



Robert Sünder

Entwicklung eines  
optimierten Verfahrens  
zur Reifenabsicherung  
für indirekte  
Reifendruckkontrollsysteme

Schriftenreihe des Lehrstuhls  
Kraftfahrzeugtechnik

Herausgeber Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Band 7



Schriftenreihe des Lehrstuhls  
Kraftfahrzeugtechnik

Herausgeber Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Band 7

ISSN 2509-694X





# **ENTWICKLUNG EINES OPTIMIERTEN VERFAHRENS ZUR REIFENABSICHERUNG FÜR INDIREKTE REIFENDRUCKKONTROLLSYSTEME**

Robert Sünder

Geboren am: 8. September 1986 in Mühlhausen/Thüringen

## **DISSERTATION**

zur Erlangung des akademischen Grades

## **DOKTORINGENIEUR (DR.-ING.)**

Erstgutachter

**Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop**

Zweitgutachter

**Prof. Dr.-Ing. Michael Beitelschmidt**

Eingereicht am: 20. Februar 2017

Verteidigt am: 29. November 2017



### **Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2017

Zugl.: (TU) Dresden, Univ., Diss., 2017

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2017

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

[www.cuvillier.de](http://www.cuvillier.de)

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2017

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9712-7

eISBN 978-3-7369-8712-8



## VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Professur für Kraftfahrzeugtechnik der Technischen Universität Dresden im Rahmen der Kooperation INI.TUD (INGOLSTADT INSTITUTE DER TU DRESDEN) zwischen der TU Dresden und der AUDI AG.

Mein besonderer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit und für das entgegengebrachte Vertrauen. Die zahlreichen wertvollen Hinweise und Ratschläge haben einen großen Beitrag zum Gelingen der Arbeit geleistet.

Die Projektidee stammt von der AUDI AG. Insbesondere danke ich Dr.-Ing. Thomas Roscher und Antonius Bohlen für die fachliche und fachübergreifende Unterstützung sowie für die sehr angenehme Zusammenarbeit. In stets positiver Erinnerung wird mir der rege Meinungs austausch bleiben.

Die Bearbeitung des Projekts erfolgte überwiegend in Ingolstadt. Dennoch habe ich mich stets als fester Bestandteil der Professur für Kraftfahrzeugtechnik gefühlt. Für die schöne Zeit, die zahlreichen gemeinsamen Aktivitäten und die Unterstützung bedanke ich mich bei allen Mitarbeitern der Professur.

Mein größter Dank gilt allerdings meiner lieben Lebensgefährtin Janine. Ohne Ihren Rückhalt, Ihre Unterstützung und Ihr Verständnis wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen.

Wolfsburg, Dezember 2017



## KURZFASSUNG

Reifendruckkontrollsysteme überwachen den Druck im Reifen und geben eine Warnung aus, wenn der Reifendruck unter eine definierte Schwelle fällt. Damit tragen Reifendruckkontrollsysteme zur Erhöhung der Fahrzeugsicherheit sowie der Fahrzeugeffizienz bei. Indirekte Reifendruckkontrollsysteme (iTPMS) basieren auf der kontinuierlichen Auswertung des druckabhängigen Rollradius und des druckabhängigen Reifenschwingverhaltens im Zeit- und Frequenzbereich des Raddrehzahlsignals. Da der Reifen damit selbst als Sensor dient, ist im Reifenentwicklungsprozess die Bewertung der Sensitivität der Reifeneigenschaften bzgl. eines Druckverlusts erforderlich.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden Methoden zur Analyse des druckabhängigen Reifenschwing- und Rollradiusverhaltens an einem Reifenprüfstand analysiert. Im Vergleich zum Fahrversuch ist die Reifenbewertung am Reifenprüfstand zu einem früheren Zeitpunkt im Entwicklungsprozess durchführbar. Zudem lassen sich die Entwicklungskosten durch eine reduzierte Anzahl an Gesamtfahrzeugversuchen verringern. Zur Bewertung der Prüfmethodik am Reifenprüfstand werden Anforderungen zur Integration in den Reifenentwicklungsprozess definiert.

