0,218 mV/Pa (typ.)
Auflösung	77 dB
Max. Schalldruckpegel	180 dB
Max. statischer Druck	1724 kPa
Temperaturbereich	-73 bis 121 °C
Sonstiges	Beschleunigungskompensation

Tabelle 3.2: Technische Daten des akustischen Drucksensors PCB 103B02.

Die (optionale) Überprüfung der Reifeninnenlufttemperatur sowie des statischen Reifenluftdrucks erfolgt mit einem kombinierten Druck-Temperatur-Sensor (Hersteller: Keller; Typ: Serie 7):

Druck-Temperatur-Sensor	
Sensortyp	Druck: piezoresistiv Temperatur: Pt1000
Empfindlichkeit	Druck: 20 mV/bar (@ 1 mA) Temperatur: 4 mV/°C (@ 1 mA)
Messbereich	Druck: +/- 10 bar Temperatur: -35 bis 120 °C

Tabelle 3.3: Technische Daten des Druck-Temperatur-Sensors Keller Serie 7.

Die Sensoren werden in speziell eingebrachten Aufnahmebohrungen an der Messfelge befestigt:

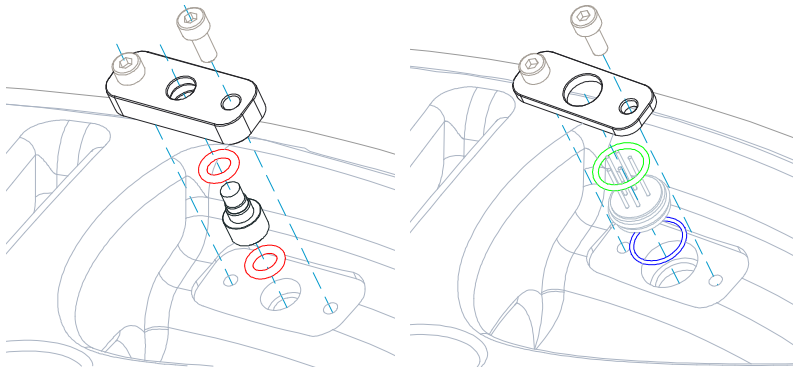


Abbildung 3.1: Befestigung von Torusmikrofon (links) und Druck-Temperatur-Sensor (rechts) am Messrad.

Zur Körperschallentkopplung und Abdichtung des Reifenhohlraums sind die Sensoren jeweils zwischen zwei O-Ringen verspannt.

Das Torusmikrofon schließt nicht bündig mit der zum Reifenhohlraum gerichteten Seite des Rades ab, sondern ist über einen kurzen Kanal ($l < 10 \text{ mm}$; $d = 7 \text{ mm}$) mit diesem verbunden. Zwar hat ein solcher Kanal (vgl. Kanülenlänge bei Sondenmikrofonen) spezielle Übertragungseigenschaften, ein Einfluss ist aber aufgrund der geringen Abmessungen erst bei sehr hohen Frequenzen ($\gg 10 \text{ kHz}$) zu erwarten, zumal der Kanaldurchmesser bei allen Messrädern identisch gestaltet ist und die Messungen deshalb untereinander vergleichbar sind.

Durch den so gestalteten Einbau des Torusmikrofons in der Hohlraumwand (Rad) erzeugt dieses keinen hydrodynamischen Druck (Staudruck) im Torus.

3.1.2.2 Telemetrie-System

Das Telemetrie-System stellt die Anbindung der Sensoren bereit, führt die A/D-Wandlung durch und stellt die Messdaten im Netzwerk zur Verfügung (Hersteller: National Instruments; Typ: cDAQ-9191 mit NI 9234). Das System wird ergänzt durch eine Kontrollelektronik, die den Ladezustand des

eingebauten Lithium-Polymer-Akkus überwacht, die verschiedenen Betriebsmodi (Laden/Messen) des Systems automatisch einstellt und den Versorgungsstrom für den Druck-Temperatur-Sensor bereitstellt.

Das Telemetrie-System wird mit Klemmhülsen auf den Radschrauben montiert, es sind keine zusätzlichen Vorrichtungen am Rad des Messfahrzeugs nötig:

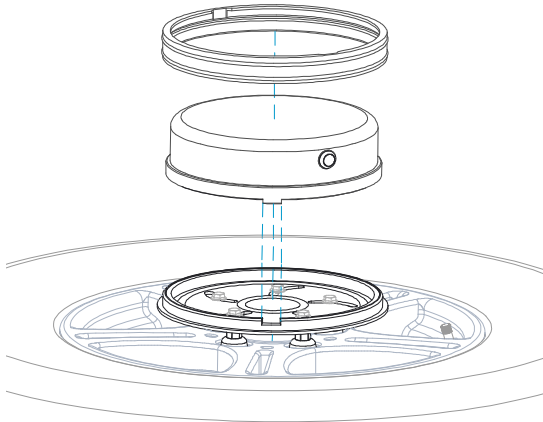


Abbildung 3.2: Befestigung des Telemetrie-Systems am Messrad.

Die technischen Daten des Telemetrie-Systems lauten:

Telemetrie-System	
Kanalanzahl	4
Abtastrate	25,6 kHz
Messbereich	+/- 5 V
Auflösung	24 bit
Dynamik	102 dB
Betriebstemperatur	0 bis 55 °C
Akkulaufzeit	10h
Sonstiges	IEPE-Versorgung (2 mA), AC-/DC-Kopplung

Tabelle 3.4: Technische Daten des Telemetrie-Systems.

3.1.2.3 Positionsbestimmung

Die Ermittlung von Fahrzeugposition und -geschwindigkeit geschieht mittels eines GPS-basierten GNSS-Systems (Hersteller: Hemisphere; Typ: A100 Smart Antenna).

GPS-System	
Empfängertyp	L1-Frequenz, C/A-Code mit Trägerphasenglättung
Abtastrate	10 Hz
Kanalanzahl	12
Korrektursystem (DGPS)	SBAS (optional auch andere)
Genauigkeit (95 % Vertrauensbereich)	< 0,6 m (mit DGPS) < 2,5 m (ohne DGPS)
Anschluss	2x RS232 (Full Duplex)
Betriebstemperatur	-30 .. 70 °C

Tabelle 3.5: Technische Daten des GPS-Systems Hemisphere A100 Smart Antenna.

3.1.2.4 Netzwerkinfrastruktur und Messrechner

Das Telemetrie-System kann prinzipiell in jede Art von Netzwerk (LAN und WLAN) eingebunden werden, sowohl im Ad-hoc-Modus als auch im Zusammenspiel mit einem Zugriffspunkt. Für die besonderen Gegebenheiten am Fahrzeug kommt ein besonders kleiner Zugriffspunkt (Hersteller: Dovado; Typ: Tiny) mit einer externen Magnethaftantenne (Hersteller: Round Solutions; Typ: ANT-BXM6619) zum Einsatz. Dies hat sich im Betrieb als sehr störungsarm erwiesen. Die Signale können von jedem handelsüblichen PC mit einer Netzwerkkarte empfangen werden. Voraussetzung ist allein das Programm National Instruments LabView bzw. die für das Ausführen des Messprogramms notwendigen Programmteile. Das GPS-System wird über einen seriellen Anschluss bzw. per Adapter an den USB-Anschluss des Messrechners angeschlossen.

3.2 Versuchsfahrzeug

Für die Straßenversuche dieser Arbeit kommt ein Mercedes-Benz CLA 180 (Baureihe C117) mit einem 4-Zylinder-Ottomotor zum Einsatz. Das Fahrzeug ist mit einem manuellen Getriebe ausgestattet, sodass kein Einfluss durch Schaltvorgänge oder verschiedene Drehzahlniveaus besteht. Abbildung 3.3 zeigt das Messfahrzeug im betriebsbereiten Zustand:



Abbildung 3.3: Versuchsfahrzeug Mercedes-Benz CLA 180 mit montierter Messtechnik.

Das akustische Torusmessgerät ist bei allen Messungen am rechten Vorderrad montiert, an der A-Säule ist die Empfangsantenne sichtbar.

3.3 Messreifen und -räder

Die Versuche werden mit unterschiedlichen Reifen und Rädern durchgeführt. Das Messprogramm umfasst 15 Seriensätze sowie zwei Reifensätze mit besonderen Eigenschaften hinsichtlich HSU und zwei Reifensätze mit Sonderprofilen:

	Rad	Reifen
Reifensatz 01	Leichtmetallrad 1 7,5x17	Hersteller 1: Sommerreifen 1 225/45 R17 91V
Reifensatz 02	Leichtmetallrad 26,5x16	Hersteller 1: Sommerreifen 2 205/55 R16 91H
Reifensatz 03	Leichtmetallrad 3 7,5x18	Hersteller 2: Sommerreifen 1 225/40 R18 92Y
Reifensatz 04	Leichtmetallrad 2 6,5x16	Hersteller 1: Sommerreifen 3 RunFlat 205/55 R16 91H
Reifensatz 05	Stahlrad 6,5x16	Hersteller 1: Sommerreifen 2 205/55 R16 91H
Reifensatz 06	Leichtmetallrad 2 6,5x16	Hersteller 3: Sommerreifen 1 205/55 R16 91H
Reifensatz 07	Leichtmetallrad 4 7,5x17	Hersteller 2: Sommerreifen 2 225/45 R17 91V
Reifensatz 08	Leichtmetallrad 2 6,5x16	Hersteller 3: Sommerreifen 2 Schaum 205/55 R16 91H
Reifensatz 09	Leichtmetallrad 5 6,5x17	Hersteller 1: Sommerreifen 1 225/45 R17 91V
Reifensatz 10	Leichtmetallrad 1 7,5x17	Hersteller 2: Sommerreifen 2 225/45 R17 91V
Reifensatz 11	Leichtmetallrad 6 7,5x17	Hersteller 1: Sommerreifen 1 225/45 R17 91V
Reifensatz 12	Leichtmetallrad 1 7,5x17	Hersteller 1: Sommerreifen 4 RunFlat 225/45 R17 91W
Reifensatz 13	Leichtmetallrad 3 7,5x18	Hersteller 4: Sommerreifen 1 245/35 R18 92Y
Reifensatz 14	Leichtmetallrad 4 7,5x17	Hersteller 1: Sommerreifen 1 225/45 R17 91V
Reifensatz 15	Leichtmetallrad 3 7,5x18	Hersteller 4: Sommerreifen 2 225/40 R18 92W
Reifensatz 17	Leichtmetallrad 7,0x17	Hersteller 3: Sommerreifen 3 225/50 R17 „HSU schlecht“
Reifensatz 19	Leichtmetallrad 7,0x17	Hersteller 3: Sommerreifen 3 225/50 R17 „HSU schlecht“
„Glattreifen“	Leichtmetallrad 7,5x16	Continental TS790 (Längsrillen) 225/60 R16
„Profilreifen“	Leichtmetallrad 7,5x16	UniRoyal TigerPaw (SRTT) 225/60 R16

Tabelle 3.6: Übersicht der verwendeten Rad-Reifen-Kombinationen.¹

Zur Überprüfung der Wiederholgenauigkeit wird Reifensatz 01 am Ende jeder Messreihe noch einmal als Reifensatz 16 vermessen. Die Reifensätze 01, 03 und 06 werden einem besonders umfangreichen Messprogramm unterzogen.

3.4 Versuchsfahrbahnen

Für die Versuche auf der Straße und auf dem Prüfstand werden unterschiedliche Fahrbahnbeläge ausgewählt. Die technischen Daten sind, soweit bekannt, hier aufgeführt.

¹ Eine Übersicht mit Abbildungen der Räder und Reifen befindet sich in Anhang A.

3.4.1 Fahrbahnen am Reifen-Innentrommelprüfstand

Aluminiumfahrbahn

Um eine möglichst geringe Anregung durch die Fahrbahn zu realisieren, wird für einige Messungen eine Aluminiumfahrbahn verwendet. Der Einsatz dieser Fahrbahn erfordert sehr viel Aufrüstzeit, da die neu hergestellten Fahrbahnkassetten im eingebauten Zustand zunächst abgedreht, dann die Kassettenübergänge verspachtelt und zuletzt die gesamte Fahrbahn abgeschliffen werden muss. Dabei ergeben sich folgende Oberflächenkennwerte:

Aluminiumfahrbahn	
Höhenschlag über den gesamten Trommelumfang	< 0,5 mm
Mittlere Rautiefe Ra (Längsrichtung)	ca. 0,7 μm
Maximale Rautiefe Rmax (Längsrichtung)	ca. 6 μm

Tabelle 3.7: Technische Daten der Aluminiumfahrbahn.

Safety Walk

Dieser Fahrbahnbelag zeichnet sich ebenfalls durch eine sehr geringe Strukturanregung aus. Im Gegensatz zur Aluminiumfahrbahn ist die Oberfläche jedoch mit einer feinen Körnung versehen (vergleichbar mit Schleifpapier). Der Einbau in den Prüfstand gestaltet sich einfach, denn das Material ist als Meterware erhältlich und wird ohne eingebaute Fahrbahnkassetten direkt auf der Lauffläche des Prüfstands verklebt.

Waschbeton 0/16

Dieser Fahrbahnbelag besteht aus realem Mischgut, welches in Leer-Kassetten des Prüfstands eingebracht wird. Die Übergänge der Kassetten werden mit einem Gemisch aus Kunstharz und Steinen nivelliert. Die nachfolgende Abbildung zeigt die spektrale Leistungsdichte der Texturamplitude h dieses Belags (hier im Vergleich zu einem weiteren Fahrbahnbelag):

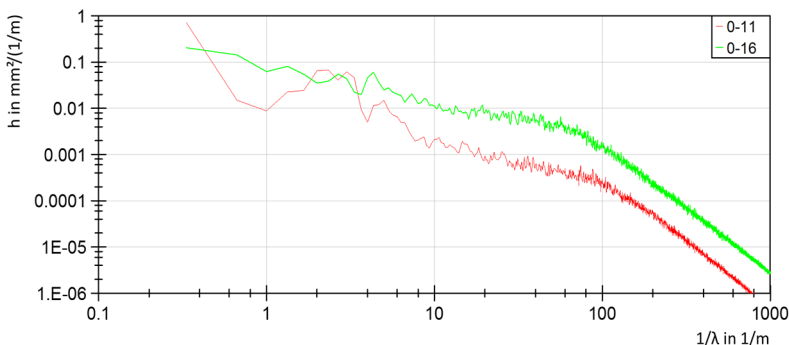


Abbildung 3.4: Spektrale Leistungsdichte von Waschbeton 0/16 im Vergleich zu Zementbeton 0/11 (Datenquelle: [Gro13.1]).

3.4.2 Fahrbahnen bei Straßenmessungen

Die Versuche am Gesamtfahrzeug werden auf drei Fahrbahnabschnitten mit sehr unterschiedlicher Textur durchgeführt:

	Strecke 1	Strecke 2	Strecke 3
Typ	Splittreicher Asphaltfeinbeton	Grobrauer Waschbeton*	Asphaltbeton AC 11 D S
Baujahr	1968	-*	2009

Tabelle 3.8: Deckschichttypen der Messstrecken.
 *) keine Daten beim Straßenbauamt vorhanden

Die Messabschnitte liegen im Bereich von wenig befahrenen Landstraßen, sodass ungestörte Messungen auch bei geringen Fahrgeschwindigkeiten möglich sind.

Die Streckeneigenschaften spiegeln sich in den vorbereitend durchgeführten Torusgeräusch-Messungen (Glattreifen) zur Texturcharakterisierung wider, welche als Entscheidungsgrundlage bei der Auswahl der Strecken dienen:

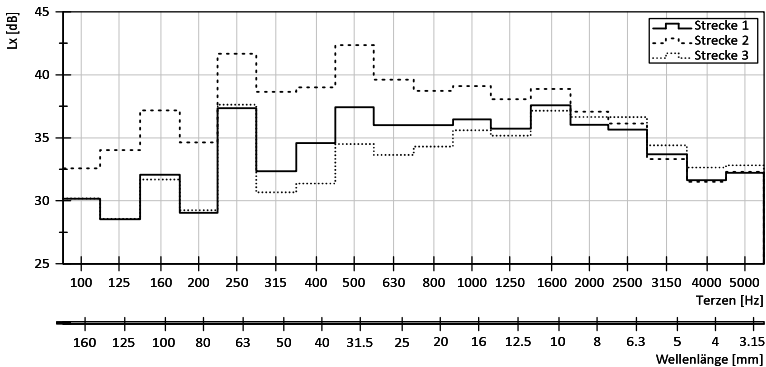


Abbildung 3.5: Vergleich der Fahrbahnbeläge zur Durchführung der Straßenmessungen bei 60 km/h.

Im Bereich bis 1600 Hz resp. 10 mm Texturwellenlänge unterscheiden sich die Fahrbahnbeläge um bis zu 10 dB (re 10^{-6} m). Strecke 2 weist die höchsten, Strecke 3 die geringsten Texturamplituden auf. Die Fahrbahnabschnitte eignen sich gut dafür, eine möglichst große Bandbreite an Strukturanregung des Reifens zu realisieren.

Auch in der schrägen Draufsicht sind die Unterschiede der drei Strecken sehr gut zu erkennen:



Abbildung 3.6: Fahrbahnbelag von Strecke 1 (oben), Strecke 2 (Mitte) und Strecke 3 (unten).²

² Eine vertikale Draufsicht befindet sich in Anhang A.

3.5 Versuchsdurchführung und -auswertung

Die Messungen am Innentrommelprüfstand bzw. mit dem akustischen Torusmessgerät werden mit National Instruments LabView durchgeführt. Sämtliche Auswertungen werden in National Instruments DIAdem umgesetzt.

Bei allen Versuchen ist das Hydrauliksystem des Prüfstands (zur Einstellung von Radlast, Sturz und Schräglauf) ausgeschaltet. Die Einstellungen werden jeweils vor Messbeginn festgelegt und der Prüfstand durch Verschraubung fixiert.

Nachfolgend sind die Versuchsdurchführung und -auswertung für die verschiedenen Untersuchungen kurz umrissen.

3.5.1 Versuche mit dem Impulshammer

Messung

Die Messzeit pro Versuch beträgt 60 s, die Anschläge geschehen mit einem zeitlichen Abstand von ca. 4 s (15 Wiederholungsschläge).

Die Synchronisierung zwischen ATM-Gerät und Prüfstandssystem erfolgt über einen definierten Signalsprung vor Beginn einer Messreihe.

Bei der Impulsanregung werden verschiedene Positionen für Anregung und Torusmikrofon gewählt, da dies für die Ausbildung und Erfassung der Torusmoden (insbesondere bei Beaufschlagung mit Radlast) von enormer Bedeutung ist. Die Positionen sind nachfolgend dargestellt:

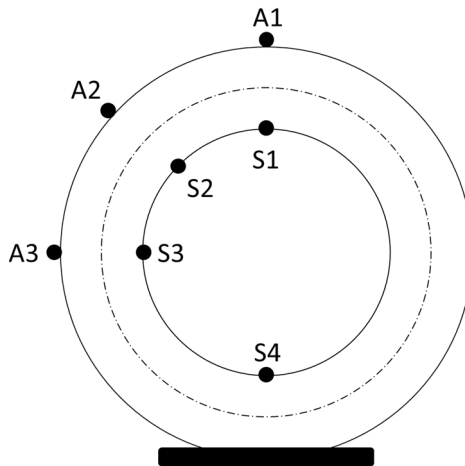


Abbildung 3.7: Anregungs- und Messpositionen bei Impulshammer-Versuchen.
Ax= Anregungsposition; Sx=Messposition.

A1 und S1 liegen genau auf der vertikalen Symmetrieachse, A3 und S3 auf der horizontalen. A2 und S2 liegen mittig zwischen 1 und 3. S4 (Sensor im Latsch) wird für Sonderuntersuchungen verwendet.

Auswertung

Bei der Auswertung wird das Signal des Impulshammers als Start-Trigger verwendet und pro Hammerschlag ein Fenster von 2 s nach dem Kraftimpuls ausgewertet (Frequenzanalyse mit Exponentialfenster und RMS-Amplitude ohne Überlappung). Die Frequenzauflösung beträgt 0,5 Hz. Alle Einzelergebnisse (Spektrn, Breitbandpegel etc.) werden abschließend arithmetisch gemittelt.

Temperaturkorrektur

Bei einigen Messungen wird eine Temperaturkorrektur vorgenommen, um Frequenzverschiebungen von Hohlraummoden zu analysieren. Dabei wird der Frequenzkanal mit einem entsprechenden Korrekturfaktor skaliert. Das

führt natürlich zu einer Verfälschung der im Hohlraum messbaren Strukturmoden. Da der Fokus dieser Arbeit aber auf der Hohlraummoden liegt, wird diese Abweichung zugunsten einer höheren Präzision hinsichtlich der Hohlraummoden in Kauf genommen.

3.5.2 Versuche mit konstanter Geschwindigkeit am Innentrommelprüfstand

Messung

Die Messzeit pro Versuch beträgt 30 s, es werden pro Variante drei Versuche durchgeführt. Die Geschwindigkeit wird im Bereich +/- 1 km/h konstant gehalten.

Die Synchronisierung zwischen ATM-Gerät und Prüfstandssystem erfolgt über einen definierten Signalsprung vor Beginn einer Messreihe.

Auswertung

Für die Berechnung der Frequenzspektren werden Fenster von 2 s Länge ausgewertet (Hanning-Fenster mit 50 % Überlappung). Die Frequenzauflösung beträgt 0,5 Hz. Die Ergebnisse werden zunächst für eine Messung und im Anschluss daran über die drei Messungen arithmetisch gemittelt.

3.5.3 Ausrollversuche am Innentrommelprüfstand

Messung

Der Prüfstand wird zunächst etwas über die Zielgeschwindigkeit (meist 150 km/h) hinaus beschleunigt. Dann wird der Antrieb abgeschaltet, sodass von diesem kein störender Geräusch- bzw. Schwingungseinfluss mehr ausgeht. Die bremsende Wirkung ergibt sich allein aus der Lagerreibung von Prüfstandstrommel und Messnabe sowie aus dem Rollwiderstand des

Reifens. Je nach eingestellten Betriebsparametern dauert ein Versuch zwischen 10 und 20 min, es werden (außer Satz 16, siehe Abschnitt 3.6) keine Wiederholungsmessungen durchgeführt.

Die Synchronisierung zwischen ATM-Gerät und Prüfstandssystem erfolgt über einen definierten Signalsprung vor Beginn einer Messreihe.

Auswertung

Die Zeitrohdaten werden in Schritte von 0,3 km/h unterteilt und diese Teilbereiche einzeln ausgewertet. Die Frequenzanalyse wird mit Hanning-Fensterung (50 % Überlappung) und 1/3 Hz Frequenzauflösung durchgeführt. Pro Geschwindigkeitsschritt existiert nun ein Messwert bzw. Datensatz (Einzahlwert, Spektrum). Da die Auswertung nicht zeit- sondern geschwindigkeitsbasiert durchgeführt wird, ist die Anzahl der gemittelten Einzelergebnisse geschwindigkeitsabhängig.

3.5.4 Straßenversuche

Messung

Die Betriebsbedingungen des Fahrzeugs (Beladung, Reifendruck) werden konstant gehalten, der Reifendruck stets kontrolliert. Alle Messungen werden nachts durchgeführt (keine Erwärmung durch Sonneneinstrahlung, weniger Verkehrsaufkommen), die Umgebungstemperaturen liegen zwischen 5 und 15 °C. Vor Beginn einer Messreihe wird das Fahrzeug für 20 bis 30 min warmgefahren.

Die Fahrgeschwindigkeit wird per GPS überprüft und per Tempomat eingestellt. Es wird jeweils der höchste nutzbare Gang eingelegt. Die Querpositionierung auf der Fahrbahn wird vom Fahrer kontrolliert und möglichst gleich gehalten. Pro Variante werden drei Messungen durchgeführt. Die Streckenabschnitte sind min. 200 m lang.

Auswertung

Die Auswertung geschieht analog zu den Versuchen mit konstanter Geschwindigkeit am Prüfstand. Es werden Zeitfenster von 2 s ausgewertet (Hanning-Fenster mit 50 % Überlappung), die Frequenzauflösung beträgt 0,5 Hz. Es werden zunächst alle Einzelergebnisse einer Messung und zuletzt die drei Messungen arithmetisch gemittelt.

3.6 Reproduzierbarkeit

Um die Reproduzierbarkeit der Messungen zu überprüfen, wird bei jeder Messreihe neben den standardmäßig durchgeführten Wiederholungen der einzelnen Messungen zusätzlich ein vollständiges Messprogramm wiederholt (Satz 01 und Satz 16). Die Ausgangsmessung wird zu Beginn, die Wiederholungsmessung am Ende einer Messreihe durchgeführt (zeitlicher Abstand ca. 10 bis 20 Tage). Zwischenzeitlich werden alle anderen Sätze gemessen, wobei einige Umrüstarbeiten erforderlich sind: Demontage und Neumontage

- der Kompletträder vom Fahrzeug bzw. von der Kraftmessnabe,
- der Reifen von den Rädern,
- des akustischen Torusmessgeräts und der Sensorik.

Die nachfolgend dargestellten Ergebnisse sind nicht temperaturkorrigiert, sie umfassen neben den Umweltfaktoren (Temperatur etc.) und dem Montageeinfluss auch den Einfluss der erneuten Einstellung der Betriebsbedingungen (Radlast, Reifendruck, Fahrgeschwindigkeit, Rollspur). Somit sind alle relevanten Störgrößen darin abgebildet.

Versuche mit dem Impulshammer

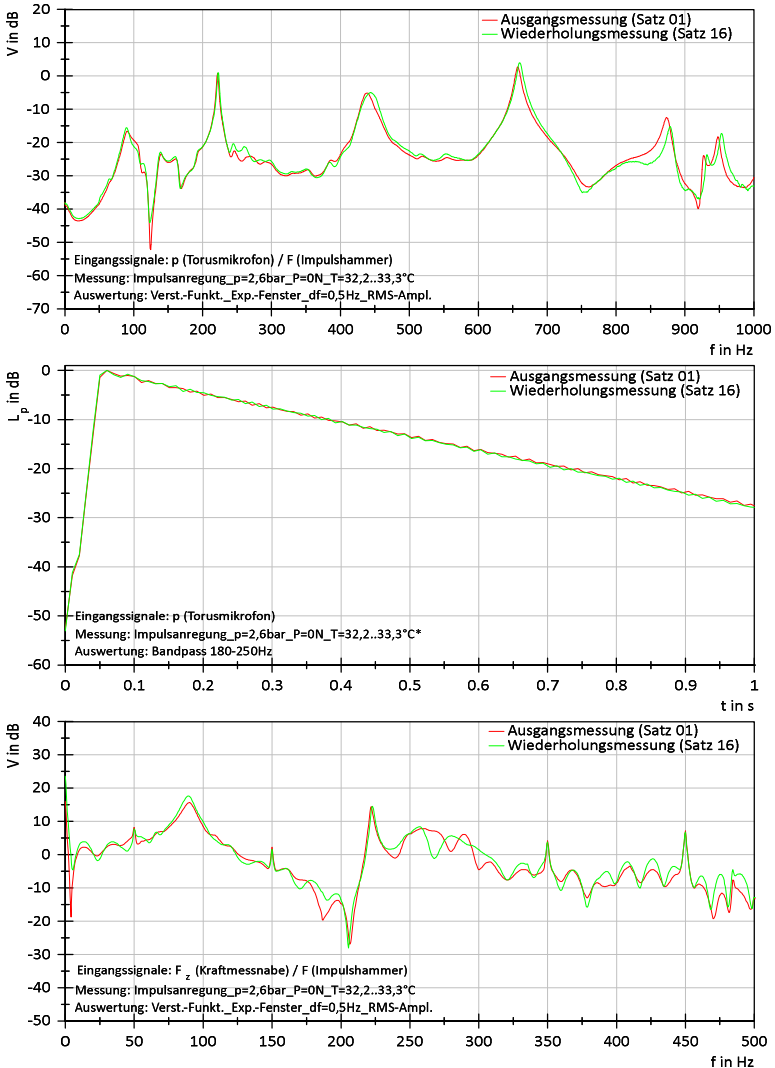


Abbildung 3.8: Wiederholgenauigkeit bei Impulsanregung. Oben: Verstärkungsfunktion Torusmikrofon; Mitte: Nachhallzeit im Torus; Unten: Verstärkungsfunktion Kraftmessnabe.

Die Wiederholgenauigkeit bei Messung im Torus ist sehr gut, es ist eine leichte Temperaturdifferenz sichtbar (Frequenzverschiebung der Hohlraummoden). An der Kraftmessnabe ergeben sich leichte Abweichungen, die bei der Auswertung berücksichtigt werden müssen. Im Bereich der relevanten ersten Umfangsmode ist die Wiederholgenauigkeit jedoch auch sehr gut.

Versuche mit konstanter Geschwindigkeit am IPS

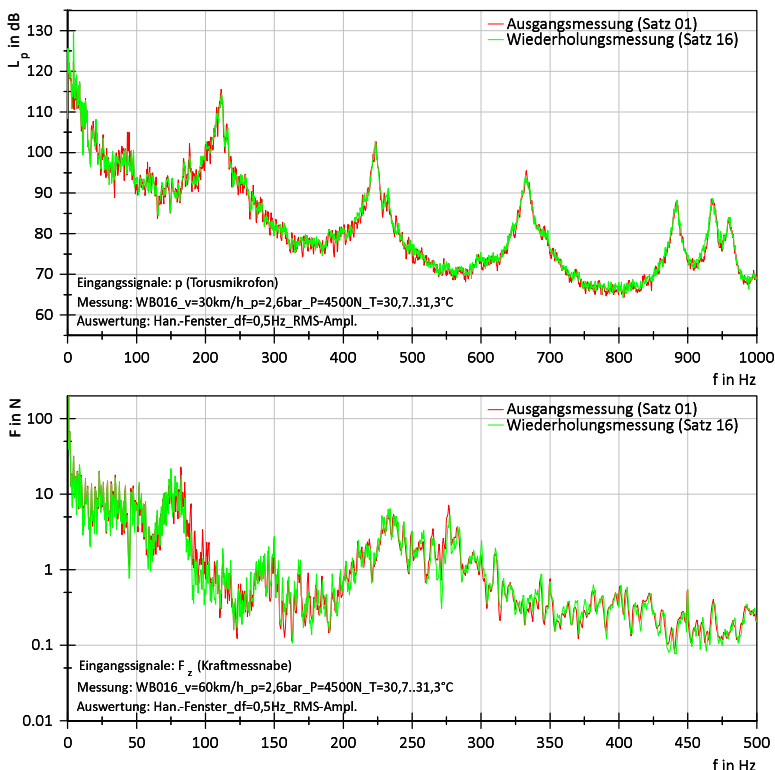


Abbildung 3.9: Wiederholgenauigkeit bei Messung am Reifen-Innentrommelprüfstand. Oben: Torusmikrofon; Unten: Kraftmessnabe.

Im Torus ist die Wiederholgenauigkeit exzellent, auch in diesem Messmodus sind die Abweichungen im ruhenden System (Kraftmessnabe) etwas größer.

Straßenversuche

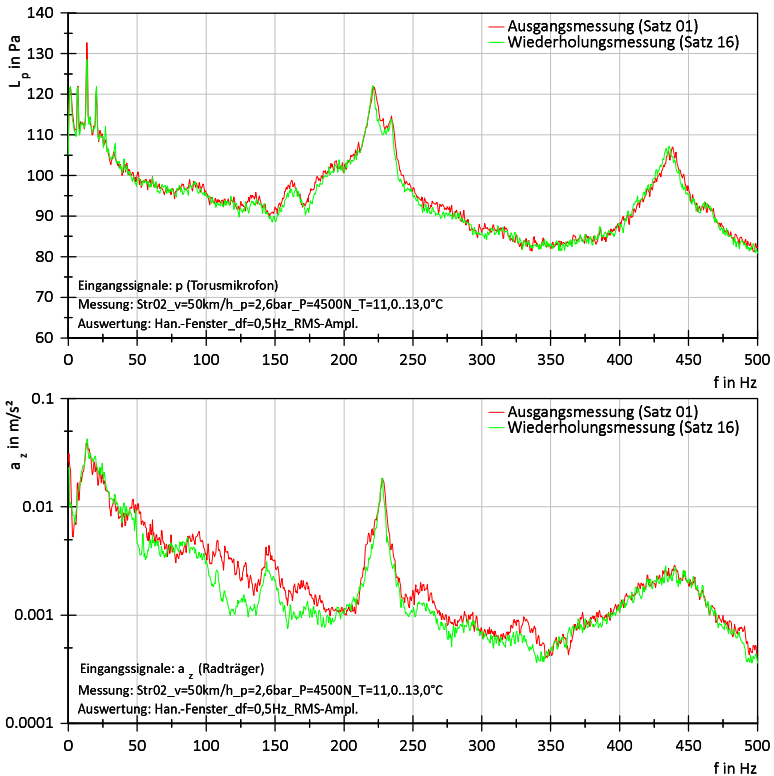


Abbildung 3.10: Wiederholgenauigkeit bei Messung auf der Straße. Oben: Torusmikrofon; Unten: Beschleunigungssensor (Radträger).

Gleiches gilt für die Messungen auf der Straße: Im Torus ist die Wiederholgenauigkeit sehr gut, am Radträger (abgesehen von der ersten Umfangs-mode) etwas schlechter. Auch hier ist wieder eine leichte temperaturbedingte Frequenzverschiebung sichtbar.

In Summe sind die Messergebnisse im Torus außerordentlich zuverlässig, am Radträger bzw. an der Kraftmessnabe müssen lediglich außerhalb der ersten Umfangsmode kleine Abstriche bei der Wiederholgenauigkeit gemacht werden.

Bei Rotation des Torusmikrofons ist trotz der Beschleunigungskompensation mit „Pseudo“-Schalldrucksignalen durch die fliehkraftbedingte Auslenkung der Mikrofonmembran zu rechnen. Das Torusmikrofon ist jedoch so verbaut (siehe Abbildung 3.1), dass die Membran annähernd in axialer Richtung des Reifens ausgerichtet ist. Die bei Rotation wirkenden Fliehkräfte stehen damit annähernd orthogonal auf die Membran und sollten deshalb einen untergeordneten Einfluss haben. Bei der Überprüfung dieses Effekts (Ausrollversuch mit abgehobenem Rad) liegen die Schalldruckpegel weit mehr als 10 dB unterhalb des Nutzsignals.

4 Untersuchung der Hohlraummoden

Dieser Abschnitt beinhaltet die Ergebnisse der im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Versuche. Neben den charakteristischen Eigenschaften des Systems „Reifenhohlraum“ werden auch relevante Einflussparameter untersucht.

4.1 Untersuchung der Systemeigenschaften

4.1.1 Vorversuche

Vor der Untersuchung und Beschreibung der Hohlraummoden wird der Einfluss der Systemgrenzen des Hohlraums, d.h. das Zusammenspiel aus Strukturdynamik und Schallfeld im Reifenhohlraum betrachtet.

4.1.1.1 Differenzierung von Hohlraummoden und Strukturmoden

Zunächst gilt es, die Hohlraummoden zu identifizieren, d.h. von den Strukturmoden des Reifens und des Rades zu differenzieren.

Dies lässt sich sehr einfach über eine Temperaturvariation darstellen: Die Frequenz der Hohlraummoden nimmt mit steigender Temperatur zu (höhere Schallgeschwindigkeit, vgl. Abschnitt 2.3.7.1). Die Frequenz der Strukturmoden jedoch nimmt mit steigender Temperatur ab (sinkender E-Modul mit höherer Temperatur) [Gen10]S.273, wie beispielsweise in [Gau13]S.18f detailliert anhand von Messungen der Reifen-Eingangsimpedanz dargestellt ist.