Schlagleistenmessungen am Außentrommelprüfstand haben sich als zielführendste Bewertungsmethodik für das Reifenschwingverhalten herausgestellt. Dabei wird das druckabhängige Schwingverhalten des Reifens als Komponente sowie des Reifens in Wechselwirkung mit der Elastokinematik des Fahrwerks analysiert. Anhand der Messergebnisse sowie unter Verwendung eines Rigid-Ring-Reifenmodells wird gezeigt, dass das für indirekte Reifendruckkontrollsysteme relevante Reifenschwingverhalten sowohl am Reifenprüfstand als auch im Fahrversuch gleichermaßen auswertbar ist.

Darauf basierend erfolgt die Definition der Prüfprozedur am Reifenprüfstand unter Berücksichtigung wichtiger Randbedingungen wie Radlast, Reifendruck, Massenträgheitsmoment der Felge und thermodynamisches Reifenverhalten. Mithilfe eines konkreten Vergleichs verschiedener Reifen wird die Korrelation der Ergebnisse zwischen Fahrversuch und Prüfstand für das Reifenschwingverhalten nachgewiesen. Für das druckabhängige Rollradiusverhalten ist hingegen kein direkter Vergleich zwischen Prüfstand und Fahrversuch möglich.

Auf Grundlage der Korrelation zwischen Fahrversuch und Prüfstandsmessung für das Reifenschwingverhalten wird eine Bewertungsmethodik entwickelt, mit der sich die Reifenbewertung für indirekte Reifendruckkontrollsysteme am Reifenprüfstand in den Reifenentwicklungsprozess integrieren lässt.



## ABSTRACT

Tyre pressure monitoring systems monitors the tyre pressure and display a warning if the tyre pressure falls below a certain threshold. Thus, tyre pressure monitoring systems contribute to improve the vehicle safety as well as the vehicle efficiency. Indirect tyre pressure monitoring systems (iTPMS) based on the continuous analysis of the pressure dependent tyre roll radius and vibration behaviour in time and frequency domain of the wheel speed signal. As the tyre itself serves as sensor, an evaluation of the tyre sensitivity concerning pressure loss is necessary during the the tyre development process.

This thesis evaluates methods to analyse the pressure dependent tyre roll radius and tyre vibration behaviour on a tyre test rig. In comparison to driving tests, the evaluation on a test rig is feasible at an earlier stage during the development process. Furthermore, development costs can be reduced due to a reduced number of overall vehicle tests. To evaluate the test method on a tyre test rig, requirements are defined for an integration of the rig test into the tyre development process.

Cleat tests on an outer drum tyre test rig proved to be most appropriate for evaluating the tyre vibration behaviour. These kind of tests are used to study the pressure dependent vibration behaviour of the tyre as component as well as of the tyre in interaction with the wheel suspension. Based on the testing results, and using a rigid ring tyre model it is shown that the tyre vibration behaviour, which is relevant with indirect tyre pressure monitoring systems, can be evaluated with driving tests as as with rig tests.

Based on these results the test procedure on a tyre test rig is defined in consideration of relevant boundary conditions as wheel load, tyre pressure, moment of inertia of the rim and the thermodynamic tyre behaviour. The correlation between driving test and rig test is proven for the tyre vibration behaviour based on a concrete comparison with different tyres. In contrast to the vibration behaviour, the direct comparison for the pressure dependent roll radius behaviour is not possible.

On the basis of the correlation between driving test and rig test for the tyre vibration behaviour, an evaluation method is developed to integrate the tyre evaluation for indirect tyre pressure monitoring systems on a tyre test rig into the tyre development process.



# INHALTSVERZEICHNIS

Formelzeichenverzeichnis und Notation	VI
Abkürzungsverzeichnis	XI
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Motivation und Aufgabenstellung</b>	<b>3</b>
2.1 Motivation für Reifendruckkontrollsysteme	3
2.2 Aktueller Stand der Gesetzgebung	8
2.3 Systemvergleich	9
2.4 Reifenbewertung	12
2.5 Aufgabenstellung und Zielsetzung	12
<b>3 Wissenschaftlicher Hintergrund</b>	<b>15</b>
3.1 Reifenschwingverhalten	15
3.1.1 Einleitung	15
3.1.2 Schlagleistenmessungen	16
3.1.3 Experimentelle Modalanalyse	25
3.1.4 Weitere Analysemethoden	28
3.2 Rollradiusverhalten	31
3.3 Simulation des Reifenschwing- und Rollradiusverhaltens	33
3.4 Weitere Reifeneigenschaften	37
<b>4 Messtechnische Methoden</b>	<b>40</b>
4.1 Schwingungsanregung am belasteten, rotierenden Reifen	40
4.1.1 Anregung durch Einzelhindernisüberfahrten	40
4.1.2 Anregung durch Fahrbahnunebenheiten	45
4.2 Analyse der Schwingungsantwort am belasteten, rotierenden Reifen	51
4.2.1 Kinematische und kinetische Größen	52
4.2.2 Optische Auswertung	52
4.3 Experimentelle Modalanalyse	54
4.4 Analyse des druckabhängigen Abrollumfangs	57
4.5 Vorstellung der verwendeten Prüfstände und Fahrzeuge	58
4.5.1 Reifenprüfstand	59
4.5.2 Rad-Achs-Prüfstand	59
4.5.3 Versuchsfahrzeuge	60
4.6 Zusammenfassung	61
<b>5 Druckabhängiges Reifenverhalten in der Messung</b>	<b>63</b>
5.1 Stochastische Fahrbahnanregung im Fahrversuch	63
5.2 Einzelhindernisüberfahrt am Reifenprüfstand	65
5.3 Einzelhindernisüberfahrt am Rad-Achs-Prüfstand	67
5.4 Direkter Vergleich zwischen Prüfstand und Fahrversuch	69
5.5 Experimentelle Modalanalyse	71
5.6 Wechselwirkung Reifen-Fahrzeug	72
5.6.1 Variation der Längssteifigkeit der Vorderachsradaufhängung	73
5.6.2 Einfluss eines elastisch gelagerten Hilfsrahmens an der Hinterachse	78
5.7 Zusammenfassung des druckabhängigen Reifenschwingverhaltens	80
5.8 Druckabhängiges Rollradiusverhalten	81



<b>6</b>	<b>Druckabhängiges Reifenverhalten in der Simulation</b>	<b>83</b>
6.1	Einleitung . . . . .	83
6.2	Reifenmodell „Komponente“ . . . . .	83
6.3	Reifenmodell „Subsystem“ . . . . .	85
6.4	Parametrierung und Modellcharakteristik . . . . .	86
6.4.1	Parametrierung . . . . .	87
6.4.2	Modellcharakteristik „Komponente“ . . . . .	89
6.4.3	Modellcharakteristik „Subsystem“ . . . . .	91
6.5	Simulation einer Einzelhindernisüberfahrt . . . . .	93
6.5.1	Zustandsraumdarstellungen . . . . .	93
6.5.2	Definition der Anregung . . . . .	95
6.5.3	Simulationsergebnis Teilmodell „Komponente“ . . . . .	96
6.5.4	Simulationsergebnis Teilmodell „Subsystem“ . . . . .	96
6.6	Zusammenfassung der Simulationsergebnisse . . . . .	99
<b>7</b>	<b>Entwicklung der Prüfprozedur</b>	<b>102</b>
7.1	Einleitung . . . . .	102
7.1.1	Anforderungen und Zielstellungen . . . . .	102
7.1.2	Konzept . . . . .	103
7.2	Kenngrößenermittlung Reifenschwingverhalten . . . . .	103
7.2.1	Peak Frequency . . . . .	104
7.2.2	Center of Gravity . . . . .	104
7.2.3	Peak Shape Factor . . . . .	105
7.3	Einfluss des Reifendrucks . . . . .	106
7.3.1	Schwingverhalten . . . . .	106
7.3.2	Rollradius . . . . .	108
7.4	Einfluss der Radlast . . . . .	109
7.4.1	Schwingverhalten . . . . .	109
7.4.2	Rollradius . . . . .	110
7.5	Einfluss des Massenträgheitsmoments der Felge . . . . .	111
7.6	thermodynamisches Reifenverhalten . . . . .	113
7.6.1	Temperaturabhängigkeit des Schwing- und Rollradiusverhaltens . . . . .	113
7.6.2	Temperaturabhängigkeit der Reifensensitivität . . . . .	117
7.6.3	Reifenthermodynamik bei Druckverlust . . . . .	121
7.7	Definition der Prüfprozedur . . . . .	130
7.7.1	Reifenschwingverhalten . . . . .	130
7.7.2	Reifenrollradiusverhalten . . . . .	132
7.8	Ergebnisse . . . . .	132
7.8.1	Korrelation mit Fahrversuchen . . . . .	132
7.8.2	Allgemeines Reifenverhalten . . . . .	139
7.8.3	Referenzreifen-Bewertungskonzept . . . . .	143
7.9	Zusammenfassung . . . . .	144
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Empfehlungen</b>	<b>147</b>
	Literaturverzeichnis	XII
	Abbildungsverzeichnis	XVIII
	Tabellenverzeichnis	XXII
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>XXIV</b>