Der Reifen wird mit einem Impulshammer angeregt, das Torusmikrofon befindet sich im Bereich der Anregungsstelle (A1-S1, vgl. Abbildung 3.7).

Das Rad ist an der Kraftmessnabe montiert und nicht auf der Fahrbahn abgesetzt.

Abbildung 4.1 zeigt die Verstärkungsfunktion für Reifensatz 01:

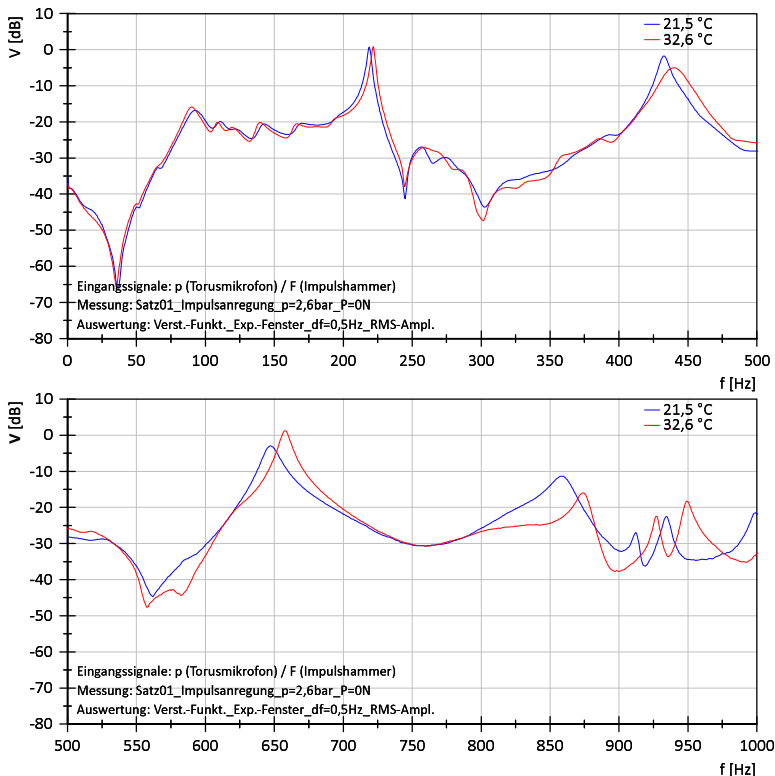


Abbildung 4.1: Verstärkungsfunktion Schalldruck (Torus) / Kraft (Impulshammer) von Satz 01 bei Temperaturvariation.

Im Frequenzspektrum sind bei beiden Temperaturen in mehreren Frequenzbereichen exponierte Amplitudenspitzen zu erkennen, nämlich bei 220 Hz, 430 Hz, 650 Hz und 860 Hz sowie bei 900 bis 950 Hz. Es ist gut zu

erkennen, dass die Temperaturerhöhung in diesen Bereichen zu einer Frequenzverschiebung nach oben führt. Folglich handelt es sich um Hohlraummoden (diese werden im folgenden Abschnitt näher charakterisiert). Aus Formel 2.8 kann entnommen werden, dass die temperaturbedingte Änderung der Schallgeschwindigkeit und damit auch der Frequenz mit dem Faktor $\sqrt{(T_1/T_2)}$ eingeht. Für die erste 1|0|0-Mode (bei 220 Hz) in der dargestellten Messung bedeutet das eine Frequenzverschiebung von ca. 4 Hz.

Zwischen 75 Hz und 200 Hz sind mehrere Überhöhungen im Abstand von ca. 20 bis 30 Hz zu erkennen, deren Frequenz mit der Temperatur abnimmt¹. Dabei handelt es sich um Radial- und Transversalmoden der Reifenstruktur (vgl. [Mic05]S.48, [Whe05]S.7ff und [Gro13.2]S.74). Dieses Muster zeigt sich in sehr ähnlicher Form bei allen untersuchten Reifen.

Im Bereich von 250 bis 300 Hz ist eine etwas breitere Überhöhung zu erkennen, die zwei Strukturmoden (Biegemode und Kippmode) des Aluminiumrades zugeordnet werden kann². Hier ist kein eindeutiger Temperatureinfluss auf die Frequenz zu erkennen. Das ist jedoch auch nicht zu erwarten, da die temperaturbedingte Frequenzverschiebung wesentlich geringer ausfällt als beim Reifen (vgl. auch [Gro13.2]S.72).

Oberhalb von 300 Hz treten neben den Hohlraummoden keine exponierten Amplitudenspitzen mehr auf. In diesem Frequenzbereich nehmen Dämpfung und Modendichte stark zu, einzelne Moden können deshalb nicht mehr zweifelsfrei identifiziert werden [Zel12]S.285, Strukturschwingungen breiten sich nicht mehr über den gesamten Reifenumfang aus [Mic05]S.50. Globale Strukturmoden sind daher eher tieffrequent anzutreffen ($\ll 500$ Hz), typischerweise konzentrieren sich fahrzeugtechnische Untersuchungen zur Strukturmechanik auch auf diesen Frequenzbereich. Eine

¹ Die im Diagramm angegebenen Temperaturen beziehen sich auf die Reifeninnenluft. Die reale Temperatur von Reifen und Rad kann deshalb leicht abweichen. Da es hier aber um eine rein qualitative Untersuchung geht, ist eine genauere Quantifizierung nicht notwendig.

² Vgl. auch Abbildung 4.4, dort ist gut zu erkennen, dass sich dieser Frequenzbereich mit einem Radwechsel (bei identischem Reifen) sehr stark verändert.

eventuelle gegenseitige Beeinflussung von Hohlraummoden und Strukturmoden ist demnach nur für diesen Frequenzbereich zu erwarten, d.h. nur für die ersten beiden Umfangsmode von Bedeutung.

4.1.1.2 Untersuchung der Fluid-Struktur-Kopplung

In einem nächsten Schritt soll die Fluid-Struktur-Kopplung näher untersucht werden. Dabei ist von besonderem Interesse, ob sich zwischen den Hohlraummoden und den im vorigen Abschnitt bereits identifizierten Strukturmoden eine Wechselwirkung feststellen lässt.

Zur Untersuchung dieser Fragestellungen werden die Rad-Reifen-Kombinationen 01, 03 und 06 mit drei Füllgasen unterschiedlicher Eigenschaften (Luft, Kohlendioxid und Helium) untersucht. Die Anregung geschieht durch einen Impulshammer, das Torusmikrofon befindet sich dabei im Bereich der Anregung (A1-S1, vgl. Abbildung 3.7). Das Rad ist an der Kraftmessnabe des Innentrommelprüfstands montiert und nicht auf der Fahrbahn abgesetzt.

Die relevanten Eigenschaften der Füllgase bei Umgebungsdruck sind in der nachfolgenden Tabelle zusammengefasst:

	Luft	Kohlendioxid	Helium
Dichte ρ in kg/m^3	1,293	1,977	0,179
	1,204	1,815	0,166
Kinematische Viskosität ν in $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$	17,16	13,74	18,71
	18,13	14,72	19,70
Schallgeschwindigkeit c in m/s	331,5	258,1	970,0
	343,5	267,3	1008,4
Schallkennimpedanz Z_r in Ns/m^3	428,5	510,2	173,1
	413,6	485,2	167,4

Tabelle 4.1: Kennwerte der verwendeten Füllgase bei Umgebungsdruck (Werte oben: bei 0 °C; Werte unten: bei 20 °C).

Nachfolgend ist die Verstärkungsfunktion von Reifensatz 06 für die drei verwendeten Füllgase³ dargestellt:

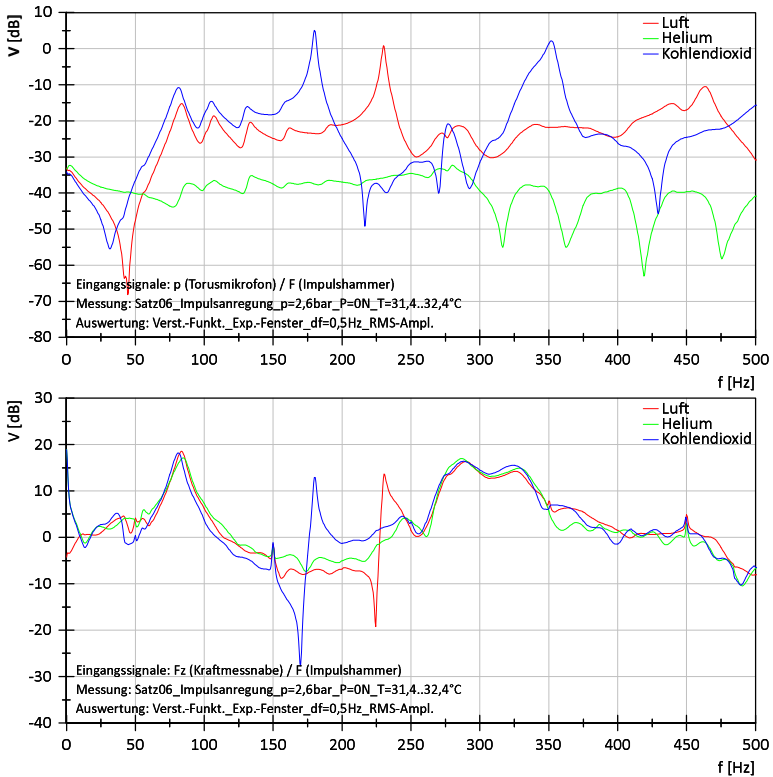


Abbildung 4.2: Verstärkungsfunktion von Satz 06 bei Variation des Füllgases.
Oben: p (Torusmikrofon) / F (Impulshammer);
Unten: F_z (Kraftmessnabe) / F (Impulshammer).

³ Der Reifen ist bei allen Versuchen zu $\gg 99\%$ mit dem entsprechenden Gas gefüllt. Mischeffekte können vernachlässigt werden.

Bei der impulsartigen, punktförmigen Anregung durch den Impulshammer werden Reifenstruktur und Hohlraum breitbandig in einem sehr kleinen Bereich angeregt und schwingen in ihren Eigenformen aus. Dies führt zu den nachfolgenden Beobachtungen:

Reifenhohlraum

Zunächst ist die deutliche Frequenzverschiebung der Hohlraummoden auffällig: Für Luft liegt die erste $1|0|0$ -Mode bei 230 Hz, für Kohlendioxid bei 180 Hz und für Helium (nicht mehr dargestellt) bei 653 Hz. Vergleicht man diese mit den Daten der obigen Tabelle und mit Formel 2.3, so fällt auf, dass die Frequenzverschiebung nicht vollständig proportional zur Änderung der Schallgeschwindigkeit ist. Ausgehend von Luft als Referenzfüllgas müsste die Frequenz der $1|0|0$ -Mode für Kohlendioxid etwas niedriger, für Helium etwas höher liegen. Dieses Verhalten ist wohl den unterschiedlichen Viskositäten und Dichten der Füllgase geschuldet – die viskosen und thermischen Verluste an den Hohlraumwänden sind bei Helium am größten, bei Kohlendioxid am geringsten (vgl. Formeln 2.9 und 2.10), wodurch auch die Phasengeschwindigkeit bei Helium am stärksten abnimmt.

Daneben unterscheiden sich die Füllgase aber auch hinsichtlich der Amplitude der $1|0|0$ -Mode (Kohlendioxid: 5 dB; Luft: 1 dB; Helium: -7 dB). Diese Unterschiede resultieren ebenfalls aus den Fluideigenschaften. Neben den oben erwähnten, verschieden großen Wandverlusten kommt noch die Schallkennimpedanz (vgl. Tabelle 4.1) als Einfluss hinzu. Die von schwingenden Strukturen (betrifft sowohl den idealen Kolbenstrahler als auch Biegewellen) abgestrahlte Schallleistung hängt neben den Eigenschaften der Struktur auch von der Schallkennimpedanz ab (vgl. Formel 2.1). Je geringer diese ist, desto geringer ist die abgestrahlte Schallleistung und desto größer ist der Impedanzsprung an der Fluid-Struktur-Koppelfläche. Das führt zu unterschiedlich großen Amplituden der Hohlraummoden von Luft, Helium und Kohlendioxid. Auch die Rückkopplung der Hohlraummoden an die Struktur hängt von der Dichte des Fluids ab, sie nimmt mit der Dichte zu [Fah85]S.114.

Aber auch die Strukturmoden (75 bis 200 Hz) weisen bei den drei Füllgasen unterschiedlich große Amplituden auf. Dies lässt sich ebenso mit dem oben erwähnten Einfluss der Schallkennimpedanz auf die abgestrahlte Schallleistung erklären. Zusätzlich spielt hier aber auch die Koinzidenz (Spuranpassung) eine Rolle: Bei Biegeschwingungen unterhalb der Koinzidenzfrequenz (d.h. im Bereich $\lambda_{\text{Fluid}} > \lambda_{\text{Struktur}}$) kommt es zu Auslöschungen (akustischer Kurzschluss) benachbarter Druckmaxima und -minima, sodass eine effiziente Abstrahlung nicht gegeben ist. Je größer das Verhältnis $\lambda_{\text{Fluid}}/\lambda_{\text{Struktur}}$ ist, desto geringer ist die Abstrahlung (vgl. [Sin14]S.152). Die Koinzidenzfrequenz liegt bei Helium am höchsten, bei Kohlendioxid am niedrigsten (abhängig von der Schallgeschwindigkeit). Dementsprechend weisen die als Luftschall im Reifentorus messbaren Strukturmoden bei Helium die geringsten, bei Kohlendioxid die höchsten Pegel auf. Deshalb unterscheiden sich bei Füllgasvariation auch die Strukturmoden in der Amplitude viel deutlicher als die Hohlraummoden, denn letztere werden nicht von Strukturbiegewellen, sondern durch einen lokalen Druckstoß angeregt (Analogie: Kolbenstrahler).

Die sehr großen Pegelunterschiede zwischen Hohlraummoden und Strukturmoden ergeben sich zum einen aus der Tatsache, dass die Anregung (wie oben schon erwähnt) nicht durch Biegewellen, sondern (weitaus effizienter) in Analogie zum Kolbenstrahler als Druckimpuls geschieht. Darüber hinaus sind im Reifenhohlraum nur Eigenmoden wirklich ausbreitungsfähig, sodass per se alle anderen Frequenzen nur sehr schwach ausgeprägt messbar sind.

Kraftmessnabe

Betrachtet man nun das untere Diagramm (F_z), so findet man zunächst einmal nur die erste Ordnung der Umfangsmoden (Kohlendioxid: 180 Hz; Luft: 230 Hz; Helium: 653 Hz (nicht mehr dargestellt)) im Spektrum wieder. Das ist aufgrund der symmetrischen Lage höherer Ordnungen (Kraftwirkung auf die Radmitte ist in Summe Null) auch nicht anders zu erwarten. Weiterhin fällt auf, dass im Bereich von 75 bis 200 Hz an der Kraftmessnabe

nur bei 80 Hz eine Amplitudenspitze gemessen wird. Dabei handelt es sich um eine radiale Reifenstrukturmode erster Ordnung. Die etwas höher liegenden Amplitudenspitzen, die im Torus gemessen werden, sind radiale Reifenstrukturmoden höherer Ordnung, die sich aufgrund der symmetrischen Lage ebenfalls am Radträger nicht messen lassen sowie transversale Reifenstrukturmoden (vgl. [Mic05]S.48, [Whe05]S.7ff und [Gro13.2]S.74), die in der dargestellten z-Richtung nicht erkennbar sind (wohl aber in anderen Richtungen). Interessant ist, dass sich bei diesen Überhöhungen eine vom Füllgas abhängige, leichte Frequenzverschiebung feststellen lässt (bei allen Reifen). Das ist möglicherweise auf den Einfluss der an die Struktur angekoppelten Masse des Füllgases zurückzuführen (vgl. [Wan11]S.5-3.5. Da Helium die geringste Dichte aufweist, treten hier die höchsten Frequenzen auf.

Bemerkenswert ist, dass sich die im Reifenhohlraum gemessenen Amplitudenunterschiede an der Kraftmessnabe nicht wiederfinden: Sowohl die Strukturmode bei 80 Hz als auch die $1|0|0$ -Mode (180 Hz und 230 Hz) liegen beim dargestellten Reifen für alle Füllgase in etwa gleichauf⁴. Bei den anderen beiden untersuchten Reifen (01 und 03) zeigen die Hohlraummoden tendenziell eine der Messung im Reifenhohlraum entsprechende Abstufung der Amplituden (d.h. Kohlendioxid > Luft > Helium), wohingegen sich das bei den Strukturmoden eher gegenteilig verhält (d.h. Helium > Luft > Kohlendioxid). Auch bei diesen Reifen liegen die Amplituden jedoch sehr dicht beieinander. Dieser Unterschied zwischen Reifenhohlraum und Kraftmessnabe lässt sich damit erklären, dass der Torus nur ein Teil des Reifen-Hohlraum-Rad-Schwingungssystems ist: So werden die Strukturmoden maßgeblich über den Wulst auf das Rad übertragen – die Abstrahlung in den Torus (und Rückkopplung auf den Reifen) ist offenbar recht

⁴ Bei ca. 240 Hz erkennt man bei allen drei Füllgasen eine von der Hohlraummode unabhängige leichte Amplitudenüberhöhung, die offensichtlich von der Struktur herrührt. Vermutlich aus diesem Grund liegt beim dargestellten Reifen die Amplitude der $1|0|0$ -Mode von Luft sogar ein wenig über der Amplitude der $1|0|0$ -Mode von Kohlendioxid und nicht – wie zu erwarten – niedriger.

unbedeutend. Erstaunlicherweise werden bei den Hohlraummoden an der Kraftmessnabe nur sehr kleine Unterschiede gemessen. Offensichtlich sind die resultierenden, oszillierenden Kräfte trotz der unterschiedlichen Füllgaseigenschaften sehr ähnlich.

Im Bereich um 300 Hz lassen sich bei dieser Rad-Reifen-Kombination Strukturmoden des Rades erkennen. Diese sind nur an der Kraftmessnabe messbar und lassen keinen Füllgas-Einfluss erkennen.

Die 2|0|0-Mode (ca. 450 Hz) weist bei Luft eine relativ niedrige Amplitude auf, außerdem erkennt man eine eng benachbarte Überhöhung (die übrigens bei Messung mit niedrigerer Temperatur nicht sichtbar ist). Möglicherweise liegt hier eine wechselseitige Beeinflussung von Struktur (aufgrund der hohen Frequenz handelt es sich dabei wohl um das Rad) und Fluid vor. Das zeigt sich auch bei den späteren Ausrollversuchen mit diesem Reifensatz (06). Ebenso lassen sich in diesem Frequenzbereich bei Reifensatz 01 (vgl. Temperaturvariation in Abbildung 4.1) Struktureinflüsse erkennen, hier wird bei höherer Temperatur die Amplitudenspitze sehr breit.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die gegenseitige Beeinflussung vom Hohlraummoden und Strukturmoden nur relativ gering ausgeprägt ist. Die „Abstrahlung“ von Strukturmoden in den Torus ist (15 dB Abstand zu den Hohlraummoden) ist im Grunde zu vernachlässigen, die Änderung des Füllgases beeinflusst die Strukturmoden nur sehr geringfügig. Lediglich im Bereich der 2|0|0-Mode (Luft) lässt sich eine signifikante Fluid-Struktur-Interaktion beobachten.

Abschließend sei noch eine interessante Beobachtung genannt: Betrachtet man die Spektren der Füllgase über einen größeren Frequenzbereich (bis 10 kHz) miteinander (vor allem Luft und CO₂), so lässt sich eine sehr große Ähnlichkeit im Verlauf der Spektren feststellen. Die charakteristischen Frequenzbereiche (z.B. Maxima) sind lediglich leicht verschoben.

Korrigiert man nun die Spektren um den Unterschied der Schallgeschwindigkeiten der Gase, erhält man folgendes Ergebnis:

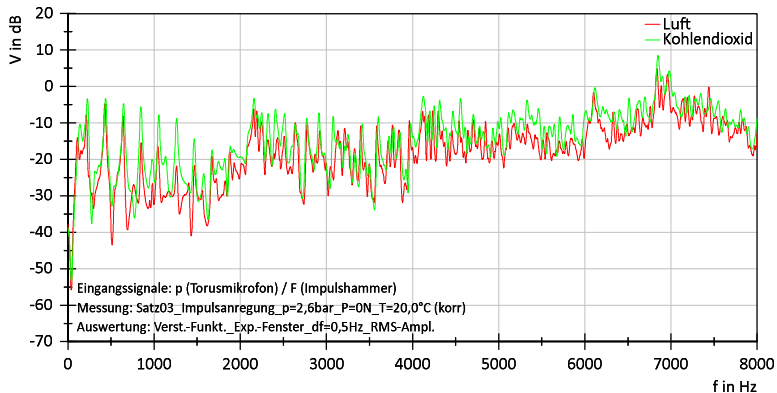


Abbildung 4.3: Verstärkungsfunktionen von Satz 03 für Luft und Kohlendioxid mit korrigierter Schallgeschwindigkeit (beide Gase: 343,5 m/s).

Die erstaunliche Ähnlichkeit der Spektren kann damit erklärt werden, dass über den gesamten betrachteten Frequenzbereich (auch hochfrequent) das Schallfeld von Hohlraummoden dominiert wird. (Nur diese ändern sich ja mit der Schallgeschwindigkeit wesentlich.) Das verwundert nicht, da, wie erwähnt, nur Eigenmoden des Hohlraums ausbreitungsfähig sind. Aus den oben schon genannten Gründen liegen die Amplituden von Kohlendioxid über denen von Luft.

4.1.2 Ruhendes, unbelastetes System

Ziel dieses Abschnitts ist es, die Hohlraummoden möglichst umfassend zu beschreiben. Um die Identifizierung bzw. Unterscheidung der unterschiedlichen Moden (insbesondere bei höheren Ordnungen) zu vereinfachen, werden mehrere Reifensätze untersucht, die sich nur in bestimmten Abmessungen unterscheiden: Eine Variation des Umfangs hat Einfluss auf die Frequenz der Moden mit Anteilen in Umfangsrichtung und ggf. radialer

Richtung. Bei Veränderungen des Reifenquerschnitts werden die Moden mit radialen und axialen Anteilen beeinflusst. So lassen sich in der kombinierten Betrachtung mehrerer Reifensätze recht viele Moden eindeutig identifizieren. Für die Untersuchung werden die Reifensätze 01, 09 und 06 verwendet:

	Umfangslänge	Querschnittsbreite ⁵	Querschnittshöhe ⁶
Satz 01 / 09	Satz 01 = Satz 09	Satz 01 > Satz 09	Satz 01 > Satz 09
Satz 09 / 06	Satz 09 > Satz 06	Satz 09 = Satz 06	Satz 09 < Satz 06

Tabelle 4.2: Übersicht der verwendeten Reifensätze zur Identifikation der Hohlraummoden.

Beim Vergleich von Reifensatz 01 und 09 sollten sich nur Moden mit axialen Anteilen unterscheiden, wohingegen beim Vergleich von Reifensatz 09 und 06 Moden mit Umfangsanteilen und radialen Anteilen unterschiedliche Frequenzen aufweisen sollten.

Die Frequenzen der Hohlraummoden erster Ordnung (eindimensionale Umfangs-, Axial- bzw. Radialmode) werden im Vorfeld nach Formel 2.2 auf Basis der Abmessungen der Reifen und Räder (im nicht montierten Zustand vermessen) berechnet. Die Frequenzen dieser einfach zu identifizierenden Moden werden mit den gemessenen Frequenzen abgeglichen (auf 30 °C temperaturkorrigiert), um nachfolgend auch die schwieriger zu identifizierenden mehrdimensionalen Moden bei höheren Frequenzen rechnerisch möglichst exakt zu bestimmen.

⁵ Die Reifen 01, 06 und 09 haben (lose, ohne Rad gemessen) quasi identische Innenbreiten. Unterschiedliche Querschnittsbreiten ergeben sich daher nur durch unterschiedlich breite Räder. Siehe hierzu Anhang A.

⁶ Die Räder der Sätze 01 und 09 haben zwar an den vermessenen Radien (siehe Anhang A) dieselben Abmessungen, die Querschnittskontur verläuft aber etwas anders: das Tiefbett ist bei Satz 09 etwas schmaler und die (für die Frequenz-Berechnung der Radialmoden relevante) höhergelegene Ebene hat einen etwas anderen Neigungswinkel. Vermutlich ergeben sich dadurch trotz nominell gleicher Abmessungen doch unterschiedliche Frequenzen der Moden mit radialen Anteilen.

Die Anregung geschieht durch einen Impulshammer mittig auf der Lauffläche (A1-S1, vgl. Abbildung 3.7). Die Räder sind jeweils an der Kraftmessnabe des Innentrommelprüfstands montiert und haben keinen Fahrbahnkontakt. In Abbildung 4.4 sind die Verstärkungsfunktionen der drei Reifensätze dargestellt:

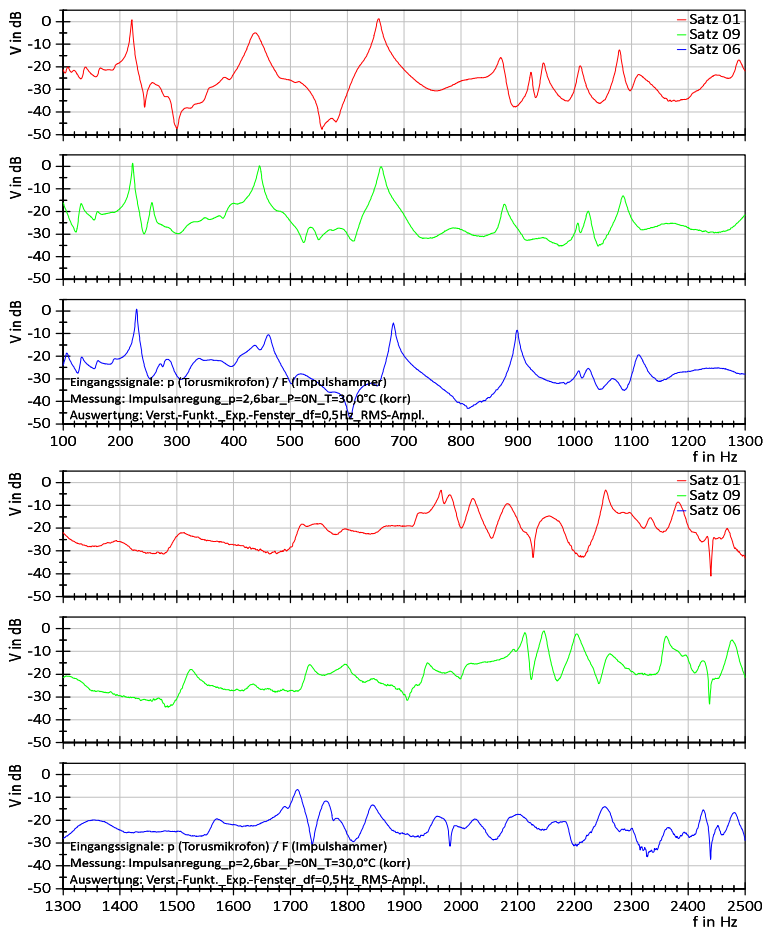


Abbildung 4.4: Verstärkungsfunktion Schalldruck (Torus) / Kraft (Impulshammer) bis 2500 Hz der Sätze 01, 09 und 06.

Die Amplitudenspitzen im Bereich < 200 Hz resultieren, wie im vorigen Abschnitt schon beschrieben, aus den Strukturmoden der Reifen, die Amplitudenspitze zwischen 250 und 300 Hz rührt jeweils von Strukturmoden der Räder her.

Die reinen Umfangsmoden ($i_u|0|0$) sind recht gut über den Frequenzabstand zu identifizieren. Entgegen der Berechnung nach Formel 2.3 liegen die Frequenzen höherer Ordnungen allerdings nicht bei exakten Vielfachen der ersten Ordnung. Dieser Sachverhalt ist bei allen untersuchten Reifen zu beobachten und korrespondiert mit den FEM-Rechnungen in [Kim07]S.123 sowie den Messungen in [Tor06]S.63. Diese Frequenzverschiebungen sind wahrscheinlich auf die in Abschnitt 2.4 beschriebene Interaktion (Wandverluste) mit den Hohlraumwänden zurückzuführen (Dämpfung der Reifenstruktur nimmt bei hohen Frequenzen zu).

Ab ca. 900 Hz (bei Satz 01) treten die ersten Moden axialen Anteilen auf, ab ca. 1700 Hz (bei Satz 06) sind dann die ersten Moden mit radialen Anteilen messbar. Hier ist jeweils ein charakteristisches Muster von mehreren, eng benachbarten Amplitudenmaxima zu erkennen (vgl. auch Abbildung 2.14). Dabei handelt es sich um zweidimensionale Moden (mit Umfangsanteilen).

Oberhalb von ca. 2000 Hz ergibt sich eine hohe Modendichte von höheren Ordnungen, sodass hier eine klare Trennung der unterschiedlichen Moden mit der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Messtechnik (Torusmikrofon an nur einer Position) nicht mehr einwandfrei möglich ist. In diesem Frequenzbereich geht der Reifenhohlraum übrigens in ein Diffusfeld über [Bru03]S.542. Aus diesem Grund werden nur die Hohlraummoden bis ca. 2000 Hz näher betrachtet.

Anhand dieser Untersuchung lassen sich die Eigenfrequenzen einer großen Zahl von Moden für die betrachteten Reifensätze identifizieren. Frequenzen, bei denen mehrere Moden auftreten, sind kursiv gedruckt.

	Satz 01	Satz 09	Satz 06
1 0 0	221,0 Hz	222,5 Hz	229,0 Hz
2 0 0	438,0 Hz	445,5 Hz	461,5 Hz
3 0 0	655,0 Hz	659,5 Hz	681,0 Hz
4 0 0	870,0 Hz	876,5 Hz	898,5 Hz
5 0 0	1079,0 Hz	1085,5 Hz	1113,0 Hz
6 0 0	1289,5 Hz	1305,0 Hz	1355,0 Hz
7 0 0	1510,0 Hz	1524,5 Hz	1570,5 Hz
8 0 0	1721,0 Hz	1734,5 Hz	1782,0 Hz
9 0 0	1927,0 Hz	1941,5 Hz	1991,0 Hz
10 0 0	2170,0 Hz	-	-
0 1 0	923,0 Hz	1005,5 Hz	1007,5 Hz
1 1 0	945,5 Hz	1024,0 Hz	1024,0 Hz
2 1 0	1010,0 Hz	1085,5 Hz	1113,0 Hz
3 1 0	1113,0 Hz	1169,0 Hz	-
4 1 0	1248,0 Hz	1305,0 Hz	1355,0 Hz
5 1 0	1393,5 Hz	1468,0 Hz	-
6 1 0	-	1634,5 Hz	-
7 1 0	1752,0 Hz	1795,5 Hz	-
0 0 1	1965,0 Hz	2093,0 Hz	1690,5 Hz
1 0 1	1980,5 Hz	2113,0 Hz	1712,0 Hz
2 0 1	2021,5 Hz	2145,5 Hz	1762,5 Hz
3 0 1	2081,5 Hz	2203,5 Hz	1844,0 Hz
4 0 1	2155,0 Hz	2262,0 Hz	1958,5 Hz
5 0 1	2255,0 Hz	2361,5 Hz	-

Tabelle 4.3: Eigenfrequenzen der Hohlraummoden von Satz 01, 09 und 06.

4.1.2.1 Abweichungen bei der Bestimmung der Eigenfrequenz

Wie in Abschnitt 2.3.2 beschrieben, existieren unterschiedliche Auffassungen darüber, welcher Radius bei der Berechnung der Eigenfrequenz von Umfangsmoden anzusetzen ist: i) Abstand vom Radmittelpunkt zum arithmetischen Mittelwert aus Innen- und Außenradius des Torus (wobei nicht klar ist, ob der „innere“ Radius im Tiefbett oder an einer anderen Stelle zu messen ist). ii) Abstand vom Radmittelpunkt zum Flächenschwerpunkt des Hohlraumquerschnitts.

Um diese Frage zu beantworten, werden vier Reifensätze paarweise miteinander verglichen: Die Reifensätze 01 und 09 unterscheiden sich in der Felgenreife (7,5 bzw. 6,5 Zoll), die Reifensätze 13 und 15 unterscheiden sich hingegen in der Reifenbreite (245 bzw. 225 mm). Sollte die Eigenfrequenz unabhängig von der Torus-Querschnittsform sein, so dürfte sich keine Veränderung innerhalb eines Paares ergeben. Im gegenteiligen Fall sollte die Eigenfrequenz von Reifensatz 01 gegenüber Reifensatz 09 zunehmen und die Eigenfrequenz von Reifensatz 13 gegenüber Reifensatz 15 abnehmen.

Um einen Einfluss durch geometrische Abweichungen zu vermeiden, wurden die wichtigsten Abmessungen der Räder und Reifen nachgemessen. Damit lässt sich eine Abschätzung für die Frequenz der $1|0|0$ -Mode nach Formel 2.3 angeben. Als relevantes Maß wird die Differenz zwischen gemessener und berechneter Frequenz ermittelt.

	Satz 01	Satz 09	Satz 13	Satz 15
Radius Felgentiefbett in mm	202,1	202,1	214,1	214,1
Radius Innerliner-Mitte in mm	301,5	301,5	298,5	302,5
Torusumfang (arithm.) in mm	1582,1	1582,1	1610,4	1622,9
Rechnung (30 °C) in Hz	220,8	220,8	216,9	215,2
Messung (30 °C) in Hz	220,9	221,8	216,3	215,4
Differenz (Msg.-Rchg.) in Hz	0,1	1,0	-0,6	0,2

Tabelle 4.4: Berechnete und gemessene Hohlraum-Eigenfrequenzen bei Variation von Felgen- und Reifenbreite.

Der Vergleich der verschiedenen Reifenbreiten (13 und 15) zeigt erwartungsgemäß, dass die Frequenz bei breitem Reifen nach unten abweicht (0,8 Hz). Die Variation der Radbreite hingegen zeigt ein eigenartiges Verhalten, denn hier weicht die Frequenz mit dem schmaleren Rad (Satz 09) nach oben ab (0,9 Hz). Da es sich um denselben Reifen handelt, können geometrische Effekte (Verlauf der Innenkontur etc.) ausgeschlossen werden. Als mögliche Erklärung hierfür kann auf die in Abschnitt 2.4 dargestellten

Wandverluste verwiesen werden. Bei Reifensatz 01 ist im Vergleich zu Reifensatz 09 durch das breitere Rad eine größere Wandfläche bei annähernd gleicher Querschnittsfläche vorhanden, Reifensatz 09 liegt näher an einem kreisrunden Querschnitt, bei dem die Verluste minimal sind [Scw15]S.626. Dementsprechend sind bei der Querschnittskontur von Reifensatz 13 (sehr breiter Reifen) die Verluste maximal und die gemessene Frequenz weicht am stärksten nach unten ab.

Daneben hat nach den Untersuchungen von Kundt [Kun68]S.371 auch die Oberflächenrauigkeit Einfluss auf die Schallausbreitung. Dadurch sind zusätzliche Abweichungen zu erwarten. Das zeigt sich bei den durchgeführten Versuchen z.B. darin, dass Reifensatz 06 ca. 2 Hz über Reifensatz 02 liegt, obwohl die relevanten Abmessungen identisch sind.

Analog zu den Ergebnissen in [Gun00]S.39 weichen die gemessenen Eigenfrequenzen gegenüber der rechnerischen Abschätzung meist nach oben ab. Deshalb wird in dieser Veröffentlichung nicht der arithmetisch gemittelte Radius verwendet, sondern ein „effektiver Radius“, der etwas geringer ist [Gun00]S.40. Warum der für die Frequenzberechnung relevante Radius kleiner als der arithmetisch gemittelte Radius ist, wird in [Gun00] nicht angegeben. Ein möglicher Grund dafür könnte in der gröberen bzw. raueren Oberfläche des Reifeninnerliners im Vergleich zur Oberfläche des Felgenbetts liegen: Reifenseitig sind die akustischen Grenzschichten nämlich dadurch etwas dicker, sodass die Phasengeschwindigkeits-Hauptachse in Umfangsrichtung etwas in Richtung Rad verschoben liegt.

In Summe bewegen sich jedoch alle Abweichungen im Rahmen $\ll 5$ Hz und liegen damit in der gleichen Größenordnung die geometrischen Abweichungen realer Räder gegenüber den theoretischen Abmessungen (die in der Praxis für die Frequenzabschätzung meist verwendet werden). Vor diesem Hintergrund scheint es sinnvoll, als einfaches Maß mit dem arithmetisch gemittelten Radius zu rechnen und diesen als unteren Grenzwert der Eigenfrequenz zu verstehen.

4.1.3 Ruhendes, belastetes System

Wird ein (ruhender) Reifen auf der Fahrbahn abgesetzt, so entsteht (in Abhängigkeit von Radlast und Reifenfülldruck) im Bereich der Aufstandsfläche eine Querschnittsverengung. Diese stellt einen neuen Symmetrie-Punkt für das System „Reifenhohlraum“ dar, die Rotationssymmetrie ist gebrochen. Nachfolgend wird zunächst das Verhalten bei der $1|0|0$ -Mode im Detail analysiert, danach werden höhere Ordnungen in Umfangsrichtung und schließlich mehrdimensionale Moden gesondert betrachtet.

Vorab sei noch ein Effekt erwähnt, der am Rande der Versuche mit dem hier im Detail analysierten Reifensatz 06 beobachtet, aber nicht systematisch untersucht wurde: Gegenüber der Messung mit freischwebendem Rad ergibt sich bei der Messung mit bloßer Berührung der Fahrbahn (ohne Radlast) eine Frequenzverschiebung der Hohlraummoden nach unten ($1|0|0$ -Mode: -3 Hz) sowie eine signifikante Amplitudenabnahme. Beides trifft ebenso auf die Reifenstrukturmoden (< 200 Hz) zu, wobei diese bei freischwebendem Rad sehr gut sichtbar, bei Fahrbahnkontakt jedoch nicht mehr so klar erkennbar sind. Offenbar stört schon der reine Fahrbahnkontakt das freie Ausschwingen der Reifenstruktur und die Anregung bzw. Ausbreitung im Torus deutlich. Dies führt erwartungsgemäß zu einer Amplitudenabnahme. Die Frequenzabsenkung der Hohlraummoden mag mit den bei Fahrbahnkontakt nicht mehr frei mitschwingenden Hohlraumwänden zu tun haben (vgl. die in Abschnitt 2.4 wiedergegebenen Untersuchungen aus [Chi58]S.97).

4.1.3.1 Umfangsmode erster Ordnung

Wie in Abschnitt 2.3.3 erläutert, bilden sich in Umfangsrichtung zwei $1|0|0$ -Moden, die jeweils eine symmetrische Lage zur Aufstandsfläche aufweisen. Eine Mode weist im Bereich der Aufstandsfläche einen Schalldruckbauch und einen Schallschnelleknoten auf, bei der zweiten Mode verhält es sich gegenteilig. In Bezug auf die Kraftschwankungen, die über den Radträger ins Fahrzeug eingeleitet werden, stellt sich die erstgenannte Mode als Vertikalmode mit etwas erhöhter Frequenz dar, die zweitgenannte als Horizontalmode mit etwas verringerter Frequenz.

Der Nachweis dieser beiden Moden lässt sich sehr einfach durch Ortsvariation von Anregung und Schalldruckmessung im Torus führen. Die Bezeichnung der Anregungs- und Messpositionen entspricht der in Abbildung 3.7 festgelegten Konvention. Abbildung 4.5 zeigt das Ergebnis für drei unterschiedliche Anregungs- bzw. Messpositionen:

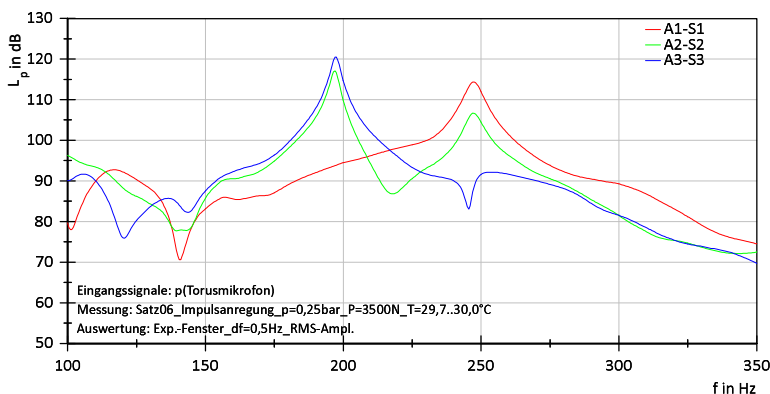


Abbildung 4.5: Anregung und Messung von Horizontal- und Vertikalmode von Satz 06 an verschiedenen Positionen (Einfederung: ca. 66 mm).

Bei vertikaler Anregung und Messung an Position 1 (A1-S1) wird im relevanten Frequenzbereich nur eine Amplitudenspitze bei 247 Hz gemessen. Der Sensor befindet sich in einem Schalldruckbauch der Vertikalmode und in einem Schalldruckknoten der Horizontalmode. (Letztere wird bei dieser Konfiguration kaum angeregt und ist an Position S1 nicht messbar.) Ganz offensichtlich kann also diese Amplitudenspitze der Vertikalmode zugeordnet werden. Ebenso lässt sich dies bei horizontaler Anregung und Messung an Position 3 (A3-S3) erklären: Hier wird nur bei 197 Hz eine Amplitudenspitze gemessen, die eindeutig der Horizontalmode zuordenbar ist. Erwartungsgemäß lassen sich dann bei A2-S2 beide Moden (jeweils mit etwas verringerter Amplitude) nachweisen.

Verschiebt man die Anregungsposition an die Stelle A2 und misst wiederum bei A1, (A2) und A3, ergibt sich dasselbe Bild wie oben dargestellt: Das beweist, dass das System tatsächlich latschsymmetrisch ist, d.h. nicht die Position der Anregung ist für die Ausrichtung der Mode(n) ausschlaggebend, sondern allein die Torusgeometrie (vgl. Anhang A).

Um das abplattungsbedingte Aufspalten in Horizontal- und Vertikalmode zu untersuchen, wird ein Reifen (Satz 06) in sehr kleinen Schritten eingefedert. Die Anregung erfolgt durch einen Impulshammer, Anregungs- und Sensorposition sind so gewählt, dass beide Moden angeregt und gemessen werden können (A2-S2, vgl. Abbildung 3.7). Der Reifendruck beträgt 1,0 bar. Die Temperatur nimmt über alle Messungen hinweg leicht zu (29,5 bis 32,0 °C), deshalb findet eine nachträgliche Temperaturkorrektur auf 30,0 °C statt. Ausgehend von 0 mm Einfederung (der Reifen berührt gerade eben die Fahrbahnoberfläche) wird diese stufenweise erhöht.

Einfederung und korrespondierende Radlast sind in der folgenden Tabelle aufgeführt:

Einf. [mm]	Radlast [N]	Einf. [mm]	Radlast [N]	Einf. [mm]	Radlast [N]
1	80	9	720	17	1500
2	160	10	810	18	1600
3	180	11	900	19	1700
4	260	12	1000	20	1800
5	350	13	1100	30	2970
6	440	14	1200	40	4200
7	530	15	1300	50	5590
8	620	16	1400	60	7100

Tabelle 4.5: Einfederung und Radlast bei Untersuchung der Aufspaltung am belasteten Reifen.

In Abbildung 4.6 sind die gemessenen Frequenzen der beiden Moden als Funktion der absoluten bzw. relativen⁷ Einfederung eingetragen:

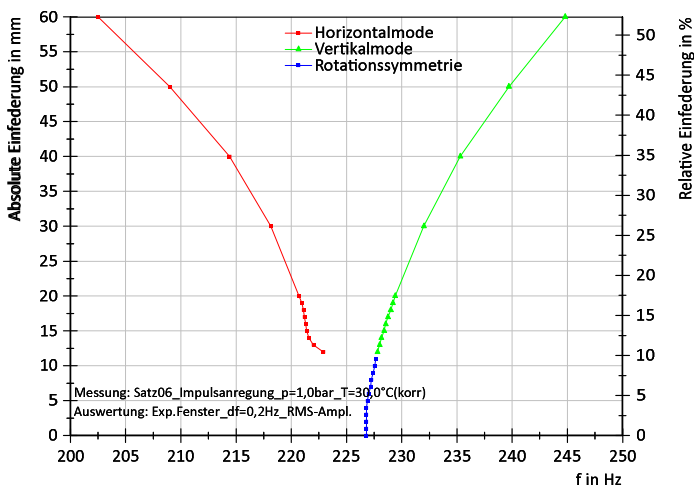


Abbildung 4.6: Gemessene Frequenzen von Horizontal- und Vertikalmode in Abhängigkeit von der Einfederung des Reifens.

⁷ Die relative Einfederung bezieht sich auf den Abstand zwischen Reifen-Innenliner und Felgentiefbett.

Die Messungen zeigen, dass ein Aufspalten in Horizontal- und Vertikalmode nicht bei beliebig kleiner Einfederung erfolgt. Der Übergang vom rotations-symmetrischen zum latschsymmetrischen Hohlraum ist demnach nicht kontinuierlich (wie es der Ansatz in [Tho95]S.8 und die Simulation in [Bed09]S.502 suggerieren), sondern geschieht sprunghaft erst bei Überschreiten einer „Empfindlichkeitsschwelle“ (in diesem Fall ca. 13 mm bzw. 10 % Einfederung)⁸. Zwar deutet sich bei der Horizontalmode bei geringer Einfederung eine Annäherung („Abknicken“ bei ca. 13 und 14 mm Einfederung) an die Frequenz der Vertikalmode an, bei den dazwischenliegenden Frequenzen lässt sich diese aber messtechnisch nicht nachweisen. Das korrespondiert mit den Messergebnissen in [Tho95]S.9 – hier ist bei drei von vier Reifen erst ab 0,5 Zoll (12,7 mm) Einfederung ein Aufspalten nachweisbar⁹. Auch bei den anderen in dieser Weise untersuchten Reifensätzen (01 und 03) stellt sich dies so dar. Dieser sprunghafte Übergang deutet sich auch durch stark abnehmende Amplituden im Übergangsbereich (12 mm Einfederung) an (siehe Erläuterung zu Abbildung 4.7).

Die Frequenzverschiebung der Vertikalmode ist deutlich geringer als die der Horizontalmode, außerdem scheint die Vertikalmode aus der Mode des unbelasteten Systems hervorzugehen, wohingegen die Horizontalmode als neue Mode hinzuzukommen scheint. Die Querschnittsverengung im Latsch hat also auf die Moden einen unterschiedlich ausgeprägten Einfluss, das deutet auf unterschiedliche Ursachen bzw. Wirkmechanismen für die Frequenzverschiebung hin.

Zur Erklärung dieser Frequenzaufspaltung existieren mehrere Ansätze: In [Fen09]S.2 bzw. [Fen11]S.12 wird argumentiert, dass sich der Reifen infolge der Einfederung in vertikaler Richtung stauche und in horizontaler

⁸ Das lässt sich im Übrigen auch bei der Hohlraummode dritter Ordnung beobachten (Aufspalten ab ca. 11 mm Einfederung). (Bei zweiter und vierter Ordnung lässt sich das Aufspalten aufgrund der Position des Mikrofons (Schalldruckknoten) nicht messen.)

⁹ Beim vierten Reifen wird bei kleinerer Einfederung (6,35 mm) ein Frequenzabstand von nur 0,4 Hz gemessen. (Das wirft die Frage auf, ob es sich dabei tatsächlich um zwei unterschiedliche Moden handelt.)

Richtung dehne. Demzufolge sinke die Frequenz der Horizontalmode und die der Vertikalmode steige. Dieser Ansatz ist jedoch aus zwei Gründen nicht plausibel:

- Erstens ist die Stauchung in vertikaler Richtung wesentlich größer als die (kaum vorhandene!) Dehnung in horizontaler Richtung. Demnach müsste die Frequenzzunahme der Vertikalmode sehr groß, die Frequenzabnahme der Horizontalmode hingegen verschwindend gering sein. Es ist aber genau das Gegenteil der Fall.
- Zweitens ist die Vorstellung, dass die kürzeste Entfernung („Luftlinie“) von den charakteristischen Punkten der Mode (in diesem Fall wurde auf die Schalldruckbäuche referenziert) von Bedeutung sei, physikalisch nicht sinnvoll. Beide Moden sind stehende Wellen im torusförmigen Reifenhohlraum, es müssen per se die Wellenfronten beider Moden um den gesamten Torus laufen und dessen Umfang (d.h. die „Rohrlänge“) wird nicht verändert¹⁰ – sonst bildet sich gar keine stehende Welle aus. Insofern spielt die kürzeste Entfernung der charakteristischen Punkte gar keine Rolle und die Frequenzverschiebung kann so nicht erklärt werden.

Eine andere Erklärung könnte darin liegen, dass sich an der Engstelle im Latsch eine reflektierende und eine transmittierende Welle mit unterschiedlichen Frequenzen bilden. Das ist allerdings aus zwei Gründen unwahrscheinlich:

- Erstens würde sich die Frequenz der reflektierten Welle in etwa halbieren, denn für diese ergäbe sich ein beidseitig geschlossenes Rohr (Endpunkte links- bzw. rechtsseitig im Latschbereich).
- Zweitens ist bei den üblicherweise betrachteten Querschnittsverengungen der reflektierte Anteil laut [Klm09]S.42 sehr gering, sodass diese Welle nur sehr kleine Amplituden erreichen würde

¹⁰ Davon abgesehen würde eine Veränderung der „Rohrlänge“ beide Moden gleichartig beeinflussen.

(transmittierter Energieanteil bei Querschnittshalbierung immer noch > 80 %).

Ein weiterer Ansatz wird, wie in Abschnitt 2.3.3 erwähnt, in [Tho95] präsentiert. Es wird eine Berechnungsformel zur Abschätzung der beiden Eigenfrequenzen hergeleitet. Dabei modelliert der Autor den Torus aus drei Rohrstücken, vereinfacht also die Querschnittsverengung im Latsch zu einem Rohrstück konstanten Durchmessers, der durch (abrupte¹¹) Querschnittssprünge mit den zwei anderen Teilrohren verbunden ist. Über eine analytische Betrachtung der Schalltransmission durch die Querschnittsverengung kommt er zu einer Abschätzung der beiden Eigenfrequenzen. Diese Abschätzung verknüpft die Frequenz mit der „Toruslänge“, der Latschlänge und der relativen Querschnittsverengung.

Bei dieser Frage lohnt sich der Blick in die akustische Phonetik, denn dort ist eine sehr ähnliche Problematik bekannt: Die stehenden Wellen im Vokaltrakt (Formanten) werden durch Verengungen bzw. Erweiterungen des Vokaltrakt-Querschnitts in ihrer Frequenzlage beeinflusst (sog. Formantverschieber). Nachdem man zunächst unterschiedliche Formanten mit Hilfe von durch Engstellen getrennten Vokaltraktbereichen (d.h. mehrere Resonanzvolumina mit Verbindungskanälen) zu erklären versuchte, ging man dazu über, den Vokaltrakt als Gesamtsystem zu betrachten und die Webster'sche Horngleichung auf die Querschnittsverengungen anzuwenden (hier ist besonders die Arbeit von Gerold Ungeheuer [Ung62] zu nennen). So konnte man ein wesentlich besseres Verständnis für die Verhältnisse im Vokaltrakt entwickeln und die Formantfrequenzen umfassender berechnen. Dabei ist eine interessante Systematik festzustellen, die in verschiedenen Arbeiten (z.B. [Chi58]S.151, [Ree99]S.134, [Dar03]S.25 und [Hes06]S.15) beschrieben ist und wie folgt zusammengefasst werden kann:

¹¹ Die von der Realität abweichende Annahme eines abrupten Querschnittsprungs ist für große Helmholtzzahlen (d.h. $\lambda \gg r$) zulässig ([Ehr03.2]S.139 und [Sin14]S.408). Allerdings stellt sich dann die Frage der korrekten Latschlänge, d.h. wo genau die abrupte Querschnittsverengung bei der Berechnung positioniert wird.

Eine Querschnittsverengung im Bereich eines Schalldruckbauchs (Schallschnelleknoten) führt zu einer Erhöhung der jeweiligen Resonanzfrequenz. Eine Querschnittsverengung im Bereich eines Schallschnellebauchs (Schalldruckknoten) führt zu einer Absenkung der jeweiligen Resonanzfrequenz. In [Dar03]S.25 wird außerdem festgestellt: „Die Knoten der stehenden Wellen $[p(t)=0$ bzw. $v(t)=0]$ sind zugleich Stellen maximaler Empfindlichkeit der Formantfrequenzen gegenüber Querschnittsveränderungen.“ [Ree99] S.134 erklärt diese Tatsache folgendermaßen: „Jede Verengung an einer Stelle, bei der der „normale“ Luftdruck herrscht [...] (Anm.: d.h. bei einem Schalldruckknoten), behindert die dort schnell strömenden Luftmoleküle und senkt die entsprechende Resonanzfrequenz. Umgekehrt erhöht sich die Resonanzfrequenz, wenn eine Röhre [...] an solch einer Stelle weiter ist.“ Obwohl der Vokaltrakt auf den ersten Blick ein völlig anderes physikalisches System ist, deckt sich diese Systematik exakt mit dem in [Tho95] beschriebenen und allgemein beobachtbaren Verhalten der Hohlraummoden: Die Frequenz der Horizontalmode (Schallschnellemaximum im Latsch) nimmt mit der Einfederung ab, die der Vertikalmode (Schallschnelleknoten im Latsch) nimmt zu.

Der Einfluss von Querschnittsverengungen in Rohren auf die Frequenz von Hohlraummoden (in Längsrichtung) wird in [Mes10] analytisch und numerisch gelöst. Dabei zeigt sich dasselbe Verhalten wie oben beschrieben [Mes10]S.431: Die Frequenz von Hohlraummoden mit einem Schalldruckbauch im Bereich der Querschnittsverengung nimmt zu; Die Frequenz von Hohlraummoden mit einem Schallschnellebauch im Bereich der Querschnittsverengung nimmt ab¹².

Der Ansatz von [Tho95] wird also durch Untersuchungen aus anderen Fachbereichen bestätigt. Rechnung und Messung stimmen zwar laut Autor gut

¹² Da der Autor ein beidseitig geschlossenes Rohr untersucht (Schallschnelleknoten an den Abschlüssen), existiert für jede Ordnung nur eine Mode. Ungerade Ordnungen weisen einen Schalldruckknoten (vgl. Horizontalmode), gerade Ordnungen einen Schalldruckbauch (vgl. Vertikalmode) im Bereich der Querschnittsverengung auf.

überein und das trifft bzgl. der absoluten Fehler auch zu [Tho95]S.9. Allerdings ergibt sich eine doch nicht ganz unbedeutende Abweichung: Laut Rechnung spalten die Eigenfrequenzen von Vertikal- und Horizontalmode annähernd symmetrisch auf. Bei den Kontrollmessungen ändert sich die Frequenz der Horizontalmode jedoch – analog zu den in [Bed09]S.502 und den hier vorgestellten Ergebnissen – deutlich stärker als die der Vertikalmode. Dieses Verhalten wird in [Mes10] wesentlich exakter beschrieben, wobei Wandverluste explizit nicht berücksichtigt sind [Mes10]S.422:

- Die Frequenz von Moden mit einem Schalldruckknoten an der Engstelle nimmt stark ab (fast exponentiell). Der Ortsverlauf des Schalldrucks wird deutlich gestört [Mes10]S.433.
- Die Frequenz von Moden mit einem Schalldruckbauch an der Engstelle nimmt schwächer zu (fast linear). Der Ortsverlauf des Schalldrucks erfährt nur geringe Abweichungen vom Rohr ohne Engstelle [Mes10]S.433.

Die Aufstandsfläche ist, wie erwähnt, für beide Moden (Schallschnellebauch bzw. Schalldruckbauch) ein Bereich „maximaler Empfindlichkeit“ [Dar03]S.25 und zwar auch in Bezug auf die Wandverluste. Insofern spielen auch diese für die Frequenzlage der beiden Moden eine Rolle:

- Für die Horizontalmode sind besonders die viskosen Reibungsverluste von Bedeutung (Schallschnellebauch, hohe Molekülgeschwindigkeiten). Das bestätigt [Fan60]S.34: „Rechnungen haben gezeigt, dass die Partikelgeschwindigkeiten in schmalen Verengungen so groß sein können, dass eine beträchtliche, nichtlineare Zunahme der Reibungswiderstände bei niedrigen Frequenzen bewirkt wird.“ Da der Schallfluss über dem Umfang konstant ist, muss bei abnehmender Querschnittsfläche die Schallschnelle zunehmen, sie wird mit zunehmender Einfederung größer.

- Für die Vertikalmode hingegen sind insbesondere die thermischen Wandverluste von Bedeutung (Schalldruckbauch, hohe Verweildauer der Moleküle, hohe Schalltemperatur, vgl. [Cre90]S.221f).

In Summe sind also die Querschnittsverengung an sich sowie zusätzlich der dort wirkende Einfluss der Wandverluste für die Frequenzaufspaltung von Vertikal- und Horizontalmode verantwortlich.

Nachfolgend sind die Verstärkungsfunktionen für verschiedene Einfeldstufen dargestellt (Anregung A2-S2, vgl. Abbildung 3.7):

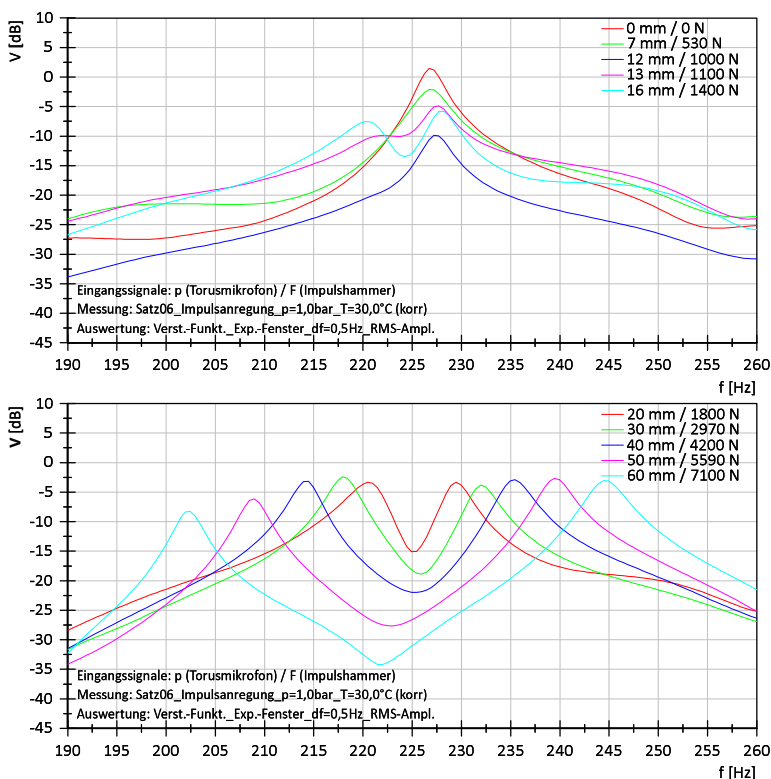


Abbildung 4.7: Verstärkungsfunktion von Satz 06 bei Variation der Einfeldung (A2-S2).

Im oberen Diagramm sind zunächst moderate Einfederungen zu sehen. (Der Übersichtlichkeit wegen sind nicht alle gemessenen Einfederungen dargestellt.) Wie schon ausgeführt, lässt sich die Horizontalmode (niedrigere Frequenz) erst ab ca. 13 mm Einfederung erkennen. Bei geringerer Einfederung ist nur eine Veränderung der Amplitude festzustellen, wobei dies in Stufen geschieht: Von 0 auf 1 mm nimmt die Amplitude um ca. 1,5 dB ab. Bis zu einer Einfederung von 5 mm bleibt die Amplitude konstant, ab 6 mm nimmt diese dann kontinuierlich ab. Bei einer Einfederung von 12 mm erreicht die Amplitude ein deutliches Minimum¹³. Die Frequenz bleibt bis zu einer Einfederung von 13 mm nahezu unverändert.

Bei Annäherung an das latschsymmetrische System werden offensichtlich die Ausbreitungsbedingungen im Torus immer ungünstiger, jede Abweichung von der Rotationssymmetrie stört die Fortpflanzung von Schallwellen. Das System Reifenhohlraum wechselt abrupt in die Latschsymmetrie, wenn die Ausbreitungsbedingungen für diesen Modus (d.h. zwei Moden) günstiger sind als für eine Mode. Ein Zwischenzustand existiert hier offenbar nicht. (Anmerkung: Da Anregung und Messung bei A2-S2 erfolgen, liegt die Mode bei Rotationssymmetrie verdreht gegenüber den Moden bei Latschsymmetrie. Aus diesem Grund ist der Wechsel relativ gut auch in den Amplituden sichtbar.)

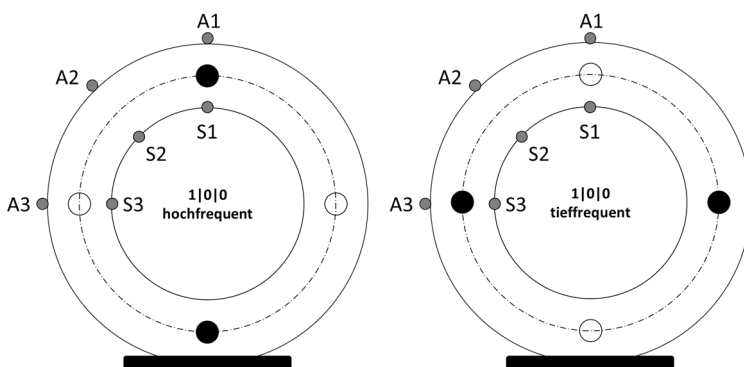
Bei Einfederungen > 13 mm nehmen die Amplituden wieder leicht zu und verharren bis zu sehr großen Einfederungen auf einem gleichbleibenden Niveau. Die Frequenzaufspaltung geschieht, wie erwartet, einfederungsabhängig. Bei sehr hohen Einfederungen nimmt die Amplitude der Horizontalmode (wohl infolge der zunehmenden viskosen Wandverluste im Latschbereich) leicht ab.

¹³ Das betrifft das gesamte Spektrum im Reifenhohlraum, nicht nur die Hohlraummoden.

4.1.3.2 Umfangsmoden höherer Ordnung

Die zuvor beschriebenen Effekte sollten grundsätzlich auch bei Umfangsmoden höherer Ordnung zu beobachten sein. Allerdings ist zu untersuchen, ob sich die Einfederung des Reifens auf alle Ordnungen gleichermaßen auswirkt und inwieweit die aufspaltenden Moden identifiziert werden können.

Um auch bei höheren Ordnungen die aufspaltenden Moden identifizieren zu können, werden drei unterschiedliche Positionen¹⁴ bei drei unterschiedlichen Einfederungen bzw. Fülldrücken untersucht. Die nachfolgende Abbildung 4.8 zeigt die Lage der Schalldruckknoten und -bäuche für die aufspaltenden Moden sowie die Anregungs- und Messpositionen für die ersten vier Ordnungen. In Abbildung 4.9 sind dann die Messergebnisse dieser Untersuchung dargestellt.



¹⁴ Zwischen den drei einzelnen Konfigurationen lassen sich z.T. ganz leichte Frequenzverschiebungen erkennen (z.B. zwischen A1-S1 und A2-S2 bzw. A3-S3). Das kann darauf zurückgeführt werden, dass der Reifen zur Darstellung verschiedener Sensorpositionen zwischen den Messungen auf dem recht unebenen Trommelbelag (Waschbeton 0/16) bei fixierter Radführung verdreht wird. Dadurch ist die reale Einfederung bei den Messungen geringfügig unterschiedlich.

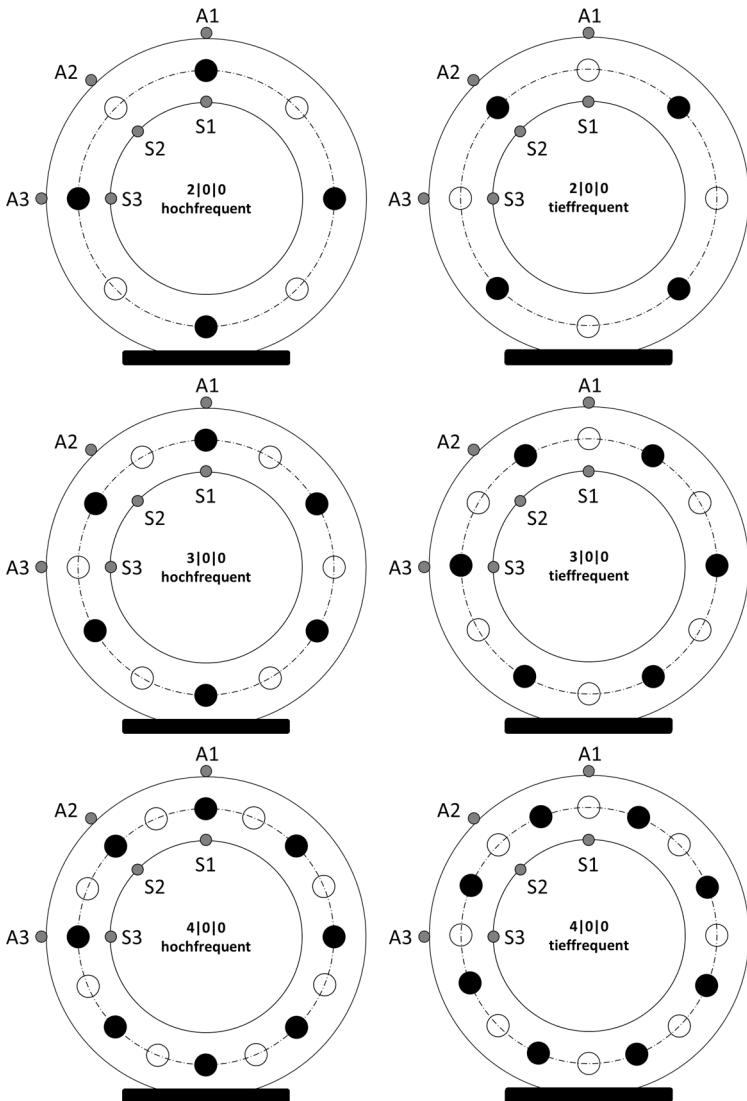


Abbildung 4.8: Lage von Schalldrucknoten \circ und -bäuchen \bullet für die ersten vier Ordnungen von Hohlraummoden in Umfangsrichtung.

4 Untersuchung der Hohlraummoden

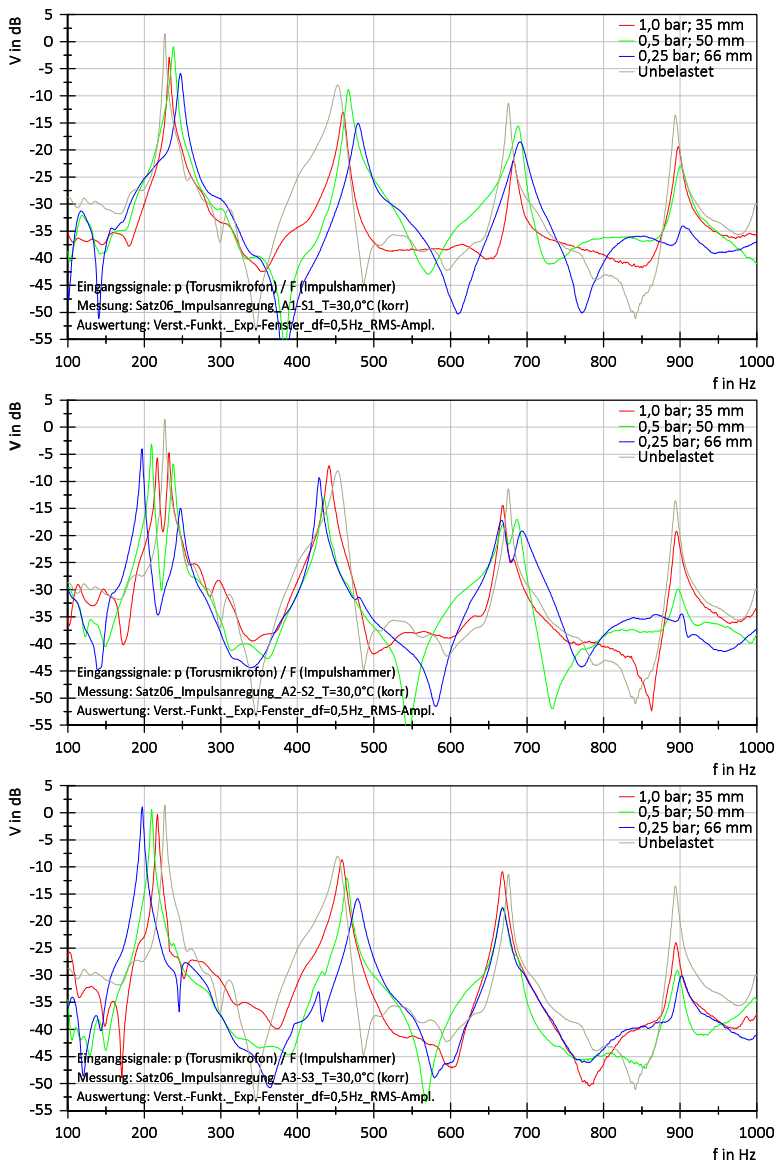


Abbildung 4.9: Verstärkungsfunktion von Satz 06 für höhere Ordnungen (Oben: A1-S1; Mitte: A2-S2; Unten: A3-S3).

Wie im vorherigen Abschnitt schon beschrieben, wird im Bereich der $1|0|0$ -Moden bei A1-S1 die höherfrequente Mode angeregt, bei A3-S3 die niederfrequente Mode. A2-S2 führt zur Anregung beider Moden. Deutlich ist die Frequenzaufspaltung durch die Einfederung erkennbar.

Bei der zweiten Ordnung ($2|0|0$) führen erwartungsgemäß A1-S1 und A3-S3 zu identischen Ergebnissen, da in beiden Fällen die höherfrequente Mode mit Druckbauch im Latsch angeregt wird. Bei A2-S2 wird dann die niederfrequente Mode angeregt. Auch hier ist eine starke Frequenzaufspaltung erkennbar, wobei erwartungsgemäß ein Druckknoten im Latsch zu einer Absenkung und ein Druckbauch im Latsch zu einer Anhebung führt. Im Gegensatz zu den $1|0|0$ -Moden fällt gegenüber dem unbelasteten Reifen die Frequenzerhöhung stärker aus als die Frequenzabsenkung. Diese Beobachtung stimmt mit den Aussagen in [Mes10]S.431 überein.