# FORMELZEICHENVERZEICHNIS UND NOTATION

## FORMELZEICHENVERZEICHNIS

Formelzeichen	Bedeutung
Lateinische Buchstaben	
$a$	Systemausgang
$a$	Temperaturleitfähigkeit
$A$	Systemmatrix
$A$	Kontaktfläche
$A_i$	Amplitudenwerte
$A_L$	Zur Druckluft des Reifens gerichtete Fläche
$A_U$	Zur Umgebungsluft gerichtete Fläche
$b_L$	Latschbreite
$B$	Eingangsmatrix
$c$	Steifigkeit
$c_0$	Lichtgeschwindigkeit
$c_p$	Spezifische Wärmekapazität
$c_S$	Schlupfsteifigkeit
$C$	Ausgangsmatrix
$C$	Sutherland-Konstante
$CoG$	Kennwert „Center of Gravity“
$d$	Segmentdicke
$d$	Dämpfungskonstante
$D$	Durchgangsmatrix
$e$	Systemeingang
$E$	Gesamtenergie des thermodynamischen Systems



Formelzeichen	Bedeutung
$\mathbb{E}(X_n)$	Erwartungswert eines zeitdiskreten, stochastischen Prozesses
$f$	Frequenzwert
$f_{eigen}$	Eigenfrequenz
$f_E$	Frequenz des Empfängers
$f_{max}$	Schwingfrequenz
$f_r$	Rollwiderstandsbeiwert
$f_S$	Frequenz des Senders
$FG$	Freiheitsgradvektor
$F_G$	Gewichtskraft
$F_{Impuls}$	Kraft Anregungsimpuls
$F_x$	Längskraft
$F_z$	Vertikalkraft
$g$	Erdbeschleunigung
$h$	Wärmeübergangskoeffizient
$h$	Spezifische Enthalpie
$\hat{h}$	Fahrbahnunebenheitsamplitude
$H_{NM}$	Übertragungsfunktion zwischen der Antwortstelle $N$ und der Anregungsstelle $M$
$j$	Imaginäre Einheit
$J$	Massenträgheitsmoment
$l_L$	Latschlänge
$l_x$	Hebelarm in Längsrichtung
$l_z$	Hebelarm in Vertikalrichtung
$L$	Unebenheitswellenlänge
$m$	Masse
$\dot{m}$	Massenstrom
$M_y$	Drehmoment um die y-Achse
$M_{y,Fx}$	Drehmoment um die y-Achse durch Längskraft $F_{x,Leiste}$ hervorgerufen
$M_{y,Fz}$	Drehmoment um die y-Achse durch Längskraft $F_{z,Leiste}$ hervorgerufen
$Nu$	Nußelt-Zahl
$p, p^*$	Konjugiert komplexes Polpaar der m-ten Eigenmode
$p, p_i$	Luftdruck (allgemein), Reifeninnendruck (speziell)
$Pr$	Prandtl-Zahl
$PSF$	Kennwert „Peak Shape Factor“