Im Bereich der $3|0|0$ -Moden herrscht bzgl. der Anregungspositionen eine ähnliche Situation wie bei den $1|0|0$ -Moden: A1-S1 regt die höherfrequente, A3-S3 die niederfrequente Mode an. Bei A2-S2 werden beide Moden angeregt. Wie bei der zweiten Ordnung findet die Frequenzaufspaltung stärker zu höheren Frequenzen statt, allerdings nimmt der Frequenzabstand deutlich ab. Die Knotenanzahl nimmt bei höheren Ordnungen natürlich zu, die Querschnittsverengung im Latsch bleibt aber nur auf einen konstanten Bereich des Umfangs beschränkt. Offensichtlich nimmt deshalb die Wirkung dieser einen Querschnittsverengung bei höheren Ordnungen ab, sodass die Frequenzaufspaltung geringer ausfällt.

Bei der höchsten hier dargestellten Ordnung ($4|0|0$) ist per Messung bei keiner Konfiguration ein Aufspalten feststellbar. Selbst bei zusätzlich durchgeführten Messungen mit deutlich mehr Anregungspositionen (weitere 15 Punkte zwischen A1 und A3) kann kein Aufspalten von Moden höherer Ordnungen (> 3) identifiziert werden. Es ist lediglich eine leichte Frequenzerhöhung zu beobachten, die sich übrigens auch bei noch höheren Ordnungen wiederfindet (vgl. z.B. 1120, 1340 und 1560 Hz in Abbildung 4.10). Die Breite der Amplitudenspitzen nimmt z.T. deutlich zu. Vermutlich werden

beide Moden angeregt und gemessen, sie sind jedoch messtechnisch nicht mehr einzeln auflösbar¹⁵.

4.1.3.3 Mehrdimensionale Moden

Zum Schluss soll noch ein kurzer Blick auf mehrdimensionale Moden geworfen werden. Bei Moden mit axialen und radialen Anteilen ist nämlich ein etwas anderes Bild zu erwarten, da die Querschnittsverengung im Latsch lediglich in einem bestimmten Bereich die Wellenlängen verringert (radial) bzw. vergrößert (axial).

Um den Einfluss der Abplattung auf die mehrdimensionalen Moden zu analysieren, wird eine Messung mit im Latschbereich positioniertem Schall-drucksensor (A2-S4) durchgeführt:

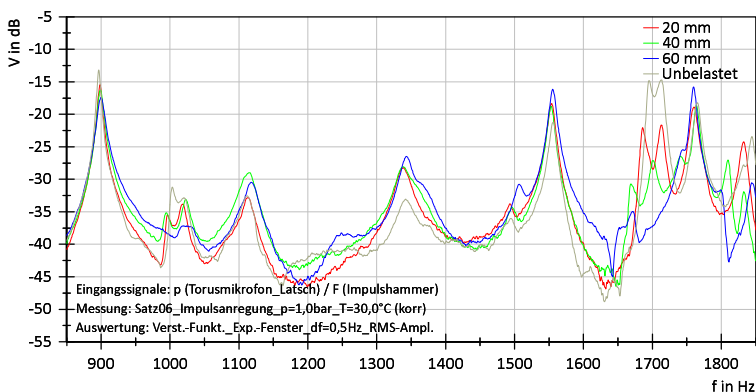


Abbildung 4.10: Verstärkungsfunktion von Satz 06 für mehrdimensionale Moden bei Variation der Einfederung (A2-S4).

¹⁵ Die Anregung mit einem Impulshammer ist nur idealisiert betrachtet punktförmig. In der Realität wird immer ein größerer Bereich des Reifens angeregt. Die Knotenpunkte der beiden Moden liegen bei höheren Ordnungen sehr nah beieinander, deshalb ist von einer gleichzeitigen Anregung beider Moden auszugehen.

Bei der 0|1|0-Mode (ca. 1000 Hz) ergibt sich eine sehr kleine Frequenzverschiebung nach unten, die vermutlich auf eine Verbreiterung im Latschbereich zurückzuführen ist. Bei der 1|1|0-Mode (ca. 1020 Hz) ergibt sich durch die Kopplung mit der Umfangsrichtung eine Frequenzzunahme. Bei 60 mm Einfederung bilden sich beide Moden aber nicht mehr klar aus.

Bei Moden mit radialem Anteil (um 1700 Hz) zeigt sich eine Frequenzabsenkung, ähnlich wie bei der Variation des Fülldrucks (vgl. Abschnitt 4.3.1) und auch vergleichbar mit Konfiguration A2-S2 (Messposition außerhalb vom Latsch, vgl. Anhang A). Da die Querschnittsfläche über der Latschlänge eine stetig veränderte Form hat, ist hier eine klare Ausbildung von Radialmoden (mit höherer Frequenz) wohl nicht möglich. Stattdessen werden die Radialmoden des nicht eingefederten Torusabschnitts gemessen. Deren Frequenz nimmt ab, weil sich durch die Einfederung der Abstand zwischen Reifengürtel und Rad außerhalb der Aufstandsfläche leicht erhöht.

4.1.4 Rotierendes System

Vor der Betrachtung des besonders wichtigen rollenden Systems soll eine kurze Untersuchung des rotierenden Systems geschehen. Der nächste Abschnitt wird zeigen, dass dieser Zustand nicht von rein akademischem Interesse ist, sondern durchaus eine Praxisrelevanz hat.

Die Untersuchung des rotierenden Systems (unbelastet) mit einer realitätsnahen Anregung gestaltet sich schwierig, sofern ganz auf einen Reifen-Fahrbahn-Kontakt verzichtet werden soll. Abschnitt 4.1.3 zeigt aber, dass sich der Torus bei Einfederungen $< 10\%$ wie ein unbelastetes System verhält. Es ist also zulässig, bei sehr geringen Einfederungen von Rotationssymmetrie (d.h. unbelasteter Reifen) auszugehen.

Nachfolgend ist ein Auslaufversuch bei einer Radlast von 900 N und einem Fülldruck von 4,0 bar dargestellt (Einfederung: ca. 4 mm; $< 5\%$):

4 Untersuchung der Hohlraummoden

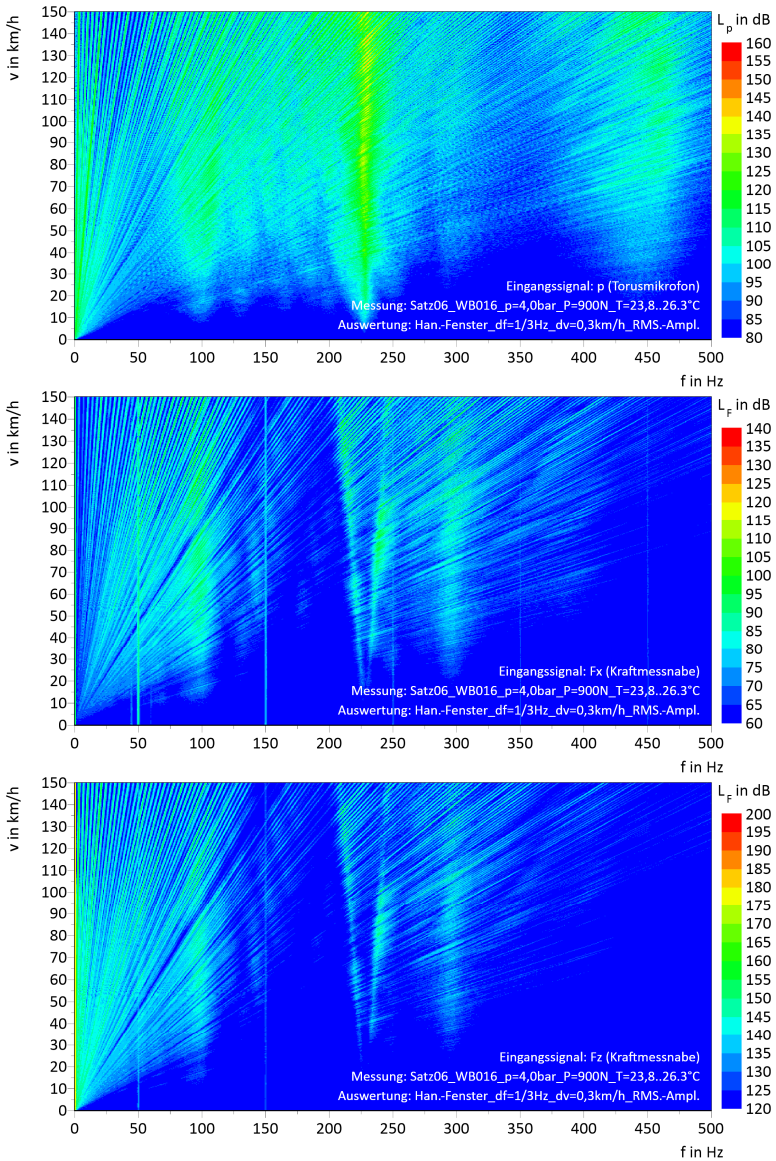


Abbildung 4.11: Torusgeräusch (oben), Längskraft (Mitte) und Vertikalkraft (unten) bei Ausrollversuch 150-0 km/h. Radlast: 900 N; Reifendruck: 4,0 bar.

In den Diagrammen lassen sich zwei wesentliche Eigenschaften erkennen (bezogen auf die 1|0|0-Mode):

1. Im Torus ist über den gesamten Geschwindigkeitsbereich hinweg nur eine Frequenz messbar (ca. 230 Hz). An der Kraftmessnabe¹⁶ hingegen sind zwei Frequenzen messbar, die mit der Raddrehfrequenz aufspalten.
2. An der Kraftmessnabe lässt sich keine spezifische Richtungsabhängigkeit der beiden aufspaltenden Frequenzen erkennen. Die geschwindigkeitsabhängige Verteilung beider Seitenarme ist in x- und z-Richtung identisch.

Für den Zustand „Rotation“ bzw. „Rollen mit sehr geringer Radlast“ existiert bei allen Fahrgeschwindigkeiten im Reifeninneren offensichtlich nur eine Mode, welche reifenfest ist (Sensor misst nur eine Frequenz), d.h. mitrotiert. Da sich eine Wellenfront der stehenden Welle mit der Strömung ausbreitet, die andere Wellenfront sich jedoch in einer der Strömung entgegengesetzten Richtung ausbreitet, werden im ruhenden System (Kraftmessnabe) erwartungsgemäß zwei Frequenzen gemessen, die mit der Fahrgeschwindigkeit aufspalten. Hohlraummoden höherer Ordnung (2|0|0-Mode bei ca. 450 Hz, hier durch Wechselwirkung mit der Struktur recht undeutlich) sind, wie zu erwarten, an der Kraftmessnabe nicht messbar.

4.1.5 Rollendes System

Wird der belastete Reifen nun im rollenden Zustand betrachtet, so ergeben sich völlig neue Verhältnisse, da beide bisher behandelten systemverändernden Einflüsse (Einfederung und Rotation) simultan auftreten.

¹⁶ Die senkrechten Linien (z.B. bei 50 Hz und 150 Hz) sind Einstreuungen vom Stromnetz und nicht von Bedeutung.

Insbesondere ist die Frage zu klären, welche Moden sich im Reifenhohlraum ausbilden können und wie sich diese im ruhenden Beobachtersystem (d.h. außerhalb des Reifenhohlraums) darstellen.

4.1.5.1 Strömungen der Reifeninnenluft

Der Analyse der Messungen sind einige Informationen über den Einfluss der lokalen Querschnittsverengung im Latsch vorangestellt: Wie in den Abschnitten 2.3.4 und 4.1.4 gezeigt, bewegt sich die Luft mit identischer Geschwindigkeit wie der rotierende Reifen. Zwischen Reifen und Luft gibt es somit keine Relativbewegung. Wenn der Reifen allerdings auf der Fahrbahn abrollt, entsteht in der Aufstandsfläche eine Querschnittsverengung, die ortsfest ist (nicht reifenfest). Die rotierende (reifenfeste) Innenluft muss diese Engstelle durchströmen. Dadurch ergibt sich (siehe Abschnitt 2.3.5) eine instationäre Strömung der Reifeninnenluft¹⁷. Diese wurde in [Scu81] eingehend an einem Reifen der Dimension 215/75 R15 untersucht. Abbildung 4.12 zeigt den geglätteten Betrag der relativen Strömungsgeschwindigkeit der Reifeninnenluft über dem Raddrehwinkel:

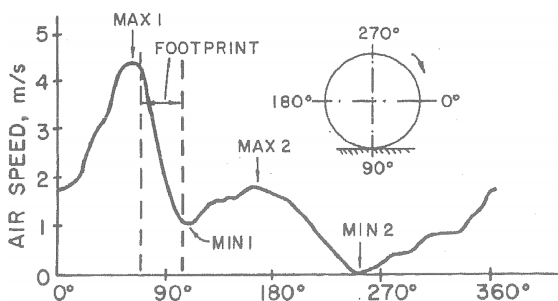


Abbildung 4.12: Relative Strömungsgeschwindigkeit der Reifeninnenluft als Funktion der Winkelposition [Scu81]S.4.

¹⁷ Die Relativbewegung der Reifeninnenluft ist wohl auch die Erklärung für die in [Tor06]S.74 beobachtete Diskrepanz zwischen berechneter und gemessener (Hydrophon) Raddrehfrequenz. (Dies hängt darüber hinaus von der Mikrofonposition ab, da die relative Strömungsgeschwindigkeit zu den Hohlraumwänden hin abnimmt.)

Zu beachten ist, dass mit dem in [Scu81] verwendeten Hitzdraht-Anemometer lediglich der Betrag der Strömungsgeschwindigkeit, nicht aber deren Richtung bestimmt werden kann. Ob die positiv dargestellten Geschwindigkeitsmaxima tatsächlich in positive Drehrichtung zeigen, ist also nicht zweifelsfrei erkennbar.

Ausgehend von diesen Untersuchungen stellt sich die Frage, welchen Einfluss die instationäre Luftströmung auf Schalldruckmessungen im Torus hat. Dieser Zusammenhang findet sich im hydrodynamischen Druck bzw. Staudruck (Gleichung von Bernoulli) einer Strömung wieder und ist definiert durch [Czi12]S.E152:

$$p_{dyn} = \frac{1}{2} \rho v_{Str}^2 \quad (4.1)$$

mit: p_{dyn} Hydrodynamischer Druck in Pa
 ρ Dichte in kg/m^3
 v_{Str} Strömungsgeschwindigkeit in m/s

Damit lassen sich die zu erwartenden dynamischen Druckspitzen in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit abschätzen:

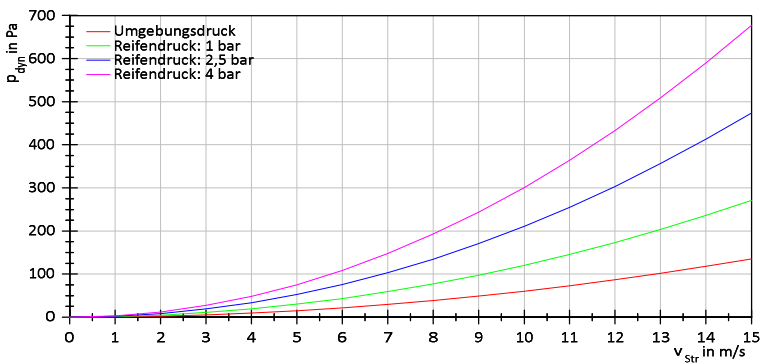


Abbildung 4.13: Abhängigkeit des hydrodynamischen Drucks von der Strömungsgeschwindigkeit für Luft bei 20 °C.

Die in [Scu81] gemessenen maximalen Strömungsgeschwindigkeiten erreichen je nach Einfederung und Drehgeschwindigkeit knapp 10 m/s (wobei keine extremen Einfederungen untersucht werden). Für typische, realitätsnahe Betriebsbedingungen sind am Torusmikrofon bei den üblichen Reifendruckdrücken (um 2,5 bar) folglich dynamische Druckspitzen von bis zu 200 Pa zu erwarten. Bei starker Einfederung (wie z.T. in der vorliegenden Arbeit untersucht) können die Druckspitzen auch noch deutlich höhere Werte annehmen.

Betrachtet man das Zeitzrohsignal des Torusmikrofons, so findet man bei allen untersuchten Reifen eine ähnliche Signalform. Die nachfolgende Abbildung zeigt beispielhaft einen Ausschnitt des Zeitzsignals von zwei Reifen:

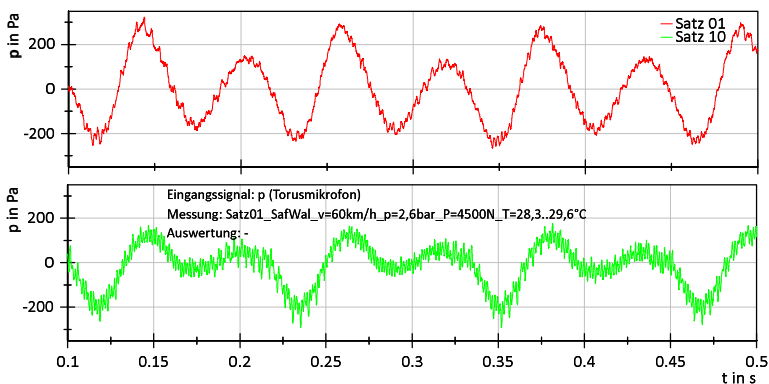


Abbildung 4.14: Zeitzrohsignal des Torusmikrofons von Satz 01 und 10.

In der Abbildung sind etwas mehr als drei volle Umdrehungen dargestellt, pro Umdrehung ergeben sich zwei Druckmaxima und zwei Druckminima. Die Ähnlichkeit der Signalverläufe zu den Messungen von [Scu81] ist augenscheinlich, die Querschnittsverengung im Latsch ist ursächlich für diese gemessenen Druckschwankungen. Auch [Bsc04]S.57 führt die Druckimpulse

auf die Querschnittsverengung zurück. Die Grundform der Druckschwankungen bleibt bei verschiedenen Reifen qualitativ erhalten, lediglich die Ausprägung der Maxima und Minima variiert.

Bei den beiden dargestellten Reifen sind weiterhin überlagerte Oberschwingungen zu erkennen. Dabei handelt es sich um die Hohlraummoden (die hier sehr unterschiedlich ausgeprägt sind). Damit sind die beiden bzgl. der gemessenen Amplituden wichtigsten Geräuschbeiträge zum Innengeräusch des rollenden Reifens benannt: i) tieffrequente Druckspitzen infolge der Querschnittsverengung und ii) Hohlraummoden.

[Wol97]S.71 verknüpft diese Signalform übrigens mit den Ungleichförmigkeiten des Reifens. In Abschnitt 4.1.1.2 wurde jedoch gezeigt, dass die Amplituden der strukturinduzierten Geräuschanteile (neben den Strukturmoden auch die Ungleichförmigkeiten des Reifens) nur relativ gering sind. Insofern kann der Signalverlauf allein schon wegen der sehr hohen Amplituden (> 200 Pa), die noch deutlich über denen der Hohlraummoden liegen, nicht auf abgestrahlten Körperschall des Reifens zurückgeführt werden (obgleich man die Ungleichförmigkeiten des Reifens natürlich auch im Reifenhohlraum messen kann).

Ein zusätzlicher Effekt könnte darin bestehen, dass sich die Entfernung zwischen Torusmikrofon und Anregung im Latsch periodisch ändert. Dadurch würde das Signal mit Raddrehfrequenz moduliert (Maximum im Latsch). Allerdings ist dies bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen nicht zu beobachten.

4.1.5.2 Bestehende Ansätze zur Erklärung der Systemzustände

Nun stellt sich die Frage, welche Auswirkung die Querschnittsverengung im Latsch auf die Ausprägung der Hohlraummoden beim rollenden Reifen hat. Das ist insbesondere vor dem Hintergrund sehr uneinheitlicher Literaturaussagen in Bezug auf die $1|0|0$ -Mode (wie schon in Abschnitt 2.3.5

erwähnt) von Interesse. Vor der detaillierten Betrachtung der bisher veröffentlichten Erklärungsansätze seien noch einmal die wesentlichen, bisher beobachteten Eigenschaften des rollenden Systems zusammengefasst:

- Die meisten Messungen zeigen im ruhenden Beobachtersystem ein geschwindigkeitsabhängiges Aufspalten von zwei Amplitudenspitzen. Das geschieht aber offenbar nicht bei beliebig geringen Geschwindigkeiten (vgl. Abbildung 2.17).
- Meist ist der höherfrequente Peak in x- und z- Richtung ausgeprägter als der niederfrequente Peak. Gelegentlich ist aber auch der niederfrequente Peak in x-Richtung ausgeprägter als in z-Richtung.

Die teils widersprüchlichen Aussagen in der Literatur über die Mode(n) beim rollenden Reifen lauten:

1. Beim rollenden Reifen existieren **zwei Moden** [Zel12]S.293.
2. Beim rollenden Reifen bleiben die beiden Moden des belasteten Reifens (**Horizontal- und Vertikalmode**) bestehen (siehe z.B. [Sak90]S.79; [Yam02]S.92; [Tor06]S.73; [Kin09.2]S.2567; [Fen09]S.5).
 - a. In [Bed09]S.503 und [Tor06]S.73 wird zusätzlich ein „Doppler-Effekt“ (d.h. vier Amplitudenspitzen im ruhenden Beobachtersystem) erwartet.
 - b. [Fen09]S.5 versucht, die Anregung der Horizontalmode beim Fahren durch eine Kopplung mit der Vertikalmode zu erklären.
3. Beim rollenden Reifen existiert **eine latschfeste Mode** [Mat94]S.193.
4. Beim rollenden Reifen existiert **eine rotierende Mode** [Bed09]S.503.

Einige Aussagen lassen sich schon auf Basis der bisher bekannten Messergebnisse (meist im ruhenden Beobachtersystem gemessen) ad absurdum führen, sodass nicht alle Ansätze weiter im Detail untersucht werden müssen:

Zu 1: Zwei (mitrotierende) Moden

Im ruhenden Beobachtersystem würden insgesamt vier Amplitudenspitzen (zwei Paare mit geschwindigkeitsabhängiger Frequenzaufspaltung) messbar sein. Das lässt sich mit den bis dato veröffentlichten Messergebnissen nicht in Einklang bringen.

Im Torus würden sich zwei Amplitudenspitzen zeigen, deren Frequenzen geschwindigkeitsunabhängig sind.

Zu 2: Zwei latschfeste Moden

Bei zwei nicht rotierenden (latschfesten) Moden wären im ruhenden Beobachtersystem zwar zwei Amplitudenspitzen, aber keine geschwindigkeitsabhängige Frequenzaufspaltung zu beobachten. Im Gegenteil: Durch die geschwindigkeitsbedingte Aufweitung des Reifens (Abnahme der Einfederung durch Fliehkraft) müssten die beiden Amplitudenspitzen mit steigender Geschwindigkeit sogar wieder näher zueinander wandern. Dieser Fall ist, zumindest bei den typischerweise betrachteten Betriebsbedingungen (Geschwindigkeiten > 30 km/h und keine extremen Einfederungen) ebenfalls nicht zutreffend. Im weiteren Verlauf wird sich zeigen, dass dieser Zustand aber relevant ist.

Das in [Bed09]S.503 und in [Tor06]S.73 erwartete Aufspalten von Vertikal- und Horizontalmode durch Rotation ist für den in diesen Publikationen betrachteten Fall des ruhenden Beobachters bei einer rotations-symmetrischen Felge physikalisch nicht möglich, da die Ausrichtung der beiden Moden (schon per Definition) von der „beobachterfesten“ Position der Aufstandsfläche festgelegt wird und die Moden nicht mitrotieren. Die Autoren von [Bed09] kommen schließlich zu dem Ergebnis, dass im rotierenden System nur eine Mode vorhanden ist und messen dies auch so.

Vier Amplitudenspitzen (jeweils paarweise aufspaltend) würden im ruhenden Beobachtersystem nur messbar sein, wenn zwei rotierende Moden

(z.B. durch einen mitrotierenden Latsch oder einen ovalen Hohlraum) vorhanden wären, also Fall 1 zuträfe. Genau das ist interessanterweise in den Messergebnissen von [Yam02]S.94 mit einer ovalen Felge zu sehen, bei der tatsächlich ein asymmetrisch rotierendes System vorliegt (die Autoren gehen darauf allerdings nicht ein, weil sie von latschfesten Moden ausgehen).

[Tor06]S.73f lehnt sich bei seiner Interpretation an die Darstellung von [Yam02] an (latschfeste Moden) und deutet im Reifeninnengeräusch vier Amplitudenspitzen. Die Spektren sind jedoch bis 1000 Hz gespickt mit schmalbandigen Spitzen (Vielfache der Raddrehfrequenz), sodass die Ergebnisse schwer interpretierbar sind. Bei seiner Messung mit 45 km/h sieht man im entsprechenden Frequenzbereich eine einzelne Amplitudenspitze, diese liegt fast 15 dB über allen anderen Amplitudenspitzen. Bei der Messung mit 15 km/h ergeben sich überhaupt keine deutlichen Amplitudenspitzen, hier gibt es lediglich ein kleines Plateau im Frequenzbereich der $1|0|0$ -Mode, in dem (wie im ganzen Spektrum) ebenso die Vielfachen der Raddrehfrequenz zu sehen sind. Insofern liegt dieser Interpretation möglicherweise eine Verwechslung mit den Ordnungen der Raddrehfrequenz¹⁸ zugrunde. Die präsentierten Messergebnisse zumindest deuten darauf hin.

Was die Richtungsabhängigkeit der beiden Amplitudenspitzen betrifft, müssten sich ähnliche Verhältnisse wie im ruhenden, belasteten System einstellen, d.h. der niederfrequente Peak müsste in x-, der hochfrequente Peak in z-Richtung orientiert sein.

Im Torus würden die beiden latschfesten Moden jeweils mit der Fahrgeschwindigkeit aufspalten, es sind also vier Amplitudenspitzen zu erwarten.

Zu 3: Eine latschfeste Mode

Bei einer latschfesten Mode würde im ruhenden Beobachtersystem nur eine Amplitudenspitze ohne Geschwindigkeitsabhängigkeit existieren.

¹⁸ Die Amplitudenspitzen der Drehfrequenz-Ordnungen haben per Definition denselben Frequenzabstand wie die der durch Rotation aufspaltenden $1|0|0$ -Mode.

Auch dieser Erklärungsansatz lässt sich nicht mit den bisher veröffentlichten Ergebnissen in Übereinstimmung bringen.

Im Torus wären zwei Amplitudenspitzen messbar, die mit der Fahrgeschwindigkeit aufspalten.

Zu 4: Eine mitrotierende Mode

Eine mitrotierende Mode würde sich im ruhenden Beobachtersystem in Form von zwei Amplitudenspitzen darstellen, welche mit der Raddrehfrequenz aufspalten. Dieser Fall wird sehr häufig beobachtet.

Bei einer mitrotierenden Mode dürfte sich keine Richtungsabhängigkeit der beiden Amplitudenspitzen zeigen, es ist eine stochastische Verteilung mit gleichen Anteilen in x- und in z-Richtung zu erwarten.

Im Torus wäre eine Amplitudenspitze messbar, deren Frequenz geschwindigkeitsunabhängig ist.

Zusammenfassung

Von den vier vorgestellten Theorien werden lediglich die Ansätze 2 und 4 weiterverfolgt, da sich nur diese mit den bisherigen Messergebnissen in Übereinstimmung bringen lassen (zwei Amplitudenspitzen im ruhenden Beobachtersystem). Es bleibt zu untersuchen, ob tatsächlich beide Systemzustände auftreten, ob sich eine Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen feststellen lässt und ob sich so auch die beobachtete Richtungsaufteilung der Amplitudenspitzen im ruhenden Beobachtersystem erklären lässt.

Die Kenntnis der Systemzustände ist dabei keineswegs von rein akademischem Interesse, sondern hat durchaus Praxisrelevanz, beispielsweise für die Frequenz-Auslegung von (typischerweise) sehr schmalbandig wirkenden Helmholtz-Resonatoren zur Reduzierung der Schallpegel im Torus.

4.1.5.3 Untersuchung der Systemzustände

In eigenen Vorarbeiten ([Kra09]S.105 bzw. [Kra10.1]S.11) wurde durch gezielte Geschwindigkeits- und Fülldruckvariation der Versuch einer Trennung der beiden Effekte (Einfederung und Rotation) bzw. der beiden Zustände (mitrotierende Mode und zwei latschfeste Moden) unternommen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.15 dargestellt:

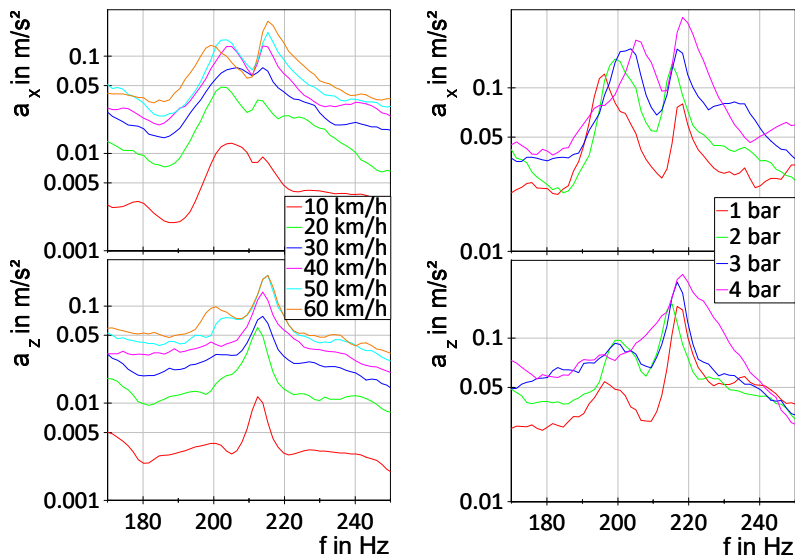


Abbildung 4.15: Geschwindigkeitsvariation bei 2,6 bar (links) und Fülldruckvariation bei 60 km/h (rechts). Radlast: ca. 5600 N.

Die Geschwindigkeitsvariation lässt sich wie folgt zusammenfassen¹⁹:

1. Bei sehr niedriger Geschwindigkeit ist eine Richtungsaufteilung sichtbar: in x-Richtung dominiert der niederfrequente Peak, in z-Richtung der höherfrequente.

¹⁹ Bei den Messungen wurde keine Temperaturkorrektur vorgenommen, die Messungen liegen in einem Temperaturbereich von 31 bis 35 °C (Reifeninnenlufttemperatur).

2. Bei hoher Fahrgeschwindigkeit ist in beide Richtungen der höherfrequente Peak dominant, das Amplitudenverhältnis der beiden Peaks in beide Raumrichtungen ist identisch.
3. Ein Aufspalten der beiden Amplitudenspitzen (im gezeigten Beispiel erst oberhalb von 30 km/h deutlich erkennbar) geschieht nicht bei beliebige kleinen Geschwindigkeiten (vgl. auch [Kin09.1]S.171 und [Yam02]S.90).

Die Fülldruckvariation zeigt ein zunächst sehr eigenartiges Verhalten:

1. Bei niedrigem Fülldruck (große Einfederung) ist tendenziell eine stärkere Richtungsaufteilung zu erkennen als bei hohem Fülldruck, d.h. der niederfrequente Peak in x-Richtung dominant und der hochfrequente Peak in z-Richtung. Zu höherem Fülldruck hin dominiert in beiden Richtungen der höherfrequente Peak.
2. Bei niedrigem Fülldruck (hohe Einfederung) nimmt der Frequenzabstand der beiden Peaks erwartungsgemäß zu. Das ist allerdings nur bei den beiden geringeren Fülldrücken (1 bar im Vgl. zu 2 bar und bedingt auch 2 bar im Vgl. zu 3 bar) gut zu beobachten, bei den hohen Fülldrücken (3 bar im Vgl. zu 4 bar) hingegen bleibt der Frequenzabstand annähernd konstant. Die Frequenz des höherfrequenten Peaks ändert sich entgegen der Beobachtung in Abschnitt 4.1.3 kaum (die Frequenz nimmt sogar (abgesehen von der Messung mit 1 bar) bei geringerem Fülldruck ab)²⁰.

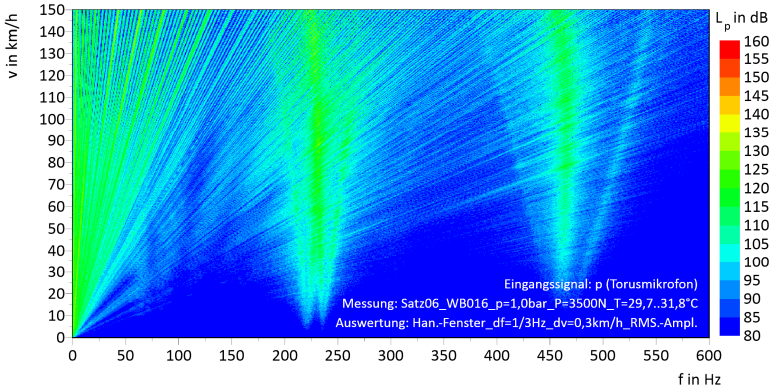
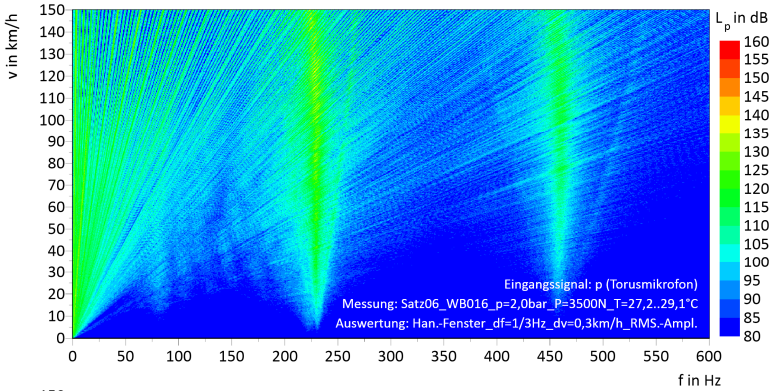
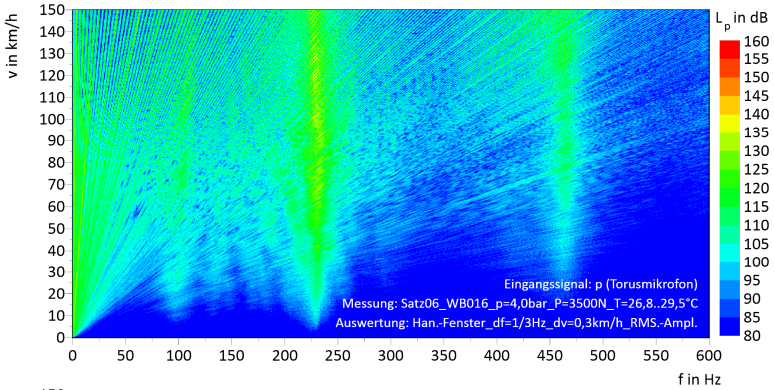
²⁰ Zum einfacheren Verständnis sei hier im Vorgriff auf Abschnitt 4.3.1 verwiesen: Mit steigendem Reifenfülldruck nimmt die Frequenz der Hohlraummoden in Umfangsrichtung zu. Dieser Effekt ist bei den Messungen mit 2, 3 und 4 bar gut sichtbar – eine gedanklich eingefügte „Mittenfrequenz“ zwischen den beiden Peaks nähme in der Frequenz mit steigendem Druck zu, beide Amplitudenspitzen verschieben sich nach rechts. Bei der Messung mit 1 bar hingegen ist die Einfederung so groß, dass die abplattungsbedingte Frequenzverschiebung größer ist als die Frequenzabnahme infolge des geringeren Drucks. Zumindest hier lässt sich also das in Abschnitt 4.1.3 beschriebene Verhalten eindeutig beobachten. Bei 2 bar im Vgl. zu 3 bar wird dies durch die druckbedingte Frequenzzunahme verwischt.