Formelzeichen	Bedeutung
$\dot{Q}$	Wärmestrom
$r_0$	Radius unbelastetes Rad
$r_{dyn}$	Dynamischer Rollradius
$r_{eff}$	Effektiver Radius
$r_{stat}$	Statischer Radius bei eingefederten Reifen
$r_{starr}$	Radius starres Rad
$r_{xx}(k)$	Autokorrelationsfunktion eines zeitdiskreten, stochastischen Signals
$R, R^*$	Konjugiert komplexes Residuenpaar der m-ten Eigenmode
$Ra$	Rayleigh-Zahl
$R_S$	Spezifische Gaskonstante
$S_0$	Unebenheitsmaß
$S_{F_x}$	Leistungsdichtespektrum der Längskraftanregung
$S_{xx}$	Leistungsdichtespektrum der Fahrbahnunebenheiten
$S_{xx}(\Omega_0)$	Unebenheitsmaß
$T, T_0$	Temperatur, Referenztemperatur
$U_{Reifen}$	Reifenabrollumfang
$v$	Geschwindigkeit
$v_{rel}$	Relativgeschwindigkeit
$v_s$	Schlupfgeschwindigkeit
$v_x$	Translatorische Rollgeschwindigkeit
$V$	Volumen
$W$	Fahrbahnwelligkeit
$\dot{W}$	Arbeitsstrom bzw. Leistung
$x$	Translatorischer Weg in Längsrichtung bzw. Längskoordinate
$x_n$	Musterfunktionen eines zeitdiskreten, stochastischen Prozesses
$z$	Zustandsvektor
$z$	Translatorischer Weg in Vertikalrichtung bzw. Vertikalkoordinate
<b>Griechische Buchstaben</b>	
$\alpha$	Winkel
$\alpha$	Wärmeausdehnungskoeffizient
$\beta$	Winkel
$\Delta_f$	Frequenzverschiebung bzw. Dopplerfrequenz
$\Delta_\varphi$	Winkeländerung
$\eta$	Dynamische Viskosität



Formelzeichen	Bedeutung
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_L$	Wellenlänge
$\mu_0$	Referenzviskosität
$\nu$	Kinematische Viskosität
$\rho$	Luftdichte
$\sigma$	Einlaufänge
$\tau$	Wellenlänge im Zeitbereich
$\varphi$	Winkel
$\Phi_{xx}$	Diskretes Leistungsdichtespektrum
$\omega$	Zeitkreisfrequenz
$\omega_{norm}$	Normierte Zeitkreisfrequenz
$\Omega$	Winkelgeschwindigkeit
$\Omega$	Wegkreisfrequenz
$\Omega_0$	Bezugswegkreisfrequenz



## INDIZES

Variable	Bedeutung
<i>aus</i>	Ausgang des thermodynamischen Systems
<i>A</i>	Achse
<i>DL</i>	Druckluft
<i>ein</i>	Eingang des thermodynamischen Systems
<i>F</i>	Felge
<i>G</i>	Reifengürtel
<i>K</i>	Komponente
<i>Leiste</i>	auf die Schlagleiste bezogen
<i>L</i>	Luft
<i>Nabe</i>	auf die Radnabe bezogen
<i>P</i>	Profilstollen
<i>S</i>	Subsystem
<i>Trommel</i>	auf die Trommel des Außentrommelprüfstands bezogen
<i>U</i>	Umgebung
1 ... 10	Segmente des thermodynamischen Modells



# ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

Abkürzung	Bedeutung
ABS	Antiblockiersystem
CoG	Center of Gravity
ECE	Economic Commission for Europe
ET	Einpresstiefe der Felge
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
EU	Europäische Union
FMVSS	Federal Motor Vehicle Safety Standard
FV	Fahrversuch
iTPMS	indirect Tire Pressure Monitoring System
JAMA	Japan Automobile Manufacturers Association
LI	Lastindex
LKT	Lehrstuhl Kraftfahrzeugtechnik an der Technischen Universität Dresden
MDOF	Multi Degree of Freedom
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
NRMA	National Roads and Motorists' Association
PSF	Peak Shape Factor
Psi	Pound-force per square inch (Druckeinheit)
RAPS	Rad-Achs-Prüfstand
RPS	Reifenprüfstand
SDOF	Single Degree of Freedom
TPMS	Tire Pressure Monitoring System
TREAD Act	Transportation Recall Enhancement, Accountability and Documentation Act
USA	United States of America





# 1 EINLEITUNG

Die Fahrzeugsicherheit sowie die Fahrzeugeffizienz besitzen eine herausragende Bedeutung im Straßenverkehr. Demzufolge besteht in der Fahrzeugentwicklung und durch gesetzliche Vorgaben das Ziel, sowohl die Sicherheit als auch die Effizienz weiter zu verbessern.