Diese Beobachtungen erinnern zum einen an den unbelasteten, rotierenden Reifen (Geschwindigkeitsvariation ab 30 km/h), zum anderen an den belasteten, ruhenden Reifen (Druckvariation bei 1 bis 3 bar). Deshalb wurde in dieser Vorgängerarbeit die These formuliert [Kra09]S.42f&68, dass tatsächlich beide Zustände vorkommen können und die Ausbildung der latschfesten Vertikal- und Horizontalmode (wie im ruhenden, belasteten System) abhängig von der Drehfrequenz ist, d.h. bei ausreichend geringer Fahrgeschwindigkeit oder ausreichend starker Einfederung ist eine Ausbildung der beiden latschfesten Moden möglich. Bei hoher Geschwindigkeit bzw. geringer Abplattung befindet sich der Hohlraum hingegen im rotationssymmetrischen Zustand. Die Abplattung in der Aufstandsfläche stellt dabei aus Sicht des rotierenden Reifens nur eine „umlaufende Störung“ dar, es existiert eine reifenfeste Mode. Diese „Störung“ ist in ihrer Ausprägung zu gering, um die Geometrie und die akustischen Eigenschaften des Torus' grundlegend zu verändern.

In der Literatur wird bis dato immer entweder der eine oder der andere Systemzustand als Erklärung herangezogen. Das trifft aber offenbar nicht zu, es ist für jeden Betriebspunkt zu untersuchen, in welchem Systemzustand sich der Reifenhohlraum befindet und ob gar eine Überlagerung beider Zustände auftritt.

Das wirft die Frage auf, bei welcher Geschwindigkeit (in Abhängigkeit von der Einfederung) die „gestörte“, d.h. latschsymmetrische Geometrie aus dem ruhenden, belasteten System wieder in eine „rotationssymmetrische“ Geometrie übergeht.

Um den Übergang vom rotierenden in den rollenden Systemzustand zu untersuchen, sind nachfolgend mehrere Ausrollversuche dargestellt:



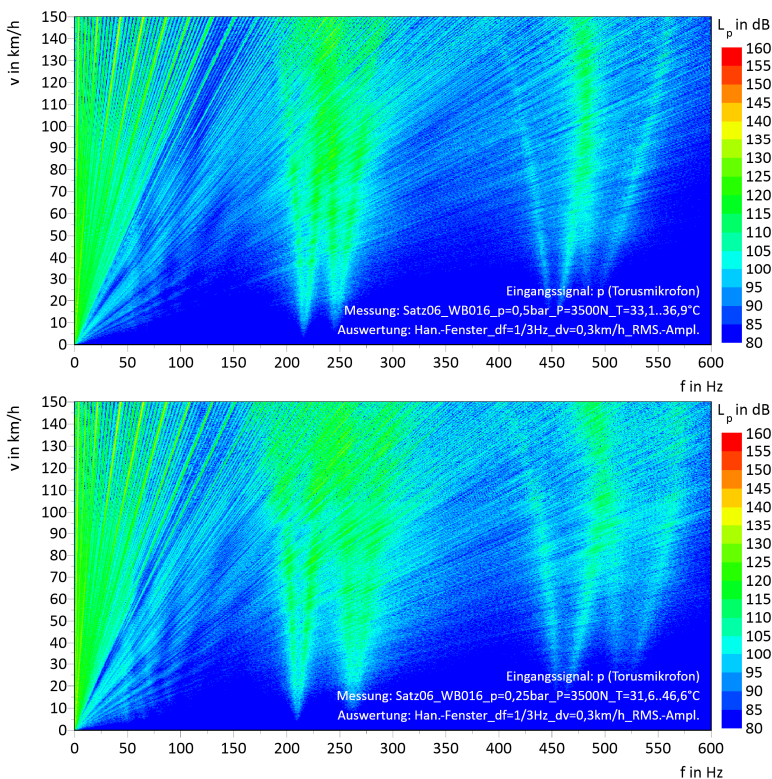


Abbildung 4.16: Ausrollversuche von Satz 06. Radlast: 3500 N.
Reifendrucke: 4,0 bar, 2,0 bar, 1,0 bar, 0,5 bar und 0,25 bar.

Nachfolgend sind die relevanten Betriebsparameter zusammengefasst, neben dem eingestellten Reifendruck und der bei konstanter Radlast (3500 N) korrespondierenden Einfederung ist auch die entsprechende Latschlänge (abgeschätzt nach Pythagoras), der Frequenzabstand von Vertikal- und Horizontalmode (erster Ordnung) im Stillstand sowie die Fahrgeschwindigkeit angegeben, bei der im ruhenden Beobachtersystem (Kraftmessnabe) durch Rotation derselbe Frequenzabstand erreicht wird.

	4,0 bar	2,0 bar	1,0 bar	0,5 bar	0,25 bar ²¹
Einfederung in mm:	10,7	21,5	34,5	50	66,4
Latschlänge in mm:	159,1	223,4	279,8	332,3	377,2
$f_{\text{dif}} = f_{\text{ver}} - f_{\text{hor}}$ in Hz:	-	9,1	17,1	30,7	50,5
v für $f_{\text{rot}} = f_{\text{dif}}$ in km/h	-	32,4	60,9	109,4	179,9

Tabelle 4.6: Zusammenhang zwischen Reifendruck und Einfederung bei den Ausrollversuchen.

Die Geschwindigkeiten in der untersten Zeile sind auf Basis des gemessenen Umfangs eines unbelasteten Reifens berechnet. Zwar ergeben sich durch unterschiedliche Einfederungen geringe Abweichungen beim Abrollumfang [Lei15]S.79, für die überschlägige Abschätzung ist eine Korrektur aber nicht notwendig.

Zur Erläuterung der grundlegenden Effekte eignet sich zunächst eine Gegenüberstellung der Extremvarianten (4,0 bar und 0,25 bar)²²:

- Bei 4,0 bar wird über alle Geschwindigkeiten hinweg im Bereich der 1|0|0-Mode nur eine Frequenz (ca. 230 Hz) gemessen (so wie auch bei der Messung in Abschnitt 4.1.4). Bei allen Geschwindigkeiten existiert hier demnach eine mitrotierende Mode.
- Bei 0,25 bar hingegen werden bei geringen Geschwindigkeiten zwei Frequenzen gemessen (ca. 210 Hz und 260 Hz), die zu höheren Geschwindigkeiten hin jeweils in zwei Frequenzen aufspalten, und zwar jeweils mit der Raddrehfrequenz. Hier existieren demnach – wie im Stillstand – zwei ortsfeste Moden (horizontal und vertikal), wodurch sich am Torusmikrofon für beide Moden ein rotationsbedingtes Aufspalten ergibt.

²¹ Nach dem Ausrollversuch mit 0,25 bar war der Reifen dauerhaft geschädigt.

²² Der gekrümmte Verlauf der Resonanzfrequenzen (insbesondere bei der 2|0|0-Mode gut erkennbar) ergeben sich aus dem Temperaturverlauf während der Messung: Start bei normal temperierten Reifen, dann Erwärmung durch hohe Geschwindigkeit, schließlich Abkühlung durch sinkende Geschwindigkeit.

Die beiden Varianten bestätigen die formulierte These, dass im Rollzustand tatsächlich zwei verschiedene Systemzustände auftreten können: Der latschsymmetrische Zustand mit ortsfesten Horizontal- und Vertikalmoden (0,25 bar) sowie der rotationssymmetrische Zustand mit reifenfesten, rotierenden Moden (4,0 bar).

Eine gleichzeitige Existenz beider Systemzustände zeigt sich bei den Messungen nicht. Ebenso ist bei keiner Messung (weder bei der ersten Ordnung, noch bei höheren Ordnungen) ein Überkreuzen der „inneren“ Frequenzarme festzustellen. Wenn diese zusammenlaufen, bleiben diese durchweg bei einer festen, singulären Frequenz²³ stehen, die dann wiederum Seitenbänder aufweist, welche mit doppelter Raddrehfrequenz (erste Ordnung) aufspalten (Erläuterung in Abschnitt 4.1.5.4).²⁴

Der Grund für den Systemübergang liegt vermutlich in der stetigen Änderung des Systems bei Rotation: Mit zunehmender Drehgeschwindigkeit verschieben sich infolge der Relativbewegung zwischen Latsch und Reifeninnenluft (auch in Abhängigkeit von der überlagerten Strömung, siehe Abschnitt 4.1.5.1) die charakteristischen Punkte der Mode gegenüber dem Reifenlatsch. Bei einer Anregung bspw. der Vertikalmode genau im Latschmittelpunkt liegt der eigentlich gegenüberliegende Druckbauch nicht mehr exakt gegenüber, sondern ein wenig in Rotationsrichtung verschoben.

²³ Diese Frequenz liegt nicht genau mittig zwischen den vorher gemessenen Frequenzen, sondern näher an der Vertikalmode als an der Horizontalmode (analog zum Verhalten von unbelastetem gegenüber belastetem Reifen im Stillstand). Das lässt sich gut bei der Messung mit 2,0 bar erkennen.

²⁴ Die Existenz von Mittenfrequenz und Seitenbändern lässt sich an den 2|0|0-Moden viel eindeutiger erkennen als an den 1|0|0-Moden (siehe z.B. Messung mit 0,5 bar), denn diese Moden gehen bei kleineren Geschwindigkeiten in den rotationssymmetrischen Zustand über (siehe Erläuterung der Grenzgeschwindigkeit weiter unten) und weisen einen größeren Frequenzabstand der Seitenbänder auf.

Nach einem kompletten Umlauf beider Wellenfronten liegt der „neue“ Druckbauch ebenso verschoben gegenüber dem ursprünglichen Anregungspunkt und zwar um den Wert:

$$s_v = v_t \frac{L_m}{c} \quad (4.2)$$

mit: s_v Verschiebungsweg in m
 v_t Tangentialgeschwindigkeit auf dem mittleren Torusradius (näherungsweise Fahrgeschwindigkeit) in m/s
 L_m Mittlerer Torusumfang in m
 c Schallgeschwindigkeit

Die nachfolgende Abbildung zeigt beispielhaft den Verlauf dieses Verschiebungswegs in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit²⁵:

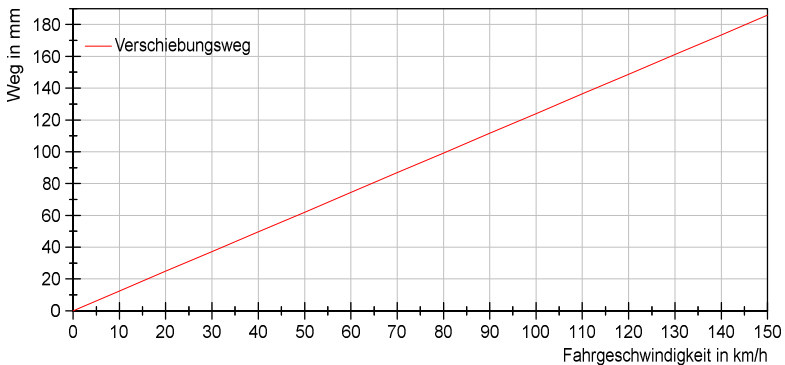


Abbildung 4.17: Verschiebungsweg in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für Satz 06.

²⁵ Annahmen: $L_m = 1,53$ m; $c = 343$ m/s

Rotiert der Reifen nun ausreichend schnell, so wandert der Druckbauch nach einem Torus-Umlauf aus dem Bereich der Querschnittsverengung im Latsch heraus. So kann sich keine latschfeste Mode (horizontal oder vertikal) mehr ausbilden, da keine stabilen bzw. konstanten Rahmenbedingungen für die Mode mehr bestehen. Das System geht in den rotationssymmetrischen Zustand über, bei dem der Latsch nun lediglich eine umlaufende Störung darstellt.

Die Grenzgeschwindigkeit ist erreicht, wenn sich s_v der halben „akustisch wirksamen“ Latschlänge annähert. Mit der akustisch wirksamen Latschlänge ist der Anteil des Latsches gemeint, der tatsächlich einen akustischen Einfluss hat.

Durch die Untersuchung der Zwischenstufen (0,5 bis 2,0 bar) können nun u.a. die Grenzgeschwindigkeiten ermittelt werden, bei denen die beiden Systemzustände ineinander übergehen.

Folgendes kann festgestellt werden:

- Bei 2,0 bar ist die Existenz von Horizontal- und Vertikalmode nur äußerst schwach bei sehr geringer Geschwindigkeit und auch nur bei den $1|0|0$ -Moden ausgeprägt (bei 5 km/h ca. 225 Hz und 235 Hz). Die Übergangsgeschwindigkeit ($1|0|0$) liegt vermutlich bei ca. 20 km/h, ab dieser Geschwindigkeit treten die schon erwähnten Seitenbänder in Erscheinung, die bei 4,0 bar kaum zu erkennen sind (bei 4,0 bar ist nur ganz schwach das obere Seitenband der $1|0|0$ -Mode zu sehen). Die Grenzgeschwindigkeit wird bei einem Verschiebungsweg von ca. 25 mm erreicht, die akustisch wirksame Latschlänge beträgt damit ca. 50 mm.
- Bei 1,0 bar laufen die beiden inneren Frequenzarme der beiden latschsymmetrischen $1|0|0$ -Moden bei ca. 50 bis 60 km/h zusammen. Im Bereich der $2|0|0$ -Mode(n) ist nur der rotationssymmetri-

sche Zustand (ab ca. 20 km/h) zu beobachten. Die Grenzggeschwindigkeit wird bei einem Verschiebungsweg von grob 70 mm erreicht, die akustisch wirksame Latschlänge beträgt damit ca. 140 mm.

- Bei 0,5 bar laufen die inneren Frequenzarme der beiden Moden wohl knapp oberhalb von 110 km/h (1|0|0) bzw. bei ca. 80 km/h (2|0|0) zusammen. Auch hier bleiben Seitenbänder bestehen. Die Grenzggeschwindigkeit wird bei einem Verschiebungsweg von ca. 100 mm erreicht, die akustisch wirksame Latschlänge beträgt damit ca. 200 mm.
- Bei 0,25 bar liegt die Grenzggeschwindigkeit für die 1|0|0-Moden weit oberhalb der gemessenen Geschwindigkeiten. Für die 2|0|0-Moden liegt diese bei ca. 100 bis 110 km/h.

Vergleicht man die berechneten Verschiebungswege (Abbildung 4.17) mit den geometrischen Latschlängen (Tabelle 4.5) und dazugehörigen Grenzggeschwindigkeiten der Auslaufversuche (Abbildung 4.16 und obige Erläuterung dazu), zeigt sich eine deutliche Diskrepanz²⁶. Die akustisch wirksame Latschlänge ist wesentlich kürzer als die geometrische Latschlänge, da die Querschnittsverengung im Latsch keinen abrupten Querschnittsprung, sondern eine kontinuierliche, hornförmige Verengung darstellt und der Torus (wie aus den Untersuchungen im Stillstand bekannt, siehe Abschnitt 4.1.3) seine Systemeigenschaften (rotationssymmetrisch / latschsymmetrisch) nicht bei beliebig kleinen Querschnittsverengungen verändert.

Die akustisch wirksame Latschlänge verhält sich in etwa umgekehrt proportional zur Ordnung der Umfangsmoden, d.h. die Grenzggeschwindigkeit nimmt zu höheren Ordnungen ab (Faktor $1/i_u$).

Da Einfederung und Latschlänge in der Praxis oft unbekannt sind, kann als pragmatische, grobe Abschätzung der Grenzggeschwindigkeit näherungsweise der Frequenzabstand der Moden des ruhenden, belasteten Reifens

²⁶ Die zu den messtechnisch ermittelten Grenzggeschwindigkeiten gehörenden Verschiebungswege sind deutlich kleiner als die halbe geometrische Latschlänge.

herangezogen werden. Vergleicht man nämlich die gemessenen Grenzgeschwindigkeiten (Auslaufversuche) mit den in Tabelle 4.6 (Zeile 4) angegebenen Geschwindigkeiten, so liegen diese zumindest für nicht allzu große Einfederungen recht nah beieinander.

Sobald die Geschwindigkeit erreicht ist, bei der gilt

$$f_{dif} = f_{ver} - f_{hor} \approx 2f_{rot} \quad (4.3)$$

mit: f_{dif} Frequenzdifferenz der Moden im ruhenden, belasteten System in Hz
 f_{ver} Frequenz der Vertikalmode in Hz
 f_{hor} Frequenz der Horizontalmode in Hz
 f_{rot} Raddrehfrequenz in Hz

kann von einem rotationssymmetrischen Systemzustand ausgegangen werden. Für die Beurteilung von Messungen am Gesamtfahrzeug ist die Kenntnis dieser Grenzgeschwindigkeit von großer Bedeutung.

Berücksichtigt man beide Systemzustände, so lassen sich auch problemlos die in Abbildung 4.15 dargestellten Ergebnisse erklären:

- Bei der Geschwindigkeitsvariation ist, wie bereits beschrieben, erst oberhalb von 30 km/h ein Aufspalten (durch Rotation) zu erkennen und ab dieser Geschwindigkeit kehren sich auch in x-Richtung die Amplitudenverhältnis zugunsten des höherfrequenten Peaks um. Bis 30 km/h liegt also ein latschsymmetrisches System vor, bei höheren Geschwindigkeiten ein rotationssymmetrisches.
- Das Wandern des niederfrequenten Peaks bei Druckvariation entspricht ganz einfach dem Verhalten im stehenden, belasteten System (Frequenzaufspaltung durch Einfederung, welche auf die Horizontalmode stärkere Auswirkungen hat). Zwischen 3 und 4 bar tritt (obwohl bei 60 km/h schon der rotationssymmetrische Zustand vorliegen sollte) auch eine Frequenzverschiebung auf. Diese ist im

Grunde eine Parallelverschiebung beider Peaks, die sich aus Druck- (vgl. Abschnitt 4.3.1) bzw. Temperaturverschiebung ergibt.

4.1.5.4 Modulierte Anregung

Eine noch zu klärende Frage ist, warum bei den meisten Messungen im rotationssymmetrischen Zustand (höhere Geschwindigkeiten) im Reifenhohlraum neben einer Mittenfrequenz auch Seitenbänder gemessen werden. Diese spalten mit doppelter Raddrehfrequenz (erste Ordnung) auf²⁷.

Im latschsymmetrischen Zustand kann das Aufspalten über die Rotation des Torusmikrofons gegenüber den ortsfesten Moden erklärt werden, bei rotierender Mode und rotierendem Torusmikrofon scheidet dieser Ansatz aber aus. Als Erklärung kann die Tatsache herangezogen werden, dass eine mitrotierende Umfangsmode von einer näherungsweise punkttartigen Anregung im Latsch nicht kontinuierlich angeregt wird. Aus Sicht des rotierenden Reifens bewegt sich die Anregung (fahrgeschwindigkeitsabhängig) nämlich stetig über den Umfang hinweg.

Dabei wird die $1|0|0$ -Mode pro Raddrehung zwei Mal an einem Druckknoten und zwei Mal an einem Druckbauch angeregt, durchläuft also zwei vollständige Anregungszyklen. Daraus ergibt sich eine modulierte Anregung nach [Czi12]S.B41 bzw. [Sin14]S.216:

²⁷ Im latschsymmetrischen Zustand spalten zwei Moden mit einfacher Raddrehzahl auf, im rotationssymmetrischen Zustand spaltet eine Mode mit doppelter Raddrehzahl auf. Die Steigungen der Aufspaltenden sind sehr ähnlich und lassen sich in den Diagrammen kaum unterscheiden, obwohl völlig andere Wirkmechanismen vorliegen.

$$\hat{p}_m = \hat{p}_u (1 + w \sin(2\pi f_{Hm} t)) \sin(2\pi f_{mod} t); \quad f_{mod} = 2f_{rot} \quad (4.4)$$

mit:

\hat{p}_m	Resultierende Amplitude in Pa
\hat{p}_u	Amplitude der Grundschiwingung in Pa
w	Modulationsgrad \hat{p}_m / \hat{p}_u
f_{Hm}	Grundfrequenz der Hohlraummode in Hz
f_{mod}	Modulationsfrequenz in Hz
t	Zeit in s
f_{rot}	Raddrehfrequenz in Hz

Im Reifenhohlraum ergeben sich dadurch in Summe drei messbare Frequenzen und zwar f_{Hm} sowie $f_{Hm} - 2f_{rot}$ und $f_{Hm} + 2f_{rot}$. Genau das findet sich auch bei den hier gezeigten Messungen wieder. (Bei den höheren Ordnungen spalten die Seitenbänder dann mit vierfacher, sechsfacher, achtfacher, ... Raddrehzahl auf.)

4.1.5.5 Amplitudenverhältnis im rotationssymmetrischen Zustand

Eine weitere Frage besteht noch darin, warum bei Rotationssymmetrie im ruhenden Beobachtersystem der niederfrequente Peak der $1|0|0$ -Mode sowohl in x-Richtung als auch in z-Richtung i.d.R. geringere Amplituden aufweist als der hochfrequente Peak (vgl. z.B. 60 km/h in Abbildung 4.15). Eigentlich wäre aber bei Rotationssymmetrie im Mittel²⁸ eine betragsmäßige Gleichverteilung der beiden Amplitudenspitzen zu erwarten. Zur Erklärung dieses Verhaltens helfen Untersuchungen zur Schallausbreitung in strömenden Medien. In [Fuc17]S.636 wird z.B. festgestellt (Kontext: Kulissenschalldämpfer), dass die Schalldämpfung entgegen einer Strömung zu-, mit einer Strömung abnimmt. Diese Beobachtung aus der Praxis wird bestätigt in [Mun87]S.248f und [Mec02]S.668.

²⁸ Typischerweise (so auch in dieser Arbeit) zeigt die meist verwendete Darstellung im Frequenzspektrum die Mittelung mehrerer einzelner Spektren, von denen jedes wiederum etliche Perioden der Hohlraummoden beinhaltet (selbst bei recht grob (z.B. 5 Hz) gewählter Frequenzauflösung, also kurzer Fensterlänge).

In Bezug auf den Reifen (1|0|0-Mode) bedeutet das:

- Die niederfrequente Amplitudenspitze (Welle läuft entgegen der Drehrichtung des Reifens) sollte zu höheren Geschwindigkeiten hin einen geringeren Betrag sowie eine größere Halbwertsbreite (größerer Verlustfaktor) aufweisen.
- Die hochfrequente Amplitudenspitze (Welle läuft in die Drehrichtung des Reifens) sollte zu höheren Geschwindigkeiten hin einen größeren Betrag sowie eine geringere Halbwertsbreite (geringerer Verlustfaktor) aufweisen.

Genau das kann man in vielen Messungen (z.B. Beschleunigung am Radträger) auch beobachten (Beispiel in Abbildung A.4, Anhang A). Die unterschiedliche Ausprägung der beiden Amplitudenspitzen im ruhenden Beobachtersystem ist also einfach der Schallausbreitung mit und entgegen der Strömung geschuldet.

Betrachtet man zusammengefasst die dargestellten Messungen, so muss man feststellen, dass bei den üblicherweise verwendeten Reifendrücken für typische Radlasten sehr häufig beide Systemzustände berücksichtigt werden müssen, d.h. bei geringen Geschwindigkeiten liegt ein latschsymmetrisches, bei hohen Geschwindigkeiten ein rotationsymmetrisches System vor.

4.1.6 Zusammenfassung

Die wichtigsten Eigenschaften der identifizierten Systemzustände sind im Hinblick auf die 1|0|0-Mode(n) in diesem Abschnitt noch einmal zusammengefasst. Die nachfolgende Abbildung zeigt die vereinfachten Modellvorstellungen der Zustände:

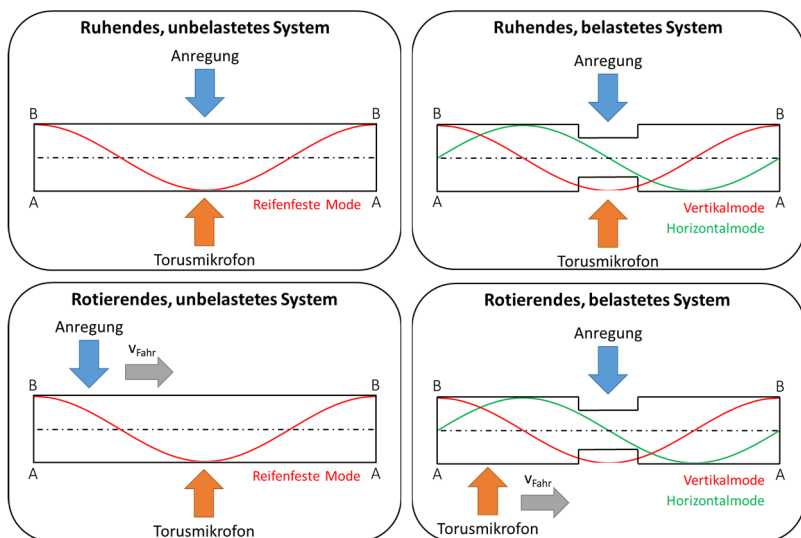


Abbildung 4.18: Vereinfachte Modellvorstellung der vier verschiedenen Systemzustände.

Die Absolutpositionen von Anregung und Torusmikrofon sind nur beispielhaft eingezeichnet und nicht relevant für die Modellvorstellung. Wichtig ist hingegen die Relativbewegung von Anregung bzw. Torusmikrofon, weil daraus die messbaren Frequenzen am Torusmikrofon resultieren.

Die wichtigsten Charakteristika der vier Systemzustände sind in den nachfolgenden Tabellen zusammengestellt (für 1|0|0-Mode(n)).

Anmerkung: Das Modell „rotierendes, unbelastetes System“ beschreibt alle Zustände, bei denen bei drehendem Reifen ein rotationssymmetrisches System vorliegt – also auch Betriebszustände mit wenig Radlast und/oder hoher Fahrgeschwindigkeit (siehe Abschnitt 4.1.5.3). Demgegenüber beschreibt das Modell „rotierendes, belastetes System“ alle Zustände, bei denen bei drehendem Reifen ein latschsymmetrisches System vorliegt²⁹.

²⁹ Indizes: *rfM* = reifenfeste Mode; *horM* = horizontale Mode; *verM* = vertikale Mode; *Rot* = Rotation (Raddrehfrequenz).

Ruhendes, unbelastetes System

	Reifenfestes Beobachtersystem	Ortsfestes Beobachtersystem
Ausgangszustand	Rotations-symmetrisches System: Reifenfeste/anregungsortsfeste Mode	
Messbare Frequenzen	1 Frequenz: f_{rfM}	1 Frequenz: f_{rfM}
Erläuterung	Ausrichtung von Anregungspunkt abhängig; Kein Aufspalten	
Betriebsbedingungen	-	

Tabelle 4.7: Wichtige Eigenschaften des ruhenden, unbelasteten Systems.

Ruhendes, belastetes System

	Reifenfestes Beobachtersystem	Ortsfestes Beobachtersystem
Ausgangszustand	Latschsymmetrisches System: Horizontal- und Vertikalmode	
Messbare Frequenzen	2 Frequenzen: f_{horM} f_{verM}	2 Frequenzen: f_{horM} f_{verM}
Erläuterung	Aufspalten durch Einfederung	
Betriebsbedingungen	-	

Tabelle 4.8: Wichtige Eigenschaften des ruhenden, belasteten Systems.

Rotierendes, unbelastetes System

	Reifenfestes Beobachtersystem	Ortsfestes Beobachtersystem
Ausgangszustand	Rotationssymmetrisches System: Eine reifenfeste Mode	
Messbare Frequenzen	3 Frequenzen: f_{rfM} $f_{rfM} + / - 2f_{Rot}$	2 Frequenzen: $f_{rfM} + / - f_{Rot}$
Erläuterung	Reifenfeste Mode + 2 Seitenbänder wg. Amplitudenmodulation	Aufspalten der reifenfesten Mode wg. Rotation
Betriebsbedingungen	Hohe Fahrgeschwindigkeit und/oder geringe Einfeldung	

Tabelle 4.9: Wichtige Eigenschaften des rotierenden, unbelasteten Systems.

Rotierendes, belastetes System

	Reifenfestes Beobachtersystem	Ortsfestes Beobachtersystem
Ausgangszustand	Ruhendes, belastetes System: Horizontal- und Vertikalmode	
Messbare Frequenzen	4 Frequenzen: $f_{horM} + / - f_{Rot}$ $f_{verM} + / - f_{Rot}$	2 Frequenzen: f_{horM} f_{verM}
Erläuterung	Horizontal- / Vertikalmode + Aufspalten wg. Rotation	Horizontal- / Vertikalmode
Betriebsbedingungen	Niedrige Fahrgeschwindigkeit und/oder hohe Einfeldung	

Tabelle 4.10: Wichtige Eigenschaften des rotierenden, belasteten Systems.

4.2 Untersuchung der Anregung

Ein sehr bekanntes Szenario für die Anregung der Hohlraummoden stellt eine raue Fahrbahnoberfläche bei typischen Landstraßen-Geschwindigkeiten (50 bis 100 km/h) dar. Darüber hinaus existieren aber weitere Betriebsbedingungen und Wirkmechanismen, die zu einer starken Anregung

der Hohlraummoden führen können. Nachfolgend werden diese unterschiedlichen Anregungsszenarien kurz umrissen.

4.2.1 Anregung durch Reifenprofil und Fahrbahntextur

Die Geometrie der beiden Kontaktpartner (Reifen und Fahrbahn) in der Aufstandsfläche ist bestimmend für die Körperschall-Anregung des Reifens. Abhängig von Textur-Wellenlängenspektrum, Profilklotzlängen und Fahrgeschwindigkeit ergeben sich Frequenzbereiche verstärkter mechanischer Anregung durch den Reifen-Fahrbahn-Kontakt. Um das Zusammenspiel von Fahrbahntextur und Reifenprofil bei der Anregung des Reifeninnergeräuschs, insbesondere der Hohlraummoden, zu untersuchen, werden vier Varianten miteinander verglichen:

1. Profilloser Reifen auf texturloser Fahrbahn
2. Profilerter Reifen auf texturloser Fahrbahn
3. Profilloser Reifen auf texturierter Fahrbahn
4. Profilerter Reifen auf texturierter Fahrbahn

Diese vier Anregungstypen sind in Abbildung 4.19 dargestellt:

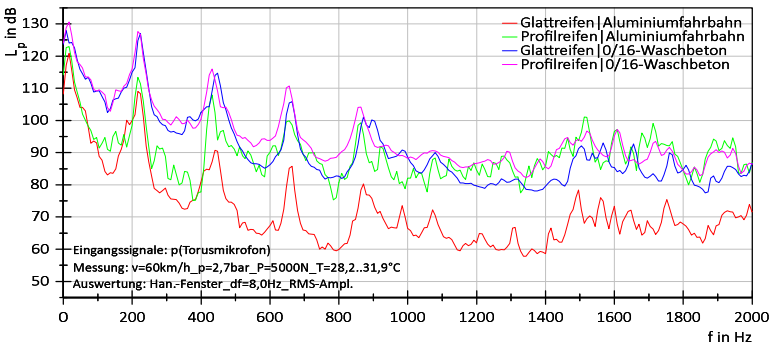


Abbildung 4.19: Anregung durch Fahrbahntextur und Reifenprofil.

Dargestellt sind Messungen mit 60 km/h, die damit einem typischen Anregungsszenario entsprechen.

Betrachtet man zunächst den Frequenzbereich bis 400 Hz, so liegen hier die Amplituden von Profil- und Glattreifen auf der Aluminiumfahrbahn 10 bis 20 dB niedriger als auf 0/16-Waschbeton. Erst ab ca. 400 Hz (Profileingriff) hebt sich der Profilreifen deutlich vom Glattreifen ab und liegt auf einem ähnlichen Niveau wie die Messungen auf 0/16-Waschbeton. Auf 0/16-Waschbeton sind bei niedrigen Frequenzen überhaupt keine signifikanten Unterschiede zwischen den beiden Reifen festzustellen, ab ca. 400 Hz werden mit dem Profilreifen leicht höhere Amplituden gemessen als mit dem Glattreifen. Fahrbahntextur und Reifenprofil bewirken für sich gesehen vergleichbare Amplitudenerhöhungen. Da sich die Textur- und Profilamplituden nicht addieren, ergeben sich bei Kombination der beiden keine allzu großen, aber immer noch deutliche Amplitudenerhöhungen (bei dieser Fahrbahn vor allem bis 1000 Hz). Oberhalb von 1500 Hz liegen die Pegel des Profilreifens auf der Aluminiumfahrbahn sogar gelegentlich höher als auf dem Waschbeton.

Insgesamt zeigt sich hier ein Verhalten, dass sich bei allen anderen Messungen bestätigt: Weist einer der beiden Kontaktpartner (Reifen oder Fahrbahn) eine Textur auf, so wirkt sich die Textur des zweiten Kontaktpartners deutlich weniger stark aus als wenn nur die letztgenannte vorhanden ist. Je höher z.B. die Amplituden der Makrotextur einer Fahrbahn sind, desto geringer wirkt sich ein überlagertes Reifenprofil (in demselben Wellenlängenbereich) aus. Darum unterscheiden sich verschiedene Reifen auf sehr grobrauen Belägen nicht so deutlich, wie dies auf feinrauen Belägen der Fall ist.

Da die Varianz von Fahrbahnbelägen hinsichtlich der Texturamplituden und -wellenlängen wesentlich größer ist als bei handelsüblichen PKW-Reifen, kommt in der Praxis dem Fahrbahnbelag in Summe die größere Bedeutung für die Anregung des Reifeninnengeräuschs zu.

Dies kann nachfolgend am Vergleich von verschiedenen Reifenfabrikaten und Fahrbahnbelägen nachvollzogen werden:

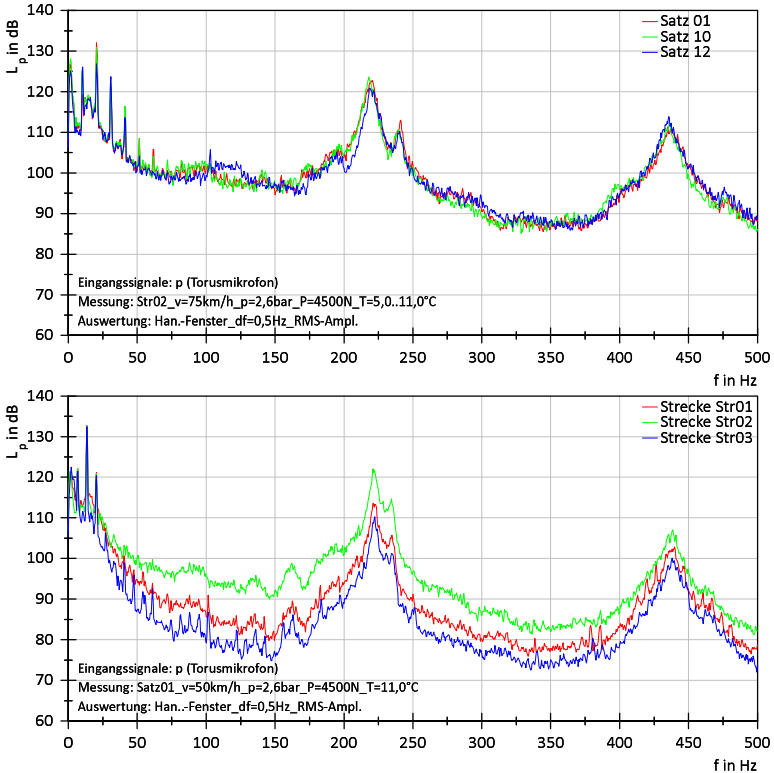


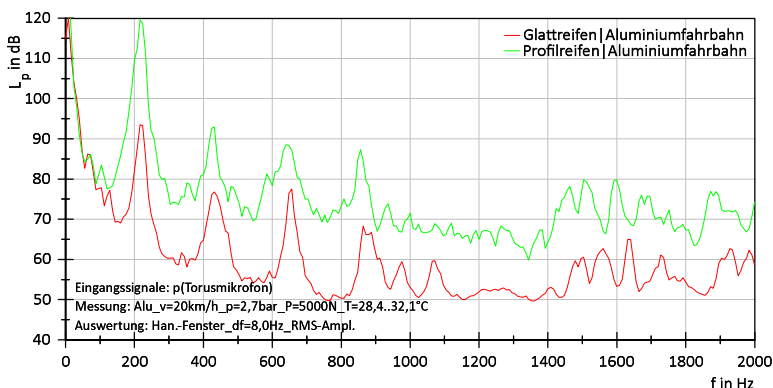
Abbildung 4.20: Reifenvergleich (oben) und Fahrbahnvergleich (unten) am Gesamtfahrzeug.

Im oberen Diagramm ist das Torusspektrum für drei unterschiedliche Reifen dargestellt. Satz 12 unterscheidet sich gegenüber Satz 01 durch eine verstärkte Seitenwand (Runflat-Reifen), das Profildesign ist identisch. Satz 10 hingegen ist ein anderes Reifenfabrikat. Im Bereich der $1|0|0$ -Mode werden Pegelunterschiede von ca. 3 dB gemessen. (Vergleichbare Ergebnisse werden auch mit den hier nicht dargestellten anderen Reifen des

untersuchten Kollektivs ermittelt.) Abgesehen davon ergeben sich nur bis 50 Hz und im Bereich um 100 Hz signifikante Unterschiede, die der in Abschnitt 4.1.5 beschriebenen Querschnittsverengung beim rollenden Reifen sowie den Strukturmoden zuzuschreiben sind. Erwartungsgemäß weist im Bereich bis 50 Hz der Runflat-Reifen (hohe Seitenwandsteifigkeit, deshalb geringste Einfederung bei gleicher Radlast) die geringsten Amplituden auf.

Die drei Fahrbahnen (unteres Diagramm) unterscheiden sich ab ca. 50 Hz breitbandig sehr deutlich, im Bereich der 1|0|0-Mode werden im Reifen-torus Amplitudenunterscheide von bis zu 12 dB gemessen. Darüber hinaus fällt auf, dass bei Strecke Str03 (feinraue Textur, geringste Anregung) die reifenperiodischen Anteile (Vielfache der Raddrehfrequenz) am deutlichsten zu erkennen sind. Mit zunehmender Anregungsintensität durch die Fahrbahn treten diese nicht mehr pegelbestimmend in Erscheinung. Gegenüber dem Reifenprofileinfluss ist der Fahrbahneinfluss absolut übergeordnet.

Die Anregung der Hohlraummoden durch das Reifenprofil lässt sich sehr gut mittels einer Geschwindigkeitsvariation untersuchen. Nachfolgend sind mit denselben Messreifen die Geschwindigkeiten 20 und 40 km/h auf der Aluminiumfahrbahn dargestellt:



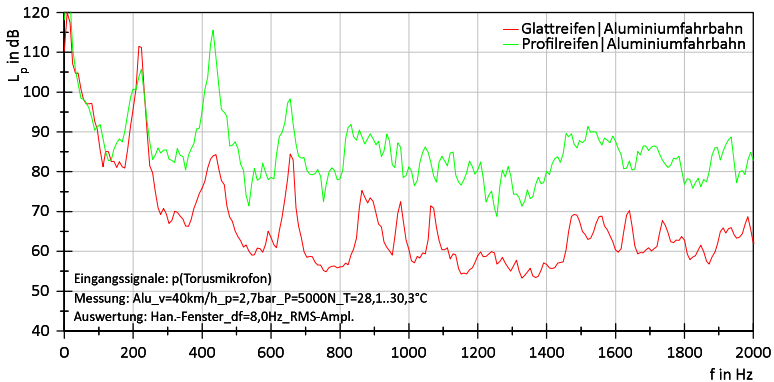


Abbildung 4.21: Glattreifen und Profilreifen auf Aluminiumfahrbahn bei 20 und 40 km/h.

Es ist gut zu erkennen, dass die „Grenzfrequenz“, ab welcher mit dem Profilreifen höhere Amplituden gemessen werden, mit der Geschwindigkeit zunimmt. So liegt diese bei 20 km/h schon deutlich unter 200 Hz, sodass bei der 1|0|0-Mode fast 30 dB Unterschied gemessen werden. Bei 40 km/h treten erst oberhalb von ca. 300 Hz nennenswerte Unterschiede auf. Da dies nur höhere Ordnungen (symmetrische Anregung des Rades) betrifft, wäre bei dieser Geschwindigkeit (im Gegensatz zu 20 km/h) im Fahrzeuginnenraum kein nennenswerter Unterschied zu erwarten.

Abhängig von der Profilgestaltung ergeben sich beim Vergleich verschiedener Reifentypen bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten gelegentlich scheinbar widersprüchliche Messergebnisse, die sich mit den aus den Profilklotzlängen resultierenden Anregungsfrequenzen erklären lassen. Bei der Bewertung von Reifen müssen deshalb zwingend mehrere Geschwindigkeitsbereiche betrachtet werden.

Das wird beim beispielhaften Vergleich zweier Reifen sehr deutlich:

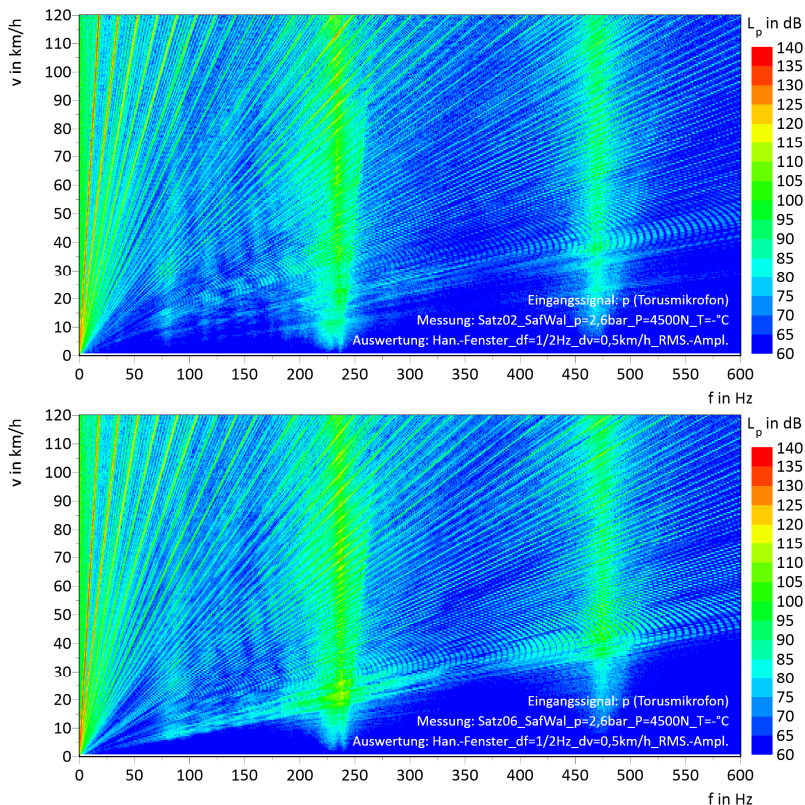


Abbildung 4.22: Torusgeräusch von Satz 02 (oben) und Satz 06 (unten) bei Ausrollversuch auf Safety Walk.

Bei Reifensatz 02 (oben) sind zwei dominante Frequenzbereiche des Profilingriffs zu erkennen. Diese muschelförmigen Anregungsmuster fallen mit der $1|0|0$ -Mode bei ca. 20 und 35 km/h zusammen. Dieser Reifen weist im Schulterbereich andere Profilklotzlängen auf als im mittleren Bereich der Lauffläche. Bei Reifensatz 06 hingegen liegen alle Profilklotzlängen in einem sehr ähnlichen Bereich. Dies führt im Bereich von ca. 20 km/h zu einer deutlich erhöhten Anregung (im Vergleich zum restlichen Geschwindigkeitsbereich und im Vergleich zu Reifensatz 02). Im Gesamtfahrzeugversuch ergibt

sich dadurch beim sonst sehr unauffälligen Reifensatz 06 bei niedrigen Geschwindigkeiten eine überraschend schlechte Bewertung.

Die muschelförmige Gestalt der Profilanregung ist vermutlich auf die Randomisierung des Reifenprofils zurückzuführen.

4.2.2 Anregung durch Reifenungleichförmigkeiten

Neben der Fahrbahntextur und dem Reifenprofil können auch Reifenungleichförmigkeiten (Geometrie, Masse und Steifigkeit, vgl. [Rem86]S.102) zu einer signifikanten Anregung führen. Liegen die Ungleichförmigkeiten bei höheren Ordnungen (> 10), so können sich schon ab ca. 100 km/h Anregungsfrequenzen im Bereich der 1|0|0-Mode ergeben. Dies kann zu sehr hohen Schalldruckamplituden im Reifenhohlraum führen. Auch hier gilt, dass der Reifeneinfluss desto größer ist, je feinrauer die Fahrbahntextur ist.

Um diese Anregungsart zu untersuchen, werden exemplarisch zwei Reifen vermessen, wobei ein Reifen bei der Überprüfung der Hochgeschwindigkeitsgleichförmigkeit (HSU) Auffälligkeiten im Bereich der zwölften Radordnung aufweist:

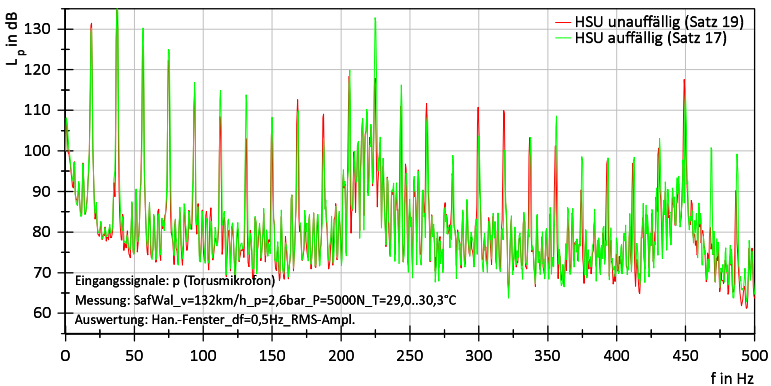


Abbildung 4.23: Reifenungleichförmigkeit bei konstanter Geschwindigkeit.

Bei beiden Reifen ist die Selbstanregung mit den Radordnungen zu erkennen. (Da die Messungen auf Safety Walk durchgeführt werden, besteht auf Fahrbahnseite keine nennenswerte radiale Anregung.) Die zwölfte Radordnung liegt bei ca. 225 Hz und fällt mit der 1|0|0-Mode zusammen. Mit Satz 17 werden hier ca. 15 dB höhere Pegel gemessen. Auch subjektiv (Gesamtfahrzeug) ist dieser Reifensatz sehr auffällig.

Zur Untersuchung der Fahrgeschwindigkeitsabhängigkeit werden mit diesen Reifen Ausrollversuche auf Safety Walk durchgeführt:

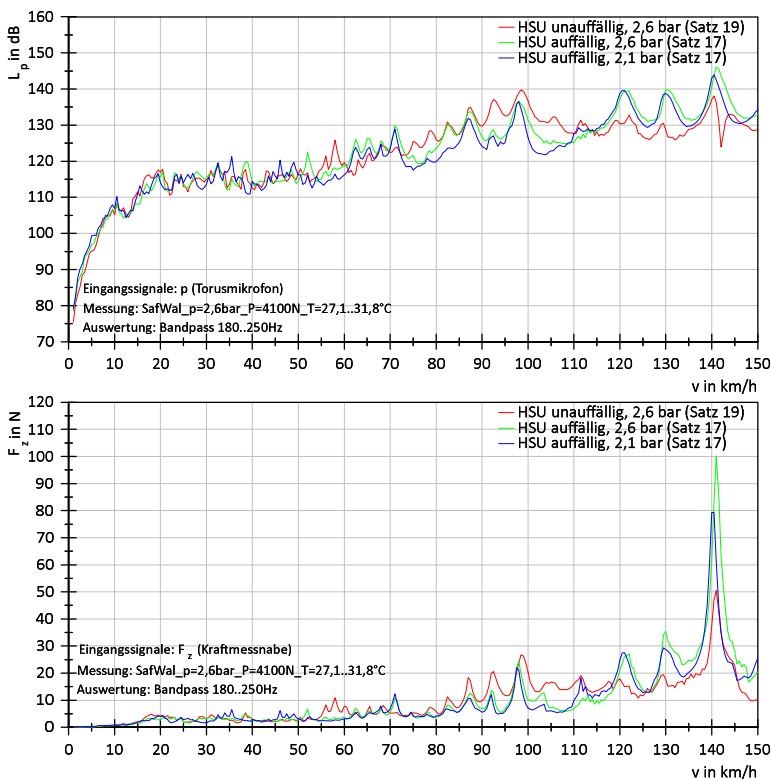


Abbildung 4.24: Ausrollversuch mit unauffälligem und auffälligem Rad (HSU); Bandpassgefiltertes Signal.

In den Diagrammen sind die bandpassgefilterten Signale des Torusmikrofons (oben) bzw. der Kraftmessnabe (unten) dargestellt, sodass die 1|0|0-Mode pegelbestimmend ist. Zum Vergleich ist Reifensatz 17 mit zwei Luftdrücken dargestellt. Die leichte Geschwindigkeitsverschiebung von 2,6 und 2,1 bar (Satz 17) resultiert aus unterschiedlichen Abrollumfängen. Bei niedrigem Druck nimmt der Abrollumfang leicht ab [Lei15]S.79.

Der auffällige Reifen führt bei Geschwindigkeiten oberhalb von 120 km/h zu Amplitudenüberhöhungen von bis zu 10 dB gegenüber dem unauffälligen Reifen. Solch hohe Pegel (z.B. bei 141 km/h) werden selbst auf sehr grobrauen Fahrbahnen kaum erreicht. Die Anregung ist hier also außerordentlich stark, sodass die 1|0|0-Mode trotz des geschwindigkeitsbedingt hohen Gesamtgeräuschpegels sehr deutlich im Fahrzeuginnenraum wahrnehmbar ist.

Da die Anregung durch die sehr schmalbandigen Radordnungen geschieht, ergeben sich sehr diskrete Geschwindigkeitsbereiche für die Anregung der 1|0|0-Mode. So entsteht ein „Ein- / Ausschalteffekt“ bei sehr kleinen Geschwindigkeitsänderungen, was subjektiv zusätzlich auffällig und störend ist.

4.2.3 Anregung durch Adhäsionsmechanismen

Ob und inwieweit auch Anteile der adhäsiven Anregungsmechanismen im Reifenhohlraum messbar sind, soll durch eine Variation des Schräglaufwinkels untersucht werden. Diese wird mit einem Glattreifen auf einer geschliffenen, texturfreien Aluminiumfahrbahn durchgeführt.

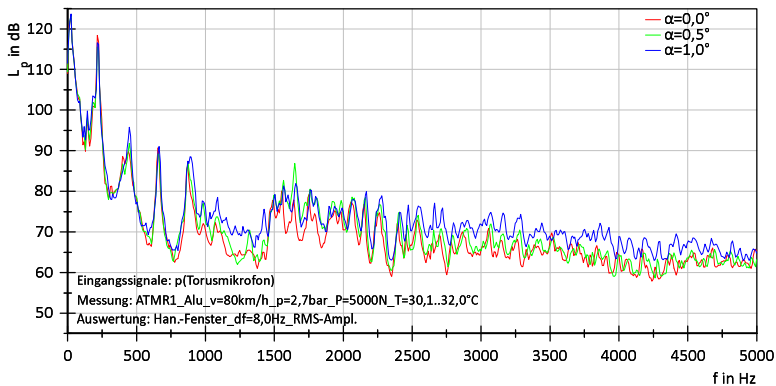


Abbildung 4.25: Untersuchung der Anregung durch Adhäsion durch Variation des Schräglaufwinkels.

Im Frequenzbereich bis 800 Hz zeigen die drei Betriebszustände ein sehr ähnliches Verhalten. Offenbar wirken sich Gleitvorgänge in diesem Frequenzbereich im Reifenhohlraum nicht bedeutend aus. Oberhalb von 800 Hz liegen die Messungen im Mittel ca. 5 dB auseinander, wobei sich erst zwischen 0,5 und 1 ° wirklich deutliche Unterschiede ergeben.

Die Messungen lassen den Rückschluss zu, dass die adhäsive Anregung durch Gleitvorgänge zwar erfasst werden kann (und damit auch tatsächlich zur Körperschallanregung des Reifens beiträgt), jedoch für die Anregung der Hohlraummoden eine untergeordnete Rolle spielt. Bei profilierten Reifen kommt noch der Effekt hinzu, dass die Profilklotze durch Gleitvorgänge auch stark verspannt werden und beim Lösen des Kontakts (z.B. im Auslauf) in ihren Eigenformen ausschlagen. Dadurch ergibt sich eine zusätzliche Körperschallanregung, deren Frequenz aber meist oberhalb der $1|0|0$ -Mode liegt (vgl. Abschnitt 2.1.1.1).

4.3 Untersuchung von Einflussfaktoren und Abhilfemaßnahmen

Zum Abschluss des Kapitels sollen noch einige Einflussfaktoren untersucht werden, die entweder von sehr großer Bedeutung oder aber bis dato recht selten beachtet worden sind.

4.3.1 Reifenfülldruck

Der Einfluss des Reifenfülldrucks³⁰ ist unter zwei Aspekten zu betrachten:

- Zum einen hat der Fülldruck bei gleichbleibender Radlast Einfluss auf die Einfederung des Reifens und damit auf das Verhalten des rollenden Systems bzgl. der Hohlraummoden (Latschsymmetrie oder Rotationssymmetrie).
- Zum anderen werden die Eigenschaften des Ausbreitungsmediums (i.d.R. Luft) und der Reifenstruktur durch den Fülldruck mitbestimmt.

Eine Betrachtung des erstgenannten Einflusses befindet sich in Abschnitt 4.1.5. Nachfolgend wird der Reifenfülldruck deshalb nur unter dem letztgenannten Gesichtspunkt untersucht. Dies geschieht durch Impulsanregung eines unbelasteten Reifens bei verschiedenen Fülldrücken (A1-S1, vgl. Abbildung 3.7):

³⁰ Reifenfülldruck, Radlast und Einfederung sind gekoppelte Parameter, sie lassen sich also nicht unabhängig voneinander einstellen. Für die Schallausbreitung im Torus sind Einfederung und Fülldruck die entscheidenden Faktoren, weshalb diese im Rahmen dieser Arbeit auch ausführlich behandelt werden. Der Einfluss veränderter Radlast wird kurz in [Kra10.1] S.12 beschrieben. Er besteht im Wesentlichen in einer stärkeren Anregung des Reifens aufgrund der höheren Kräfte in der Reifenaufstandsfläche.

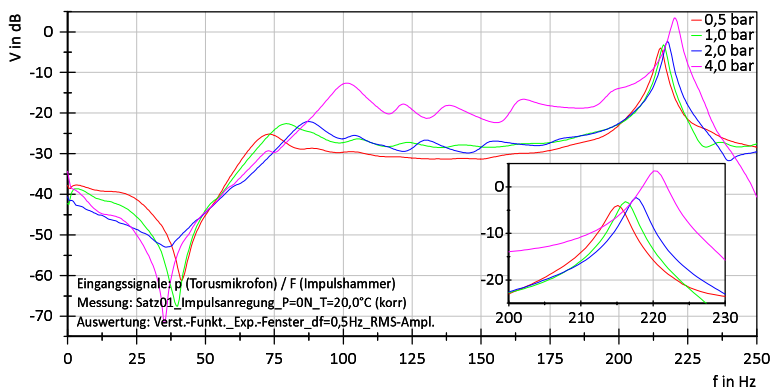


Abbildung 4.26: Verstärkungsfunktion von Reifensatz 06 bei Variation des Fülldrucks.

Durch einen höheren Reifenfülldruck nehmen Frequenz und Amplitude der Reifenstrukturmoden deutlich zu. Die erste Radialmode beispielsweise wird im vorliegenden Beispiel um ca. 30 Hz verschoben. Am Radträger bzw. der Kraftmessnabe (hier nicht dargestellt) ergibt sich ein vergleichbares Bild, wobei hier die Amplitudenzunahme etwas geringer ausfällt (vgl. auch [Kra10.1]S.11). Dieses Verhalten lässt sich damit erklären, dass durch einen höheren Reifendruck die Gesamtsteifigkeit des Reifens und damit auch die Frequenz der Strukturmoden zunehmen.

Interessant ist, dass auch die Frequenz der Hohlraummoden in Umfangsrichtung bei allen untersuchten Reifen leicht zunimmt, wie am Beispiel der hier dargestellten $1|0|0$ -Mode zu erkennen ist. Das ist überraschend, denn zum einen hat der Druck laut Formel 2.8 keinen Einfluss auf die Schallgeschwindigkeit. Zum anderen nimmt durch höheren Druck der Durchmesser des Reifens um einige Promille zu³¹, sodass der relevante Torusumfang zunimmt und sich sogar eine Frequenzabsenkung ergeben müsste. Dieselbe Entdeckung hat schon Kundt gemacht [Kun68]S.551&560, auch bei seinen Versuchen ergibt sich (bei engen Röhren) eine Anhebung der

³¹ Das zeigen vom Autor und von [KIT18] durchgeführte Versuche.

Frequenz durch Druckerhöhung. Offenbar nimmt der Einfluss der Wandverluste bei höherem Druck ab. Das spiegelt sich darin wieder, dass die Dicke der thermischen Grenzschicht bei zunehmender Dichte abnimmt (vgl. Formel 2.10). Dementsprechend nimmt die Phasengeschwindigkeit zu.

Die druckbedingte Zunahme des Durchmessers schlägt sich in einer Frequenzabsenkung der Hohlraummoden mit radialen Anteilen nieder (hier nicht dargestellt). Beim oben dargestellten Reifensatz 06 nimmt die Frequenz der 0|0|1-Mode bei einer Druckerhöhung von 0,25 bar auf 4,0 bar um ca. 25 Hz ab. Bei Hohlraummoden mit axialem Anteil zeichnet sich kein so eindeutiges Bild. Tendenziell nimmt die Frequenz ab (Reifen wird breiter), allerdings in deutlich geringerem Maß als bei den Hohlraummoden mit radialen Anteilen.

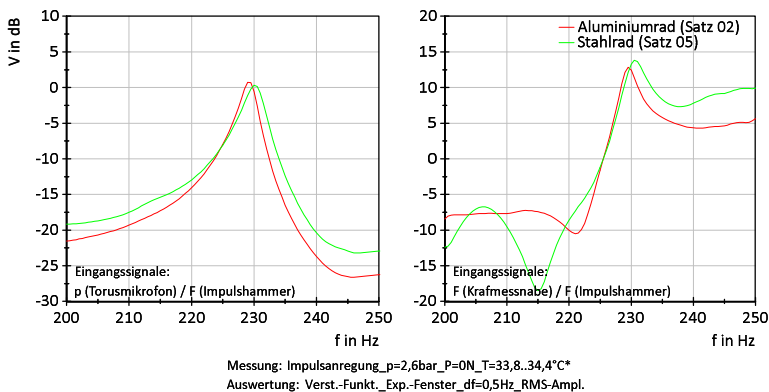
Bei Struktur- und Hohlraummoden nehmen die Amplituden im Reifenhohlraum deutlich zu. Das lässt sich (vgl. Abschnitt 4.1.1.2) damit erklären, dass mit höherem Druck auch die Dichte und damit die Schallkennimpedanz zunimmt, sodass sich eine effizientere Fluid-Struktur-Kopplung ergibt.

Hinsichtlich des Druckeinflusses existiert eine Besonderheit bei Geschwindigkeiten oberhalb von 100 bis 120 km/h. Während nämlich bei niedrigen Geschwindigkeiten im ruhenden Beobachtersystem die beiden Amplitudenspitzen der 1|0|0-Mode bei niedrigerem Druck weiter auseinander liegen (größere Frequenzaufspaltung bedingt durch die höhere Einfederung (vgl. latschsymmetrischer Systemzustand), d.h. bei gleicher Geschwindigkeit höhere Drehfrequenz durch den einfederungsbedingt geringeren Abrollumfang) als bei hohem Fülldruck, kann sich dieses Verhältnis bei hohen Geschwindigkeiten umkehren, d.h. die Amplitudenspitzen bei hohem Druck liegen weiter auseinander als bei niedrigem Druck. Dieses Verhalten kann damit erklärt werden, dass die fliehkraftbedingte Zunahme des Abrollumfangs bei geringem Reifendruck größer ist als bei hohem Reifenfülldruck. Die Raddrehfrequenz ist bei niedrigem Druck also geringer, folglich fällt das rotationsbedingte Aufspalten im ruhenden Beobachtersystem geringer aus.

Der Einfluss des Fülldrucks auf den geschwindigkeitsabhängigen Abrollumfang ist z.B. in [Lei15]S.79 dargestellt. Es ist davon auszugehen, dass der Effekt bei breiten Reifen am stärksten hervortritt. Anmerkung: Dieser Effekt führt nur zu sehr kleinen, absoluten Frequenzverschiebungen (< 5 Hz, vgl. prozentuale Änderung des Abrollumfangs über der Geschwindigkeit). Er kommt nur zum Tragen, wenn Reifen mit hohen Druckunterschieden bei niedrigen und hohen Geschwindigkeiten verglichen werden³².

4.3.2 Material des Rades

Aus früheren Arbeiten (z.B. [Sca94]) ist bekannt, dass sich das Übertragungsverhalten von Stahl- und Aluminiumrädern deutlich unterscheidet. Nun ist von Interesse, ob dies an unterschiedlichen Ausbreitungsbedingungen im Reifenhohlraum oder tatsächlich an der Übertragung durch die Radstruktur liegt. Dafür werden Versuche mit Impulsanregung durchgeführt:



³² Natürlich tritt dies nur am realen Fahrzeug auf, am Prüfstand (mit starrer Radführung) ist das nicht beobachtbar.

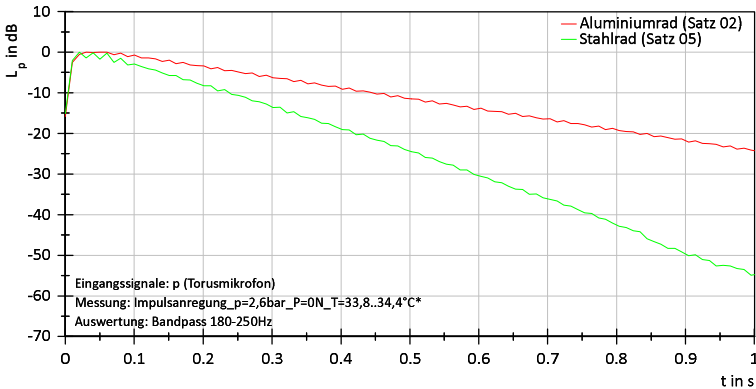


Abbildung 4.27: Vergleich von Aluminium- und Stahlrad bei Impulsanregung;
 Oben: Verstärkungsfunktionen; Unten: Abklingvorgang.
 *) Keine Temperaturmessung beim Stahlrad.

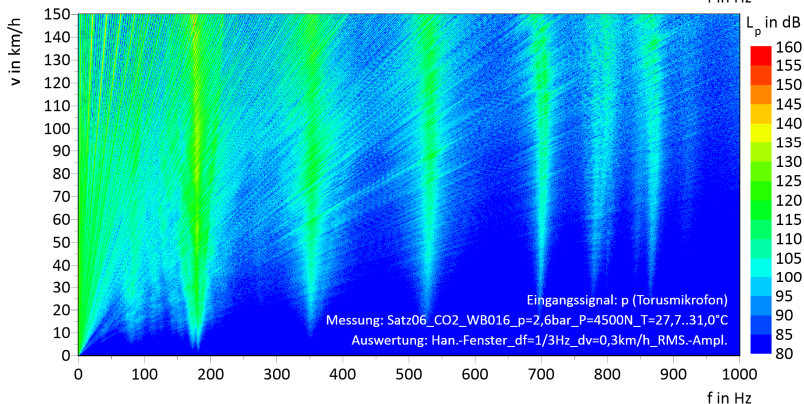
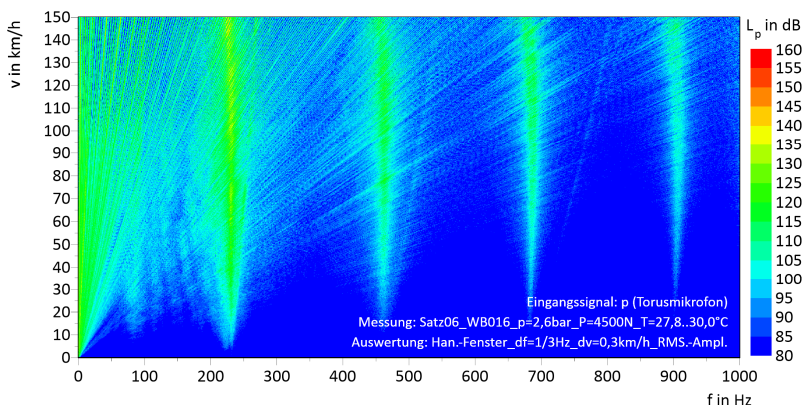
Oben links ist die Verstärkungsfunktion der Übertragung vom Impulshammer in den Reifenhohlraum dargestellt. Hier erreicht das Aluminiumrad geringfügig höhere Pegel. Dies stellt sich auch bei Straßenmessungen so dar [Kra14]S.310. Im unteren Teil des Bildes ist ergänzend noch der Bandpasspegel (180 bis 250 Hz) für den Schalldruck im Torus dargestellt. Die Nachhallzeit t_{60} des Aluminiumrades liegt bei ca. 2,36 s, die des Stahlrades bei ca. 1,16 s. In Summe sind also die Ausbreitungsbedingungen beim Aluminiumrad günstiger. Betrachtet man allerdings die Verstärkungsfunktion für die Übertragung vom Impulshammer zur Kraftmessnabe (rechts oben), so ergibt sich ein gänzlich anderes Bild: Mit dem Stahlrad wird ein um 2 dB höherer Pegel gemessen. Auch das zeigt sich bei Straßenmessungen gleichermaßen [Kra14]S.310.

Demnach ist die Übertragung des Stahlrades deutlich stärker als die des Aluminiumrades. Dies kann damit erklärt werden, dass das gemessene Stahlrad im Bereich bei ca. 220 Hz einen deutlichen Einbruch in der dynamischen Steifigkeit (Kippbewegung) aufweist und damit anfälliger für die von der 1|0|0-Mode erzeugte Kraftschwankung ist. Demgegenüber liegt

die Steifigkeit beim Aluminiumrad deutlich höher. Die Untersuchungen in [Hay07]S.9 (Variation der Scheibensteifigkeit des Rades) bestätigen dies.

4.3.3 Reifenfüllgas

Ergänzend zu den in Abschnitt 4.1.1.2 dargestellten Versuchen soll anhand von Ausrollversuchen der drei Füllgase untersucht werden, ob die bei Impulsanregung gefundenen Charakteristika auch im realen Betrieb zutreffen.



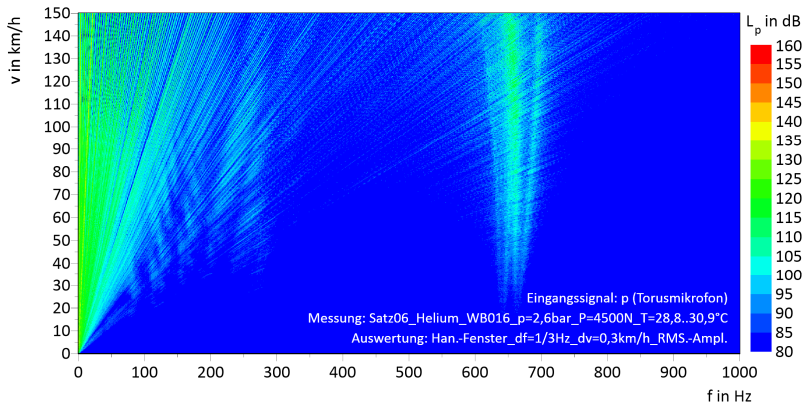


Abbildung 4.28: Ausrollversuche von Satz 06 bei Variation des Füllgases. Oben: Luft; Mitte: Kohlendioxid; Unten: Helium.

Die Ergebnisse stimmen sehr gut mit Abschnitt 4.1.1.2 überein:

- Die Amplituden sind breitbandig bei Kohlendioxid am höchsten und bei Helium am geringsten (von den Radordnungen bis zu den Hohlraummoden). Dies ergibt sich aus der unterschiedlichen Schallkennimpedanz der drei Gase.
- Bedingt durch die unterschiedlichen Schallgeschwindigkeiten ergeben sich sehr große Frequenzverschiebungen bei den Hohlraummoden. Mit Kohlendioxid-Füllung sind sogar die ersten mehrdimensionalen unterhalb von 1000 Hz messbar.

Überraschenderweise liegt bei Helium die Übergangsgeschwindigkeit vom latschsymmetrischen zum rotationssymmetrischen System bei ca. 70 bis 80 km/h, wohingegen bei Luft und Kohlendioxid nur bis 10 km/h zwei Frequenzen zu erkennen sind. Offensichtlich reagiert der Reifenhohlraum bei Heliumfüllung empfindlicher auf Störungen der Geometrie. Möglicherweise ist dies bedingt durch die sehr geringe Massenträgheit von Helium, wodurch sich die einzelnen Moleküle durch die Querschnittsverengungen

in der Aufstandsfläche leichter in ihrer Bewegung beeinflussen lassen. Darüber hinaus nimmt der Einfluss der Bewandung bei geringerer Dichte zu (vgl. Abschnitte 2.4 und 4.3.1).

4.3.4 Absorptionsschaum

Ein probates Mittel zur Minimierung der Amplituden im Reifenhohlraum stellt Absorptionsschaum dar. Derartige Schäume sind schon vielfältig erprobt worden (vgl. z.B. [Kra10.1]S.13f) und zeigen eine gute Wirksamkeit (siehe z.B. [Lei15]S.149).

Nachfolgend ist eine Messung auf grobrauem Asphalt dargestellt:

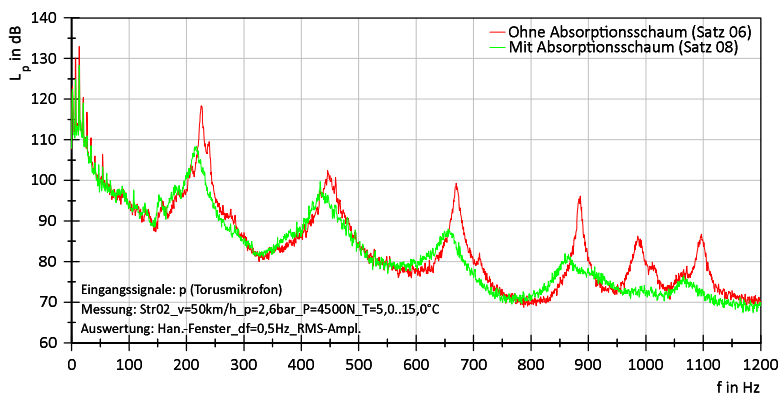


Abbildung 4.29: Vergleich von Reifen mit und ohne Absorptionsschaum auf der Straße.

Die Amplitude der $1|0|0$ -Mode wird im Reifenhohlraum um ca. 10 dB abgesenkt. Analog zu den Untersuchungen in [Kra09]S.90ff ist außerdem eine Frequenzabsenkung zu beobachten, die der eingebrachten Absorption (Dämpfung) geschuldet ist (vgl. auch [Bar16]S.2317).

Aus Platzgründen sind Absorptionsschäume im Reifenhohlraum in aller Regel relativ dünn, meist ergeben sich Schaumdicken < 5 cm. Dass trotzdem

eine so gute Wirksamkeit auch schon im Bereich von 200 Hz³³ erreicht wird, erklärt sich dadurch, dass der Reifenhohlraum in diesem Frequenzbereich als eindimensionaler Wellenleiter fungiert (vgl. Abschnitt 2.2.2). Dadurch besteht ein quasi streifender Schalleinfall an der Absorberoberfläche, die wirksame Absorbiertiefe wird durch die flachen Einfallswinkel deutlich erhöht.

4.3.5 Weitere Einflussfaktoren

In Vorgängerarbeiten [Kra10.1] sind schon einige wichtige weitere Einflussfaktoren beschrieben. Drei weitere sollen hier der Vollständigkeit halber kurz genannt werden. Diese werden vor dem Hintergrund möglicher Stellhebel zur Reduktion der Amplituden untersucht.

Reifenbreite: Bei Variation der Reifenbreite (bei gleichbleibender Radbreite) sind keine allgemeingültigen Tendenzen festzustellen (siehe Anhang B). Mit einem schmaleren Reifen (Reifensatz 15, 225/40 R18) werden nicht generell geringere oder größere Amplituden gemessen als mit einem breiteren Reifen (Reifensatz 13, 245/35 R18). Das betrifft sowohl den Schalldruckpegel im Torus als auch die Kräfte an der Messnabe bzw. Beschleunigungen am Radträger.

Radbreite: Bei Variation der Radbreite (bei gleichbleibender Reifenbreite) lässt sich die Tendenz feststellen, dass ein breites Rad (Reifensatz 01, 7,5 Zoll) minimal höhere Schalldruckpegel bewirkt als ein schmales Rad (Reifensatz 09, 6,5 Zoll). Allerdings sind die Unterschiede (je nach Strecke und Geschwindigkeit) sehr gering (siehe Anhang B).

³³ Klassischerweise (z.B. bei der Auslegung eines Akustikprüfstands) würde man eine Absorbiertiefe von min. $\lambda/4$ vorsehen (senkrechter Schalleinfall).

Verstärkte Seitenwand: Der Vergleich von Standard-Reifen mit Run Flat-Reifen zeigt kein einheitliches Bild. In Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit werden mit Standard-Reifen mal höhere, mal niedrigere und in einigen Fällen auch gleiche Amplituden gemessen (siehe Anhang B).

5 Fazit

5.1 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beinhaltet experimentelle Untersuchungen der Reifenhohlraummoden. Dabei kommt ein neu entwickeltes Messsystem zum Einsatz, das die Schalldruckmessung im Reifinneren sowohl am Prüfstand als auch am Gesamtfahrzeug im öffentlichen Straßenverkehr erlaubt. Insbesondere die simultane Messung im Reifenhohlraum und am Radträger sowie die Parametervariationen mit großer Spreizung tragen dazu bei, ein besseres Verständnis über die Hohlraummoden zu generieren.

Auf Basis der durchgeführten Versuche können folgende Ergebnisse festgehalten werden:

Grundlagenuntersuchungen

- Im Reifenhohlraum sind die Hohlraummoden dominant. Die Abstrahlung von Reifenstrukturmoden in den Torus ist zwar messbar, aber von untergeordneter Bedeutung.
- Hohlraummoden treten in allen Raumrichtungen des Torus' auf (Umfangsrichtung, axiale und radiale Richtung). Die Hohlraummoden in Umfangsrichtung beginnen bei ca. 200 Hz, die Hohlraummoden in axialer Richtung bei ca. 800 bis 1000 Hz und die Hohlraummoden in radialer Richtung bei ca. 1500 bis 2000 Hz (jeweils abhängig von der Reifendimension).
- Oberhalb von ca. 2000 Hz nimmt die Modendichte derart zu, dass eine Identifizierung einzelner Moden kaum mehr möglich ist.
- Die Hohlraumwände führen zu Verlusten (viskos und thermisch) und setzen die Phasengeschwindigkeit im Torus gegenüber der Schallgeschwindigkeit im freien Raum herab.

Untersuchung der Systemzustände

- Der Reifenhohlraum verändert in Abhängigkeit von Einfederung und Rotationsfrequenz seine charakteristischen Eigenschaften. Entgegen den bisherigen Erkenntnissen können sich beim rollenden Reifen zwei unterschiedliche Systemzustände ausbilden.
- Bei geringer Einfederung und/oder hoher Drehfrequenz bilden sich im Hohlraum reifenfeste, mitrotierende Moden aus („rotationssymmetrisches“ System).
- Bei der Anregung im rotationssymmetrischen Zustand tritt eine Amplitudenmodulation auf, die im Torus zu messbaren Seitenbändern führt.
- Bei hoher Einfederung und/oder geringer Drehfrequenz bilden sich in Umfangsrichtung ortsfeste Moden (Vertikal- und Horizontalmoden) aus („latschsymmetrisches“ System).
- Unter Berücksichtigung der Ergebnisse dieser Arbeit können nun alle bisher noch unklaren Effekte im reifenfesten sowie im ortsfesten Beobachtersystem erklärt werden.

Untersuchung der Anregung

- Erwartungsgemäß spielt für die Anregung der Hohlraummoden der Fahrbahnbelag eine herausragende Rolle. Insbesondere grob-raue Texturen führen zu hohen Schalldruckpegeln im Reifenhohlraum (vorzugsweise bei „Landstraßen“-Fahrgeschwindigkeiten von ca. 50 bis 100 km/h).
- Bei ungünstiger Gestaltung kann auch das Reifenprofil zu einer signifikanten Anregung der Hohlraummoden führen (i.d.R. bei geringen Fahrgeschwindigkeiten).
- Reifenungleichförmigkeiten höherer Ordnungen können insbesondere auf feinrauen Fahrbahnen zu einer sehr starken Anregung der Hohlraummoden führen (bei Fahrgeschwindigkeiten oberhalb von 120 km/h).

Untersuchung der Einflussfaktoren

- Der Reifenfülldruck hat einen messbaren Einfluss auf die Phasengeschwindigkeit im Reifenhohlraum. Bei hohem Druck nehmen deshalb die Eigenfrequenzen der Hohlraummoden in Umfangsrichtung zu. Dieses Verhalten ist der Verringerung von Wandverlusten bei erhöhtem Druck geschuldet. Außerdem ergibt es sich durch höheren Fülldruck eine Zunahme des Reifendurchmessers, was zu einer Frequenzabsenkung von radialen Hohlraummoden führt.
- Räder mit geringer Kippsteifigkeit bewirken eine verstärkte Übertragung an den Radträger.
- Durch Füllgase lassen sich sowohl die Frequenzen der Hohlraummoden verschieben (veränderte Schallgeschwindigkeit) als auch die Amplituden im Reifenhohlraum beeinflussen (veränderte Schallkennimpedanz).

5.2 Ausblick

Wenn einige offene Fragen mit der vorliegenden Arbeit beantwortet werden können, so eröffnen sich doch gleichzeitig viele neue Fragestellungen, die in zukünftigen Arbeiten behandelt werden können:

- Beim verwendeten Reifeninnengeräusch-Messsystems besteht noch Potenzial hinsichtlich Energieverbrauch, Benutzerfreundlichkeit und Hochgeschwindigkeitstauglichkeit. Weiterhin wäre eine kompaktere und leichtere Bauform hilfreich (Unwucht).
- Die Berücksichtigung des Übertragungspfads in den Fahrzeuginnenraum hat große Bedeutung. Es ist zu untersuchen, inwieweit durch modales Abstimmen auf Fahrzeugseite eine ausreichend hohe Robustheit erzielt werden kann, sodass ggf. auf zusätzliche Optimierungsmaßnahmen am Rad-Reifen-System (z.B. Absorptionsschaum im Reifenhohlraum) verzichtet werden kann.

- Weiterhin sollte untersucht werden, inwieweit eine Abstimmung des Reifenhohlraums durch Veränderung der Oberflächenbeschaffenheit von Rad und Reifen auch ohne Absorptionsmaterial möglich ist.
- Außerdem wäre es hilfreich, systematische Parameterstudien an Reifen und Rädern durchzuführen, um einen Zusammenhang zwischen einzelnen Konstruktionsmerkmalen und der Anregung der Hohlraummoden herstellen zu können. Dadurch würde eine zielgerichtete Entwicklung zur Reduzierung der Amplituden der Hohlraummoden möglich.
- Diese Arbeit zielt in erster Linie darauf ab, bisher unbekannte oder unklare Effekte in Bezug auf die Reifenhohlraummoden zu beschreiben und zu erklären. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit geschieht dies meist qualitativ, was u.a. dem experimentellen, praxisnahen Charakter der Untersuchungen geschuldet ist. An einigen Stellen wäre es wünschenswert, im Rahmen von gezielten Parameterstudien (experimentell und simulativ) eine Quantifizierung der beschriebenen Effekte vorzunehmen (z.B. Einfluss unterschiedlicher Oberflächenbeschaffenheiten im Torus; genaue Ermittlung des relevanten Torusumfangs; vollständige, mathematische Beschreibung des einfederungsbedingten Aufspaltens; exakte Ermittlung der Übergangsgeschwindigkeit vom latschsymmetrischen zum rotationssymmetrischen System).

Literatur

Fachliteratur

- [Abe03] Abel, J.; Smith, T.; Smith, J.O.: A simple, accurate Wall Loss Filter for Acoustic Tubes. In: 6th International Conference on Digital Audio Effects, Konferenzband. London, 2003, S.DAFX-1–DAFX-5.
- [Anf02] Anfosso-Lédée, F.; Do, M.-T.: Geometric Descriptors of Road Surface Texture in Relation to Tire/Road Noise. In: Transportation research record, 2002, S.160-167.
- [Bal09] Balkenhol, T.: Adaptive Digitalfilter für die aktive Schalldämpfung in Röhrensystemen. Dissertation, Universität Paderborn, 2009.
- [Bar16] Baro, S.; Corradi, R.; Abom, M.: Tyre cavity noise: porous materials as a countermeasure. In: Inter-Noise, Konferenzband. Hamburg, 2016, S.2313-2318.
- [Bec02] Beckenbauer, T. et. al.: Einfluss der Fahrbahntextur auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch. In: Bundesministerium für Verkehr, Bau- und Wohnungswesen (Hrsg.): Bericht zum Forschungs- und Entwicklungsvorhaben 03.293/1995/MRB (Heft 847). Bonn, 2002.
- [Bec03] Beckenbauer, T.: Reifen-Fahrbahn-Geräusche – Minderungspotenziale der Straßenoberfläche. In: 29. Jahrestagung für Akustik (DAGA), Konferenzband. Aachen, 2003, S.20-29.

- [Bec08.1] Beckenbauer, T.: Physik der Reifen-Fahrbahn-Geräusche: Geräuschenstehung, Wirkungsmechanismen und akustische Wirkung unter dem Einfluss von Bautechnik und Straßenbetrieb. Müller-BBM (Veranst.): 4. Informationstage Geräuschmindernde Fahrbahnbeläge, 2008.
- [Bec08.2] Beckenbauer, T.; Klein, P.; Hamet, J.-F.; Kropp, W.: Tyre/road noise prediction: A comparison between the SPERoN and HyRoNE models – Part 1. In: Euronoise, Konferenzband. Paris, 2008, S.2933-2938.
- [Bed09] Bederna, C.; Saemann, E.-U.: Contributions to a better understanding of tire cavity noise. In: Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V.: 35. Jahrestagung für Akustik (NAG/DAGA), Konferenzband. Rotterdam, 2009, S.502-505.
- [Ben68] Benade, A.H.: On the Propagation of Sound Waves in a Cylindrical Conduit. In: Acoustical Society of America (Hrsg.): The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 44, Nr. 2, 1968, S.616-623.
- [Bla00] Blackstock, D.T.: Fundamentals of Physical Acoustics. New York: John Wiley & Sons, 2000.
- [Blo04] Blom, R.: Report on tyre/road noise: Generation mechanisms, influence of tyre parameters and experiment on belt resonances. Traineeship Report, Technische Universität Eindhoven, 2004.
- [Bra13] Braess, H.-H.; Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2013.
- [Bru03] Brunner, H.; Schubert, J.: Experimentelle Untersuchungen zum Reifen/Fahrbahn-Rollgeräusch moderner Reifenkonstruktionen, speziell von Leichtbau- und Run-Flat-Reifen. In: Bargende, M. (Hrsg.): 5. Inter-nationales Stuttgarter Symposium, Konferenzband. Stuttgart, 2003, S.535-548.

- [Bsc81] Bschorr, O.; Mittmann, J.; Wolf, A.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Abstrahlung von Reifenlärm. Messerschmitt-Bölkow-Blohm GmbH, MBB-Bericht-Nr.: BB-483-81 Ö. München, 1981.
- [Bsc86] Bschorr, O.: Reduktion von Reifenlärm. In: Automobil-Industrie 6/86, 1986, S.721-729.
- [Bsc99] Bschorr, O.: Leistungsverhältnis des in den Außen- und in den Torusraum abgestrahlten Reifenlärms. In: VDI (Hrsg.): VDI-Berichte Nr. 1494, 1999, S.101-106.
- [Bsc01] Bschorr, O.: Bestimmung des straßenbedingten Verkehrslärms durch Messung des Torusgeräuschs. In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): VDI-Berichte Nr. 1632, 2001, S.105-114.
- [Bsc04] Bschorr, O.: Torusmessgerät zur Bestimmung der akustischen Qualität von Straßenoberflächen. Materialienband. München, 2004.
- [Chi58] Chiba, T.; Kajiyama, M.: The Vowel: Its Nature and Structure. Tokyo: Phonetic Society of Japan, 1958.
- [Cre48] Cremer, L.: Über die akustische Grenzschicht vor starren Wänden. In: Arch. Elektr. Übertragung 2, 1948, S.136-139.
- [Cre90] Cremer, L., Hubert, M.: Vorlesungen über Technische Akustik. 4. Auflage. Berlin: Springer-Verlag, 1990.
- [Czi12] Czichos, H.; Hennecke, M. (Hrsg.): Das Ingenieurwissen. 34. Auflage. Berlin: Springer-Verlag, 2012.
- [Dan50] Daniels, F.B.: On the Propagation of Sound Waves in a Cylindrical Conduit. In: The Journal of the Acoustic Society of America, Vol. 22, Nr. 5, 1950, S.563-564.
- [Dar03] Darau, D.: Die Stimme. In: Universität Regensburg: Ausbildungsseminar Physik der Musikinstrumente, 2003.

- [DAV13] Deutscher Asphaltverband e.V. (Hrsg.): Ausschreiben von Asphaltarbeiten (02/2013). https://www.asphalt.de/fileadmin/user_upload/downloads/dav/AvA-Nachdruck-2017.pdf. Abgerufen: 24.01.2015.
- [DEG06] Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (Hrsg.): DEGA-Empfehlung 101: Akustische Wellen und Felder. Berlin, 2006.
- [Ehr03.1] Ehrenfried, K.: Strömungsakustik I. Vorlesungsskript, Technische Universität Berlin, 2003.
- [Ehr03.2] Ehrenfried, K.: Strömungsakustik II. Vorlesungsskript, Technische Universität Berlin, 2003.
- [Eif06] Eifert, H.: Strassenverkehrslärm: Erkenntnisse und Minderungsmöglichkeiten. Erkrath: BetonMarketing Deutschland GmbH (Hrsg.), 2006.
- [Fah85] Fahy, F.: Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response. London: Academic Press Ltd., 1985.
- [Fan60] Fant, G.: Acoustic Theory of Speech Production: With Calculations based on X-Ray Studies of Russian Articulations. Den Haag: Mouston & Co. N.V., 1960.
- [Fel00] Feldmann, J.; Möser, M.; Volz, R.: Umweltbelastung durch Verkehrsgeräusche sowie Aspekte der Schallausbreitung und Schallabsorption in Straßenschluchten. In: Institut für Agrar- und Stadtökologische Projekte an der Humboldt-Universität zu Berlin (Hrsg.): Symposium „LärmSenken“. Berlin, 2000.
- [Fen09] Feng, Z.C.; Gu, P.; Chen, Y.; Li, Z.: Modeling and Experimental Investigation of Tire Cavity Noise Generation Mechanisms for a Rolling Tire (SAE 2009-01-2104). Warrendale: SAE International, 2009.
- [Fen11] Feng, Z.C.; Gu, P.: Modeling and Experimental Verification of Vibration and Noise Caused by the Cavity Modes of a Rolling Tire Under Static Loading (SAE 2011-01-1581). Warrendale: SAE International, 2011.

- [Fle98] Fletcher, N.H.; Rossing, T.D.: The Physics of Musical Instruments. 2. Edition. New York: Springer-Verlag, 1998.
- [Fuc17] Fuchs, H.V.: Raum-Akustik und Lärm-Minderung: Konzepte mit innovativen Schallabsorbern und -dämpfern. 4. Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2017.
- [Gab08] Gabi, M.; Pantle, I.: Technische Akustik. Vorlesungsskript, Karlsruher Institut für Technologie, 2008.
- [Gäb09] Gäbel, G.S.: Beobachtung und Modellierung lokaler Phänomene im Reifen-Fahrbahn-Kontakt. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2009.
- [Gra02] Grambow, A.: Bestimmung der Materialparameter gefüllter Elastomere in Abhängigkeit von Zeit, Temperatur und Beanspruchungszustand. Dissertation, RWTH Aachen, 2002.
- [Gau13] Gauterin, F.: Fahrzeugkomfort und -akustik II: Schwingungen des rollenden Reifens. Vorlesungsskript, Karlsruher Institut für Technologie, 2013.
- [Gau18] Gauterin, F.: Fahrzeugkomfort und -akustik II: Reifen, Fahrbahnen und Reifen-Fahrbahn-Kontakt. Vorlesungsskript, Karlsruher Institut für Technologie, 2018.
- [Gen10] Genuit, K. (Hrsg.): Sound-Engineering im Automobilbereich: Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen. Berlin: Springer-Verlag, 2010.
- [Gro13.1] Grollius, S.; Kühbauch, B.; Gauterin, F.: Development of a three-dimensional road texture measurement method as a first step towards tyre road contact simulation. In: SAGE Publications (Hrsg.): Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Volume 227, Issue 2, 2013, S. 213-221.

- [Gro13.2] Grollius, S.: Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells. In: Institut für Fahrzeugsystemtechnik (Hrsg.): Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik Nr. 18. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2013.
- [Gun00] Gunda, R.; Gau, S.; Dohrmann, C.: Analytical Model of Tire Cavity Resonance and Coupled Tire/Cavity Modal Model. In: Tire Science and Technology, Vol. 28, Nr. 1. Ohio, 2000, S. 33-49.
- [Had71] Hayden, R.E.: Roadside Noise from the Interactions of a Rolling Tire with the Road Surface. In: Proceedings of the Purdue Noise Control Conference, Konferenzband. West Lafayette, 1971, S.62-67.
- [Hav99] Haverkamp, M.: Untersuchung der Hohlraumresonanz im Reifen durch Analyse der Energieübertragung. In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): VDI-Berichte Nr. 1494, 1999, S. 107-116.
- [Ham00] Hamet J.F.; Klein P.: Road texture and tire noise. In: Inter-Noise, Konferenzband. Paris, 2000, S.178-183.
- [Hay06] Hayashi, T.: Experimental study concerning the behaviour and the effect of wheel on tire cavity noise (JSAE 2006-05-0039). Warrendale: SAE International, 2006.
- [Hay07] Hayashi, T.: Experimental Analysis of Acoustic Coupling Vibration of Wheel and Suspension Vibration on Tire Cavity Resonance (SAE 2007-01-2345). Warrendale: SAE International, 2007.
- [Hei13] Heißing, B.; Ersoy, M.; Gies, S. (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. 4. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2013.

- [Hel63] von Helmholtz, H.: Über den Einfluss der Reibung in der Luft auf die Schallbewegung. In: Naturhistorisch-medicinischer Verein (Hrsg.): Verhandlungen des naturhistorisch-medicinischen Vereins zu Heidelberg: 3. Band (1862 bis 1865), 1863, S.16-20.
- [Her08] Herget, W.: Mikroperforierter Absorber für Reifengeräusche. Diplomarbeit, Hochschule Mittweida, 2008.
- [Hes06] Hess, W.: Artikulatorische und akustische Phonetik. Vorlesungsskript, Rheinische Friedrich-Wilhelms-Universität Bonn, 2006.
- [Hök06] Hökmark, B.: Acoustic analysis of loudspeaker cavity including viscothermal effects. Masterarbeit, Universität Lund (Schweden), 2006.
- [Hüb03] Hübelt, J.; Sarradj, E.; Lerch, T.: Ein Modell zur akustischen Optimierung von offenporigen Fahrbelägen. Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH, 2003.
- [Iwa96] Iwao, K.; Yamazaki, I.: A study on the mechanism of tire/road noise (JSAE 9630246). Tokyo: JSAE, 1995.
- [Jen14] Jensen, M.H.: Theory of Thermoacoustics: Acoustics with Thermal and Viscous Losses (27.02.2014). <http://www.comsol.com/blogs/theory-thermoacoustics-acoustics-thermal-viscous-losses>. Abgerufen: 03.02.2016.
- [Kam14] Kamiyama, Y.: Development of a New On-Wheel Resonator for Tire Cavity Noise (SAE 2014-01-0022). Warrendale: SAE International, 2014.
- [Kar53] Karal, F.C.: The Analogous Acoustical Impedance for Discontinuities and Constrictions of Circular Cross Section. In: Acoustical Society of America (Hrsg.): The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 25, Nr.2 1953, S.327-334.

- [Kay77] Kayser, H.: Bestimmung des Verhältnisses der spezifischen Wärmen für Luft bei konstantem Druck und konstantem Volumen durch Schallgeschwindigkeit. In: Wiedemann, G.H. (Hrsg.): Annalen der Physik und Chemie, Band 238, Ausgabe 10. Berlin: Verlag von Johann Ambrosius Barth, 1877, S.218-241.
- [Kee84] Keefe, D.H.: Acoustical wave propagation in cylindrical ducts: Transmission line parameter approximations for isothermal and nonisothermal boundary conditions. In: Acoustical Society of America (Hrsg.): The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 75, Nr. 1, 1975, S.58-62.
- [Kim07] Kim, B.S.; Kim, G.J.; Lee, T.K.: The identification of sound generating mechanisms of tyres. In: ScienceDirect: Applied Acoustics 68, 2007, S.114-133.
- [Kin09.1] Kindt, P.: Structure-Borne Tyre/Road Noise due to Road Surface Discontinuities. Dissertation, Katholieke Universiteit Leuven, 2009.
- [Kin09.2] Kindt, P.; Berckmans, F.; De Coninck, F.; Sas, P.; Desmet, W.: Experimental analysis of the structure-borne tyre/road noise due to road discontinuities. In: Elsevier (Hrsg.): Mechanical Systems and Signal Processing, Band 23, 2009, S.2557-2574.
- [Kir68] Kirchhoff, G.: Über den Einfluss der Wärmeleitung in einem Gase auf die Schallbewegung. In: Poggendorf, J.C. (Hrsg.): Annalen der Physik und Chemie, Band 210, Ausgabe 6. Berlin: Verlag von Johann Ambrosius Barth, 1868, S.177-193.
- [Kis62] Kinsler, L.E.; Frey, A.R.: Fundamentals of Acoustics. New York: John Wiley & Sons, 1962.
- [KIT18] Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik: Interne Untersuchungen.
- [Kle04] Klempau, F.: Untersuchungen zum Aufbau eines Reibwertvorhersagesystems im fahrenden Fahrzeug. Dissertation. TU Darmstadt, 2004.

-
- [KIm09] Kollmeier, B.: Skript zur Vorlesung über physikalische, technische und medizinische Akustik. Vorlesungsskript, Universität Oldenburg, 2009.
- [Kom06] Kollmann, F.G.; Schösse, T.F.; Angert, R.: Praktische Maschinenakustik. Berlin: Springer-Verlag, 2006.
- [Kra09] Krauss, O.: Erprobung und Beurteilung von Kompletttradsystemen zur Reduzierung des abrollbedingten Reifengeräuschs. Diplomarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, 2009.
- [Kra10.1] Krauss, O.; Gauterin, F.; Klempau, F.; Leister, G.: Cavity Noise of Passenger Car Tires – Influencing Factors and Optimization Measures. In: chassis.tech_{plus}, Konferenzband. München, 2010, S.579-595.
- [Kra10.2] Krauss, O.; Gauterin, F.: 1. Zwischenbericht zum Projekt „Akustische Torusmessmethode“. Karlsruher Institut für Technologie, 2010.
- [Kra11] Krauss, O.; Gauterin, F.: 2. Zwischenbericht zum Projekt „Akustische Torusmessmethode“. Karlsruher Institut für Technologie, 2011.
- [Kra12.1] Krauss, O.; Gauterin, F.: Analysis of tire road noise using a tire cavity sound measurement system. In: Euronoise, Konferenzband. Prag, 2012, S.911-915.
- [Kra12.2] Krauss, O.; Gauterin, F.: 3. Zwischenbericht zum Projekt „Akustische Torusmessmethode“. Karlsruher Institut für Technologie, 2012.
- [Kra13.1] Krauss, O.; Gauterin, F.: 4. Zwischenbericht zum Projekt „Akustische Torusmessmethode“. Karlsruher Institut für Technologie, 2013.
- [Kra13.2] Krauss, O.; Gauterin, F.: Abschlussbericht zum Projekt „Akustische Torusmessmethode“. Karlsruher Institut für Technologie, 2013.

- [Kra14] Krauss, O.; Gauterin, F.: Akustische Torusmessmethode – Entwicklung und Anwendung eines Reifeninnengeräusch-Messsystems. In: 40. Jahrestagung für Akustik (DAGA), Konferenzband. Oldenburg, 2014, S.309-310.
- [Kro92] Kropp, W.: Ein Modell zur Beschreibung des Rollgeräusches eines unprofilierten Gürtelreifens auf rauher Straßenoberfläche. In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): VDI-Berichte Nr. 166, 1992.
- [Kui01] Kuijpers, A.; van Blokland, G.: Tyre/road noise models in the last two decades: a critical evaluation. Inter-Noise, Konferenzband. Den Haag, 2001, S.2494-2499.
- [Kun66] Kundt, A.: Über eine neue Art akustischer Staubfiguren und über die Anwendung derselben zur Bestimmung der Schallgeschwindigkeit in festen Körpern und Gasen. In: Poggendorf, J.C. (Hrsg.): Annalen der Physik und Chemie, Band 203, Ausgabe 4. Berlin: Verlag von Johann Ambrosius Barth, 1866, S.497-523.
- [Kun68] Kundt, A.: Untersuchungen über die Schallgeschwindigkeit der Luft in Röhren. In: Poggendorf, J.C. (Hrsg.): Annalen der Physik und Chemie, Band 211, Ausgabe 1. Berlin: Verlag von Johann Ambrosius Barth, 1868, S.337-372 und S.527-561.
- [LaN14] Landesamt für Natur, Umwelt und Verbraucherschutz NRW (Hrsg.): Verkehrsrgeräusche: Ausgangssituation. <http://www.lanuv.nrw.de/geraeusche/verkehr15.htm>. Abgerufen: 12.09.2014.
- [Lei15] Leister, G.: Fahrzeugräder – Fahrzeugreifen: Entwicklung – Herstellung – Anwendung. 2. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2015.
- [Ler09] Lerch, R.; Wolf, D.; Sessler, G.: Technische Akustik: Grundlagen und Anwendungen. Berlin: Springer-Verlag, 2009.
- [Lil85] Liljencrants, J.: Speech synthesis with a reflection-type line analog. Dissertation, Royal Institute of Technology, Stockholm, 1985.

- [Lin05] Lindner, M.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Gummireibung an Profilklotzen und Dichtungen. Dissertation, Universität Hannover, 2005.
- [Mat94] Matsumoto, T.; Hashimoto, T.; Takao, H.: Improvement of cabin noise due to the ring mode air resonance tone in rear-axle FF car (JSAE 9532272). Tokyo: JSAE, 1994.
- [Mec02] Mechel, F.P. (Hrsg.): Formulas of Acoustics. Berlin: Springer-Verlag, 2002.
- [Mei00] Meier, A.: Die Bedeutung des Verlustfaktors bei der Bestimmung der Schalldämmung im Prüfstand. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2000.
- [Mes10] Meissner, M.: Effect of Cross-Sectional Area Discontinuities in Closed Hard-Walled Ducts on Frequency of Longitudinal Modes. In: Archives of Acoustics, Band 35, Ausgabe 3, 2010, S.421-435.
- [Mic05] Société de Technologie Michelin (Hrsg.): Der Reifen: Komfort - mechanisch und akustisch. Clermont-Ferrand, 2005.
- [Mik91] Mikhail, M.N.; El-Tantawy, M.R.: The acoustic boundary layers: a detailed analysis. In: Journal of Computational and Applied Mathematics, Vol. 51, 1994, S.15-36.
- [Moh12] Mohamed, Z.; Egab, L.; Wang, X.: Tyre Cavity Coupling Resonance and Countermeasures. In: Advances in Noise, Vibration and Comfort for Sustainable Development, Konferenzband. Kuala Lumpur, 2012, S.7-12
- [Moh14] Mohamed, Z.; Wang, X.; Jazar, R.: Structural-acoustic coupling study of tyre-cavity resonance. In: SAGE Publications (Hrsg.): Journal of Vibration and Control, Volume 22, Issue 2, 2014, S.513-529.
- [Mol04] Molisani, L.: A Coupled Tire Structure-Acoustic Cavity Model. Dissertation, Virginia Polytechnic Institute & State University, 2004.

- [Mor87] Morse, P.M.; Ingard, L.U.: Theoretical Acoustics. Princeton: Princeton University Press, 1987.
- [Mös10] Möser, M. (Hrsg.): Messtechnik der Akustik. Berlin: Springer-Verlag, 2010.
- [Mös12.1] Möser, M.: Technische Akustik. 9. Auflage. Berlin: Springer-Verlag, 2012.
- [Mös12.2] Möser, M.; Kropp, W.: Körperschall: Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen. 3. Auflage. Berlin: Springer-Verlag, 2012.
- [Mun87] Munjal, M.L.: Acoustics in Ducts and Muffles. New York: John Wiley & Sons, 1987.
- [Mül03] Müller, J.: Über Schallgeschwindigkeit in Röhren. In: Drude, P.K.L. (Hrsg.): Annalen der Physik, Band 316, Ausgabe 6. Berlin: Verlag von Johann Ambrosius Barth, 1903, S.331-354.
- [Nac00] Nackenhorst, U.: Rollkontaktdynamik – Numerische Analyse der Dynamik rollender Körper mit der Finite Elemente Methode. Habilitationsschrift, Universität der Bundeswehr Hamburg, 2000.
- [Nor03] Noreland, D.: Impedance boundary conditions for acoustic waves in a duct with a step discontinuity. Universität Uppsala (Schweden), 2003.
- [OBo16] O'Boy, D.J.; Walsh, S.J.: Automotive tyre cavity noise modelling and reduction. In: Inter-Noise, Konferenzband. Hamburg, 2016, S.2283-2293.
- [Pfl10] Pflüger, M. et.al.: Fahrzeugakustik. Wien: Springer-Verlag, 2010.
- [Rab78] Rabiner, L.R.; Schafer, R.W.: Digital Processing of Speech Signals. New Jersey: Prentice Hall, 1978.
- [Ray96] Strutt Baron Rayleigh, J.W: The Theory of Sound, Band 2. London: Macmillan and Co., 1896.

- [Ree99] Reetz, H.: Artikulatorische und akustische Phonetik. Trier: Wissenschaftlicher Verlag Trier, 1999.
- [Rei10] Reichart, U.: Straßenverkehrslärm im Fokus aktueller europäischer Gesetzgebung. Dessau-Roßlau: Umweltbundesamt, 2010.
- [Rem86] Reimpell, J.: Fahrwerktechnik: Grundlagen. 1. Auflage. Würzburg: Vogel-Buchverlag, 1986.
- [Rie14] Rienstra, S.W.; Hirschberg, A.: An Introduction to Acoustics. Eindhoven University of Technology, 2014.
- [Rig08] Riegel, M.; Wiedemann, J.: Messung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches im Innenraum eines Pkw. In: Springer-Verlag (Hrsg.): Automobiltechnische Zeitschrift, Ausgabe 09/2008, Jahrgang 110, 2008, S.822-828.
- [Rin06] Rinnbauer, M.: Technische Elastomerwerkstoffe: Basis für Hightech-Lösungen in der Dichtungs- und Schwingungstechnik. In: Die Bibliothek der Technik, Band 293. Landsberg: verlag moderne industrie, 2006.
- [Roc10] Rochoux, B.; Biesse, F.: Respective weight of tire vibration and air pumping in the road texture noise. Clermont-Ferrand: Societé de Technologie Michelin, 2010.
- [Rog05] Rogowsky, S.: Schallwellen und Schallabstrahlung. In: Universität Regensburg: Ausbildungsseminar Physik der Musikinstrumente, 2005.
- [Ros04] Rossing, T.D.; Fletcher, N.: Principles of Sound and Vibration. New York: Springer-Verlag, 2004.
- [Sak90] Sakata, T.; Morimura, H.; Ide, H.: Effects of Tire Cavity Resonance on Vehicle Road Noise. In: Tire Science and Technology, Vol. 18, No. 2. Ohio, 1990, S.68-79.
- [Sam16] Samm, D.: Stehende Wellen. <http://www.physik.fh-aachen.de/startseite/physik-fuer-elektrotechnik/praktikum/schallgeschwindigkeit/4>. Abgerufen: 30.07.2016

- [San02] Sandberg, U.; Ejsmont, J.A.: Tyre/Road Noise Reference Book. Kisa: Informex, 2002.
- [SBD17.1] Statistisches Bundesamt Deutschland (Hrsg.): Fahrzeugbestand: Kraftfahrzeuge und Schienenbestand (2017). <https://www.destatis.de/DE/ZahlenFakten/Wirtschaftsbereiche/TransportVerkehr/UnternehmenInfrastrukturFahrzeugbestand/Tabellen/Fahrzeugbestand.html>. Abgerufen: 23.07.2018
- [SBD17.2] Statistisches Bundesamt Deutschland (Hrsg.): Bevölkerung auf Grundlage des Zensus 2011 (2017). https://www.destatis.de/DE/ZahlenFakten/GesellschaftStaat/Bevoelkerung/Bevoelkerungsstand/Tabellen/Zensus_Geschlecht_Staatsangehoerigkeit.html. Abgerufen: 23.07.2018
- [SBD17.3] Statistisches Bundesamt Deutschland (Hrsg.): Polizeilich erfasste Unfälle (2017). https://www.destatis.de/DE/ZahlenFakten/Wirtschaftsbereiche/TransportVerkehr/Verkehrsunfaelle/Tabellen/_/Strassenverkehrsunfaelle.html. Abgerufen: 23.07.2018
- [Sca94] Scavuzzo, R.W. et. al.: Influence of Wheel Resonance on Tire Acoustic Cavity Noise (SAE 940533). Warrendale: SAE International, 1994.
- [Sch06] Schirmer, W. (Hrsg.): Technischer Lärmschutz: Grundlagen und praktische Maßnahmen zum Schutz vor Lärm und Schwingungen von Maschinen. Berlin: Springer-Verlag, 2006.
- [Scu81] Schuring, D.J.; Skinner, G.T.; Rae, J.: Contained Air Flow in a Radial Tire (SAE 810165). Warrendale: SAE International, 1981.
- [Sci04] Schulze, F.A.: Über die Schallgeschwindigkeit in sehr engen Röhren. In: Drude, P.K.L. (Hrsg.): Annalen der Physik, Band 318, Ausgabe 5. Berlin: Verlag von Johann Ambrosius Barth, 1904, S.1060-1066.

- [Scn69] Schneebeli, H.: Über die Schallgeschwindigkeit der Luft in Röhren. In: Poggendorf, J.C. (Hrsg.): Annalen der Physik und Chemie, Band 212, Ausgabe 2. Berlin: Verlag von Johann Ambrosius Barth, 1869, S.296-309.
- [Scr90] Schwarzl, F.R.: Polymermechanik. Berlin: Springer-Verlag, 1990.
- [Scw15] Schweikert, G.: Bestimmung der Schallgeschwindigkeit und des Verhältnisses der spezifischen Wärmen der Gase nach der Methode der Kundtschen Staubfiguren. In: Wien, W.; Planck, M. (Hrsg.): Annalen der Physik, Band 353, Ausgabe 21. Berlin: Verlag von Johann Ambrosius Barth, 1915, S.593-667.
- [See70] Seebeck, A.: Über die Fortpflanzungsgeschwindigkeit des Schalles in Röhren. In: Poggendorf, J.C. (Hrsg.): Annalen der Physik und Chemie, Band 215, Ausgabe 1. Berlin: Verlag von Johann Ambrosius Barth, 1873, S.104-132.
- [See73] Seebeck, A.: Über Schallbewegung in gebogenen und verzweigten Röhren. In: Poggendorf, J.C. (Hrsg.): Annalen der Physik und Chemie, Band 225, Ausgabe 6. Berlin: Verlag von Johann Ambrosius Barth, 1873, S.129-144.
- [Sen74] Sennheiser, J.: Über den Einfluss endlicher Dimensionen auf die Schallabstrahlung dünner Platten unterhalb der Grenzfrequenz. Dissertation, ETH Zürich, 1974.
- [Sin14] Sinambari, G.R.; Sentpali, S.: Ingenieurakustik: Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele. 5. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg Fachmedien, 2014.
- [Sta14] Stalter, F.; Gauterin, F.: Influence of Circumferential Tread Pattern Stiffness on Tire Road Noise Generation under Driving Torque. In: Inter-Noise, Konferenzband. Melbourne, 2014, S.155-161.

- [Ste01] Stevens, E.H.: Über Schallgeschwindigkeit in Luft bei gewöhnlicher und bei hoher Temperatur und in verschiedenen Dämpfen. In: Drude, P.K.L. (Hrsg.): Annalen der Physik, Band 312, Ausgabe 2. Berlin: Verlag von Johann Ambrosius Barth, 1902, S.285-320.
- [Sti91] Stinson, M.R.: The propagation of plane sound waves in narrow and wide circular tubes, and generalization to uniform tubes of arbitrary cross-sectional shape. In: Acoustical Society of America (Hrsg.): The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 89, Nr. 2, 1991, S.550-558.
- [Str11] Strohofer, G.: Viskoelastische Materialmodellierung von Elastomeren unter Berücksichtigung des Payne-Effekts. Diplomarbeit, Universität Stuttgart, 2011.
- [Stu04] Sturm, J.: Die Kirchhoffsche Formel über Schallgeschwindigkeit in Röhren. In: Drude, P.K.L. (Hrsg.): Annalen der Physik, Band 319, Ausgabe 9. Berlin: Verlag von Johann Ambrosius Barth, 1904, S.822-837.
- [Sus96] Sust, C. A.: Auswirkungen von Geräuschen mittlerer Intensität auf Büro- und Verwaltungsaufgaben. In: Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin: Arbeitswissenschaftliche Erkenntnisse Nr. 11. Dortmund, 1996.
- [Swi99] Swift, G.W.; Spoor, P.S.: Thermal diffusion and mixture separation in the acoustic boundary layer. In: Acoustical Society of America (Hrsg.): The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 106, Nr. 4, 1999, S.1794-1800.
- [Tho95] Thompson, J.K.: Plane Wave Resonances in the Tire Air Cavity as a Vehicle Interior Noise Source. In: Tire Science and Technology, Vol. 23, No. 1. Ohio, 1995, S.2-10.
- [Tor06] Torra i Fernandez, E.: The influence of Tyre Air Cavities on Vehicle Acoustics. Dissertation, KTH Stockholm, 2006.

- [UBA04] Babisch, W.: Die NaRoMI-Studie. Auswertung, Bewertung und vertiefende Analysen zum Verkehrslärm. In: Umweltbundesamt (Hrsg.): Chronischer Lärm als Risikofaktor für den Myokardinfarkt, Ergebnisse der "NaRoMI"-Studie. WaBoLu-Hefte 02/04, Berlin, 2004, S. I-1 bis I-59.
- [UBA12] Umweltbundesamt (Hrsg.): Daten zum Verkehr (2012). <https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/publikation/long/4364.pdf>. Abgerufen: 23.07.2018.
- [UBA13] Umweltbundesamt (Hrsg.): Kurzfristig kaum Lärminderung durch Elektroautos (18.04.2013). https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/377/dokumente/position_kurzfristig_kaum_laerminderung_im_verkehr.pdf. Abgerufen: 22.08.2014.
- [Ung62] Ungeheuer, G.: Elemente einer akustischen Theorie der Vokalartikulation. Berlin: Springer, 1962.
- [Wai09] Waisanen, A.S.; Blough, J.R.: Road Noise TPA Simplification for Improving Vehicle Sensitivity to Tire Cavity Resonance Using Helium Gas (SAE 2009-01-2092). Warrendale: SAE International, 2009.
- [Wal05] Waltz, M.: Dynamisches Verhalten von gummigefederten Eisenbahnrädern. Dissertaion, RWTH Aachen, 2005.
- [Wan11] Wandinger, J.: Technische Akustik. Vorlesungsskript, Hochschule München, 2011.
- [Web94] Webster Low, J.: Ueber die Schallgeschwindigkeit in Luft, Gasen und Dämpfen für einfache Töne verschiedener Tonhöhe. In: Wiedemann, G.H. (Hrsg.): Annalen der Physik und Chemie, Band 288, Ausgabe 8. Berlin: Verlag von Johann Ambrosius Barth, 1894, S.641-664.
- [Wei08] Weinzierl, S.: Handbuch der Audiotechnik. Berlin: Springer-Verlag, 2008.

- [Whe05] Wheeler, R.L.; Dorfi, H.R.; Keum, B.B.: Vibration Modes of Radial Tires: Measurement, Prediction, and Categorization Under Different Boundary and Operating Conditions (SAE 2005-01-2523). Warrendale: SAE International, 2005.
- [Wil55] William, M.L.; Landel, R.F.; Ferry, J.D.: The Temperature Dependence of Relaxation Mechanisms in Amorphous Polymers and Other Glass-forming Liquids. In: Journal of the American Chemical Society, Vol. 77, 1955, S.3701-3707.
- [Wol97] Wolf, A.: Bewertung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches durch Messung des Reifennengeräusches. Dissertation, Universität Stuttgart, 1997.
- [Yam02] Yamauchi, H.; Akiyoshi, Y.: Theoretical analysis of tire acoustic cavity noise and proposal of improvement technique (JSAE 20024014). Tokyo: JSAE, 2002.
- [Zel12] Zeller, P. (Hrsg.): Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2012.

Richtlinien

- 70/157/EWG Richtlinie 70/157/EWG des Rates vom 6. Februar 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über den zulässigen Geräuschpegel und die Auspuffvorrichtung von Kraftfahrzeugen.
- 92/97/EWG Richtlinie 92/97/EWG des Rates vom 10. November 1992 zur Änderung der Richtlinie 70/157/EWG zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über den zulässigen Geräuschpegel und die Auspuffvorrichtung von Kraftfahrzeugen.
- 661/2009 Verordnung (EG) Nr. 661/2009 des europäischen Parlaments und des Rates vom 13. Juli 2009 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen, Kraftfahrzeuganhängern und von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge hinsichtlich ihrer allgemeinen Sicherheit.
- 1222/2009 Verordnung Nr. 1222/2009 des europäischen Parlaments und des Rates vom 25. November 2009 über die Kennzeichnung von Reifen in Bezug auf die Kraftstoffeffizienz und andere wesentliche Parameter.
- 540/2014 Verordnung (EU) Nr. 540/2014 des europäischen Parlaments und des Rates vom 16. April 2014 über den Geräuschpegel von Kraftfahrzeugen und von Austauschschalldämpferanlagen sowie zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG und zur Aufhebung der Richtlinie 70/157/EWG.

Anhang A: Ergänzende Informationen

Zu Abschnitt 3.3

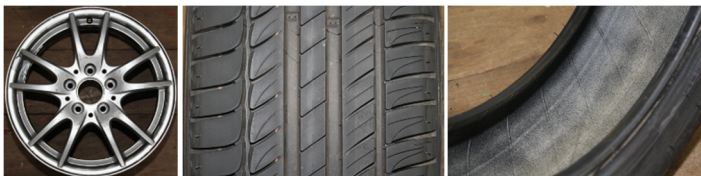
	Rad	Reifenprofil	Reifenhohlraum
Reifensatz 01			
	Leichtmetallrad 1 7,5x17 Hersteller 1: Sommerreifen 1 225/45 R17 91V		
Reifensatz 02			
	Leichtmetallrad 2 6,5x16 Hersteller 1: Sommerreifen 2 205/55 R16 91H		
Reifensatz 03			
	Leichtmetallrad 3 7,5x18 Hersteller 2: Sommerreifen 1 225/40 R18 92Y		
Reifensatz 04			
	Leichtmetallrad 2 6,5x16 Hersteller 1: Sommerreifen 3 RunFlat 205/55 R16 91H		

Reifensatz 05



Stahlrad 6,5x16 | Hersteller 1: Sommerreifen 2 205/55 R16 91H

Reifensatz 06



Leichtmetallrad 2 6,5x16 | Hersteller 3: Sommerreifen 1 205/55 R16 91H

Reifensatz 07



Leichtmetallrad 4 7,5x17 | Hersteller 2: Sommerreifen 2 225/45 R17 91V

Reifensatz 08



Leichtmetallrad 2 6,5x16 | Hersteller 3: Sommerreifen 2 Schaum 205/55 R16 91H

Reifensatz 09



Leichtmetallrad 5 6,5x17 | Hersteller 1: Sommerreifen 1 225/45 R17 91V

Reifensatz 10



Leichtmetallrad 1 7,5x17 | Hersteller 2: Sommerreifen 2 225/45 R17 91V

Reifensatz 11



Leichtmetallrad 6 7,5x17 | Hersteller 1: Sommerreifen 1 225/45 R17 91V

Reifensatz 12



Leichtmetallrad 1 7,5x17 | Hersteller 1: Sommerreifen 4 RunFlat 225/45 R17 91W

Reifensatz 13



Leichtmetallrad 3 7,5x18 | Hersteller 4: Sommerreifen 1 245/35 R18 92Y

Reifensatz 14



Leichtmetallrad 4 7,5x17 | Hersteller 1: Sommerreifen 1 225/45 R17 91V



Satz 17 und Satz 19 ohne Abbildung.



Tabelle A.1: Übersicht der verwendeten Rad-Reifen-Kombinationen mit Abbildungen.

Satz	Reifenradius ausßen	Reifenradius innen	Reifenradius Ebene (mittl.)	Felgenreadius Tiefbett	Reifenbreite ausßen (max.)	Reifenbreite innen (max.)
01	315,5	301,5	217,2	202,1	221,0	200,0
02	316,0	302,5	201,3	186,2	206,0	200,0
03	317,0	302,0	226	214,1	223,0	205,0
04	315,0	300,0	201,3	186,2	210,0	184,0
05	316,0	302,5	198,9	186,2	206,0	200,0
06	315,0	301,0	201,3	186,2	207,0	199,0
07	317,0	302,5	217,2	202,1	218,0	210,0
08	315,0	301,0	201,3	186,2	207,0	199,0
09	315,5	301,5	217,2	202,1	221,0	200,0
10	317,0	302,5	217,2	202,1	218,0	210,0
11	315,5	301,5	217,2	202,1	221,0	200,0
12	316,0	301,5	217,2	202,1	221,0	198,0
13	315,0	298,5	226,0	214,1	242,0	232,0

Tabelle A.2: Übersicht der geometrischen Daten der verwendeten Reifensätze (gemessen an losen Rädern/Reifen).

Zu Abschnitt 3.4.2

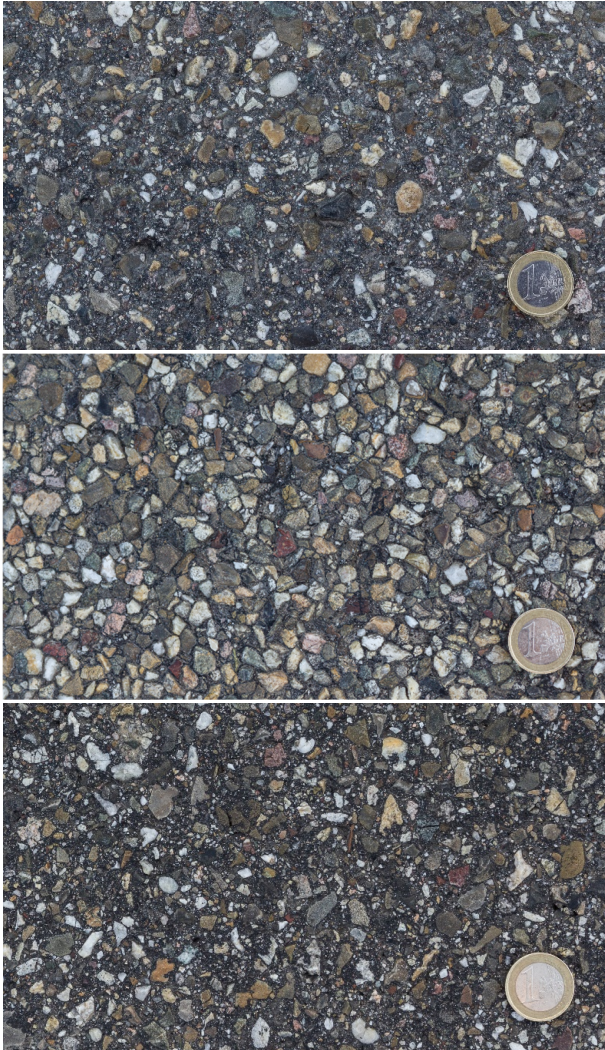


Abbildung A.1: Vertikale Draufsicht von Strecke 1 (oben), Strecke 2 (Mitte) und Strecke 3 (unten).

Zu Abschnitt 4.1.3.1

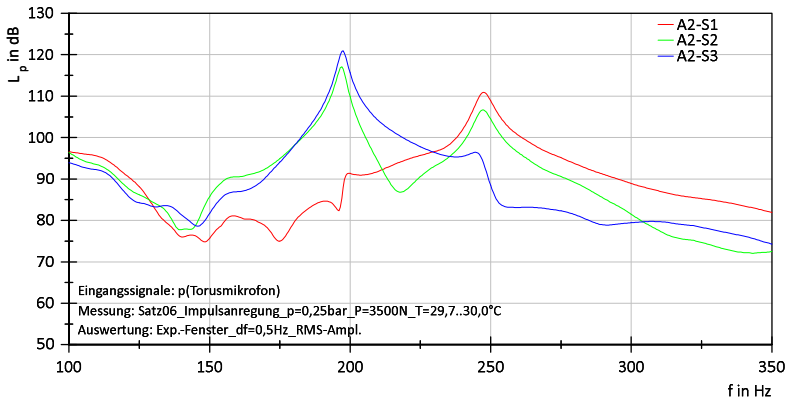


Abbildung A.2: Messung von Horizontal- und Vertikalmoden von Reifensatz 06 an verschiedenen Positionen bei Anregung an S2 (Einfederung: ca. 66 mm).

Zu Abschnitt 4.1.3.3

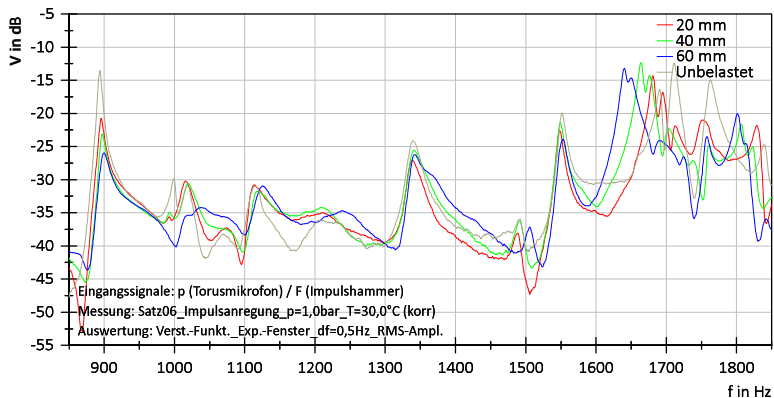


Abbildung A.3: Verstärkungsfunktion von Reifensatz 06 für mehrdimensionale Moden bei Variation der Einfederung (A2-S2).

Zu Abschnitt 4.1.5.5

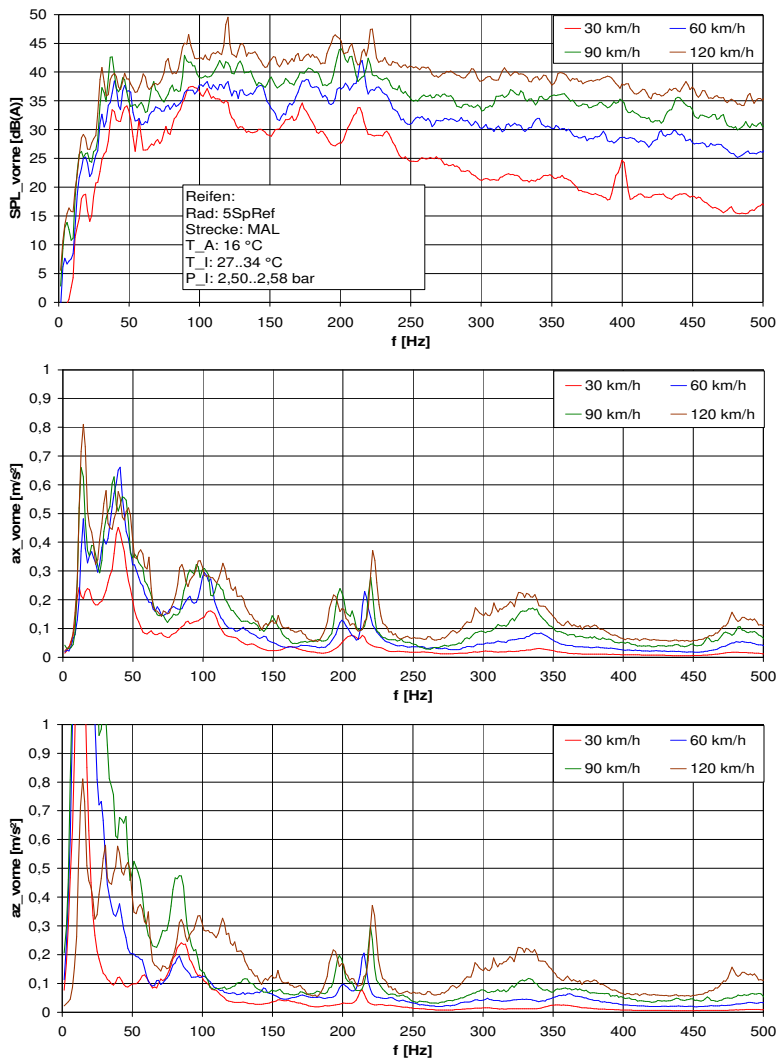


Abbildung A.4: Beispielmessung Geschwindigkeitsvariation [Kra09]S.66.

Anhang B: Weitere Diagramme

Nachfolgend ist eine Reihe zusätzlicher Diagramme dargestellt, die jeweils möglichst typische Ergebnisse für den entsprechenden Variantenvergleich darstellen.

Vergleich Standard / Run Flat

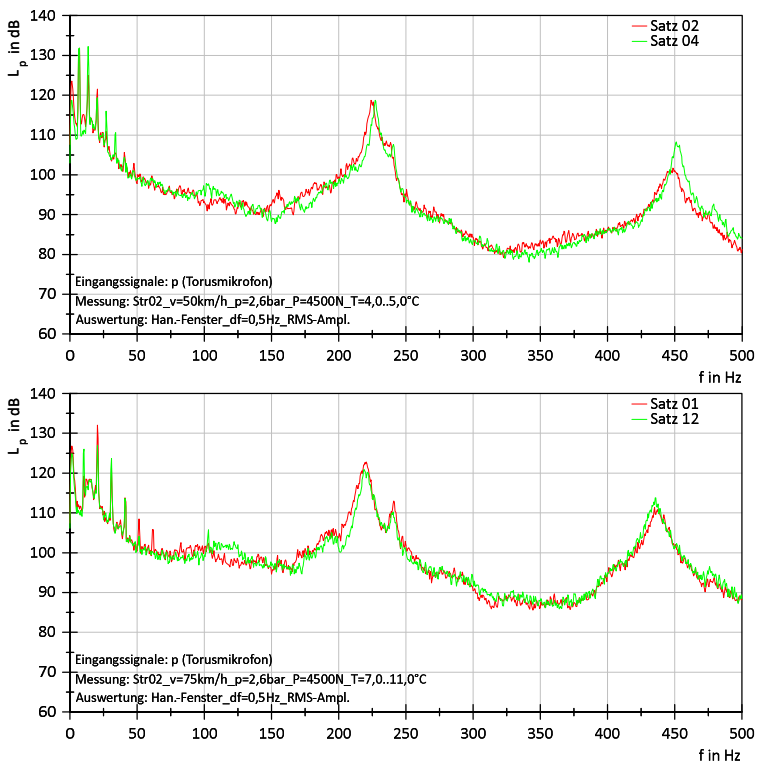


Abbildung B.1: Vergleich von Standard-Reifen mit Run Flat-Reifen auf Strecke 2 (oben: 16 Zoll bei 50 km/h; unten: 17 Zoll bei 75 km/h).

Vergleich Reifenprofil

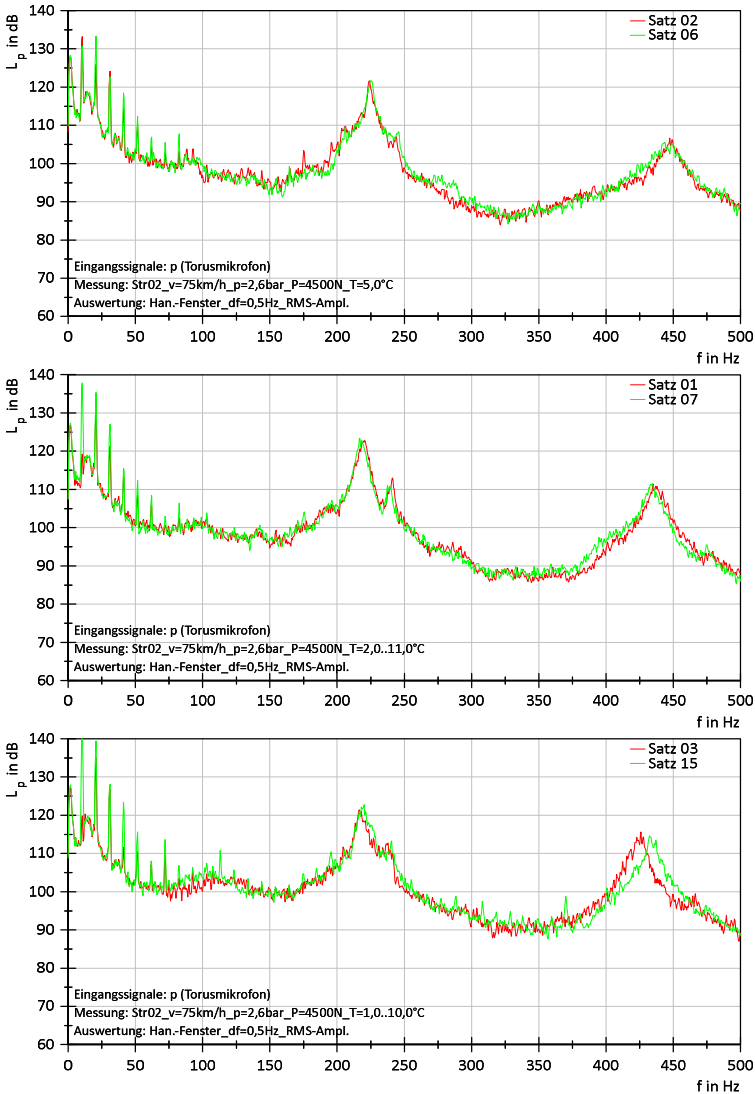


Abbildung B.2: Vergleich verschiedener Reifenprofile auf Strecke 2 bei 75 km/h (oben: 16 Zoll; mittig: 17 Zoll; unten: 18 Zoll).

Im Bereich der 1|0|0-Mode werden Unterschiede von ca. 3 dB gemessen. Das entspricht den „typischen“ Schwankungen zwischen verschiedenen Reifenprofilen (Ausnahme (geschwindigkeitsabhängig): siehe Abschnitt 4.2.1).

Vergleich Rad-Gestaltung

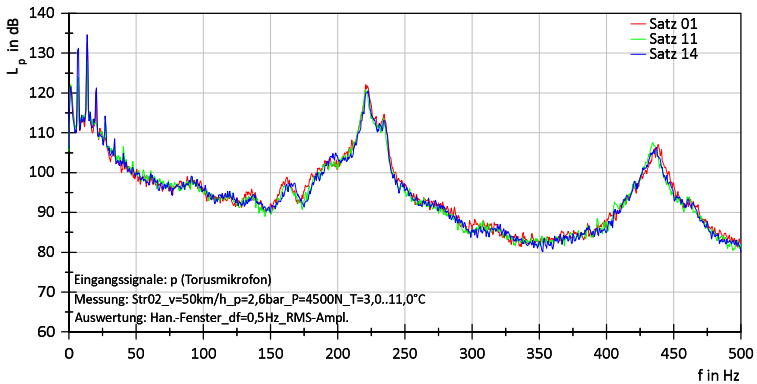


Abbildung B.3: Vergleich verschiedener Rad-Designs auf Strecke 2 (50 km/h).

Vergleich Reifenbreite

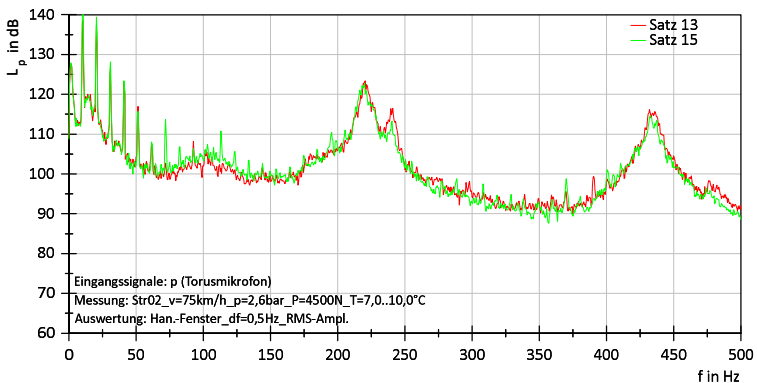


Abbildung B.4: Vergleich von unterschiedlich breiten Reifen auf Strecke 2 (75 km/h).

Vergleich Radbreite

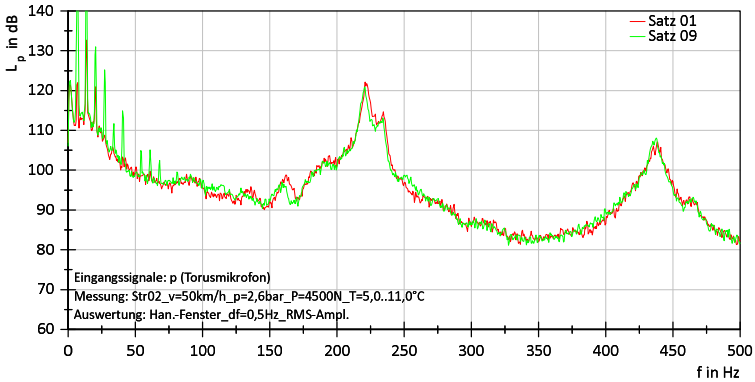


Abbildung B.5: Vergleich von unterschiedlich breiten Rädern auf Strecke 2 (50 km/h).

Streckenvergleich (hochfrequent)

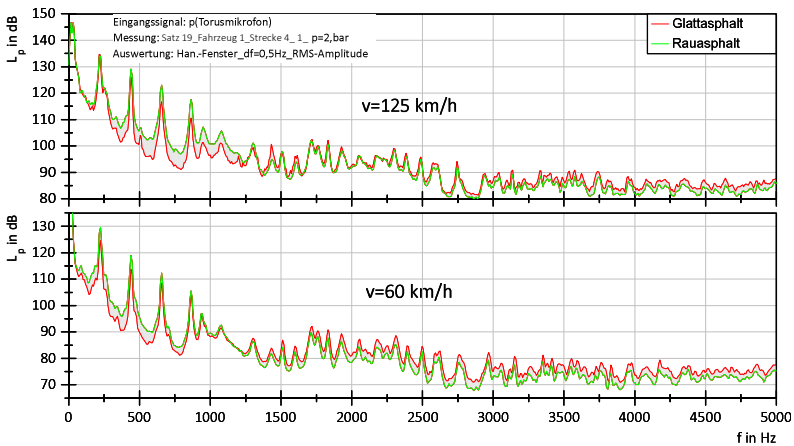


Abbildung B.6: Torusgeräusch auf Glatt- und Rauasphalt bei 125 km/h und 60 km/h.

Der Streckenvergleich zeigt ein typisches Messergebnis: Die Amplituden auf Rauasphalt sind tieffrequent höher als auf Glattasphalt, hochfrequent keh-

ren sich die Verhältnisse um. Die Übergangsfrequenz ist geschwindigkeitsabhängig (125 km/h: im Bereich um 2000 Hz; 60 km/h: im Bereich um 1000 Hz). Im vorliegenden Beispiel liegt die entsprechende Wellenlänge der akustisch wirksamen Textur bei ca. 16 mm.

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 Fahrantriebsstrangs 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 Fahrhahnoberflächenkrümmung 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. Noch nicht erschienen
ISBN 978-3-7315-0005-6
- Band 18** Stefanie Grollius
Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radföhrung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells. 2013
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke
Energieoptimale Längsföhrung 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
- Band 56** Steffen Rose
Modellbildung und Simulation von mobilen Arbeitsmaschinen. Untersuchungen zu systematischen Modellvereinfachungen in der Simulation von Antriebssystemen am Beispiel Bagger. 2017
ISBN 978-3-7315-0684-3
- Band 57** Ulrico Peckelsen
Objective Tyre Development. Definition and Analysis of Tyre Characteristics and Quantification of their Conflicts. 2017
ISBN 978-3-7315-0713-0
- Band 58** Stefan Haag
Sequentieller Versuch zur HiL-unterstützten Validierung hybrider Antriebssysteme mit gekoppelten Antriebseinheiten. 2018
ISBN 978-3-7315-0752-9

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 59** Dirk Hülsebusch
Fahrerassistenzsysteme zur energieeffizienten Längsregelung - Analyse und Optimierung der Fahrsicherheit. 2018
ISBN 978-3-7315-0755-0
- Band 60** Christian Pohlandt
Intelligentes Gesamtmaschinenmanagement für elektrische Antriebssysteme. 2018
ISBN 978-3-7315-0774-1
- Band 61** Oliver Maier
Modellbasierte Entwicklung eines aktiven Sicherheitssystems für elektrifizierte Fahrräder. 2018
ISBN 978-3-7315-0778-9
- Band 62** Stephan Rhode
Robust and Regularized Algorithms for Vehicle Tractive Force Prediction and Mass Estimation. 2018
ISBN 978-3-7315-0807-6
- Band 63** Péter Megyesi
Methode zur Einbindung realer Nutzerprofile in die ökologische und ökonomische Bewertung von Fahrzeugkonzepten. 2018
ISBN 978-3-7315-0808-3
- Band 64** Benedikt Reick
Methode zur Analyse und Bewertung von stufenlosen Traktorgetrieben mit mehreren Schnittstellen. 2018
ISBN 978-3-7315-0815-1
- Band 65** Matthias Graf
Entwicklung und Validierung einer neuen Methode zur Charakterisierung des Scherverhaltens von Carbonfasergewebe mit Binderauftrag unter Normkraft und viskoser Reibung bei hohen Prozesstemperaturen. 2018
ISBN 978-3-7315-0838-0

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 66** Christoph Kühn
**Simulation von Fahrspielen und Energieflüssen
in Nahverkehrssystemen.** 2018
ISBN 978-3-7315-0740-6
- Band 67** 7. Fachtagung
**Hybride und energieeffiziente Antriebe
für mobile Arbeitsmaschinen**
20. Februar 2019, Karlsruhe. 2019
ISBN 978-3-7315-0873-1
- Band 68** Oliver Krauss
**Experimentelle Untersuchungen zum Innengeräusch
von Fahrzeugluftreifen.** 2019
ISBN 978-3-7315-0867-0

Die vorliegende Arbeit befasst sich experimentell mit der Schallausbreitung im Inneren von luftgefüllten Fahrzeugreifen. Im torusförmigen Reifenhohlraum können sich stehende Wellen (Hohlraummoden) ausbilden, die zu sehr hohen Schalldruckpegeln führen. Diese wiederum können sich im Fahrzeuginnenraum sehr störend auswirken.

Zur Untersuchung der Hohlraummoden werden Versuchsreihen mit Impulsanregung, an einem Reifen-Innentrommelprüfstand und unter realen Betriebsbedingungen am Gesamtfahrzeug auf der Straße durchgeführt. Dabei werden zunächst umfangreiche Grundlagenuntersuchungen vorgestellt, welche auf eine Identifizierung der Hohlraummoden sowie auf ein besseres Verständnis der unterschiedlichen Systemzustände abzielen. Im Anschluss daran werden verschiedene Anregungsmechanismen betrachtet und auf ihre Relevanz hin untersucht. Zuletzt werden einige wichtige Einflussfaktoren analysiert.