Im Hinblick auf die Fahrzeugsicherheit unterstützen Fahrerassistenzsysteme den Fahrer bei der Bewältigung der Fahraufgabe. Die Einteilung von Fahrerassistenzsystemen kann nach unterschiedlichen systematischen Ansätzen erfolgen. So ist nach WINNER et al. [Win+15] eine Klassifikation anhand des 3-Ebenen-Modells von DONGES [Don82] sinnvoll. Demnach erfolgt die Unterteilung von Fahrerassistenzsystemen nach der Ebene der Fahraufgabe (Navigation, Bahnführung oder Stabilisierung), auf welcher der Fahrer durch das jeweilige Fahrerassistenzsystem unterstützt wird.

Reifendruckkontrollsysteme sind Fahrerassistenzsysteme, die den Fahrer bei der Einhaltung des technisch optimalen Zustands des Fahrzeuges und nicht bei der Bewältigung der Fahraufgabe unterstützen. Die Klassifikation von Fahrerassistenzsystemen wird damit um eine weitere Dimension mit Systemen zur Überwachung des technischen Fahrzeugzustands erweitert.

Mittels Reifendruckkontrollsystemen wird der Druck im Reifen überwacht und eine Warnung ausgegeben, wenn der Reifendruck unter eine definierte Schwelle fällt. Damit zielen Reifendruckkontrollsysteme auf die Vermeidung eines zu geringen Reifendrucks ab. Im Falle eines Minderdrucks (deutlich unterhalb des vorgeschriebenen Drucks) können sich u.a. nach LINDENMUTH [Lin06] und UNDERBERG et al. [Und+14] sowohl die Handling-Eigenschaften als auch das Bremsverhalten des Fahrzeuges verschlechtern, da der Reifen das Verbindungselement zwischen Straße und Fahrzeug darstellt. Zudem verschlechtert sich die Fahrzeugeffizienz aufgrund des steigenden Rollwiderstands des Reifens bei sinkendem Druck. Darüber hinaus ist die höhere Einfederung des Reifens (bei Minderdruck) aufgrund der zunehmenden Walkarbeit mit erhöhter mechanischer und thermischer Belastung verbunden. U.a. nach PAINE et al. [PGM07] und der NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration; zivile US-Bundesbehörde für Straßen- und Fahrzeugsicherheit) [US 05b] erhöht dies signifikant die Gefahr eines plötzlichen Reifenversagens, was zu einem Verlust der Kontrolle über das Fahrzeug führen kann. Insgesamt ist nur mit korrektem Reifendruck der optimale Kompromiss zwischen den teils in Zielkonflikt stehenden Eigenschaften (z.B. Nasshaftung und Verschleiß) des Reifens in Kombination mit dem Fahrzeug gewährleistet.

Reifendruckkontrollsysteme bilden damit einen zusätzlichen wichtigen Baustein sowohl zur Erhöhung der Fahrzeugsicherheit (neben anderen Assistenzsystemen wie beispielsweise dem Notbremsassistent) als auch zur Erhöhung der Fahrzeugeffizienz (neben konstruktiven Maßnahmen wie rollwiderstandsoptimierte Reifen oder motorische bzw. regelungsrechnerische Maßnahmen wie Zylinderabschaltung).

Aufgrund des Potentials von Reifendruckkontrollsystemen zur Erhöhung der Fahrzeugsicherheit wurde in den USA ab dem Jahr 2005 schrittweise eine gesetzliche Vorgabe zum serienmäßigen



Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen erlassen. Darauf folgend hat auch die Europäische Union gesetzliche Regelungen zum Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen eingeführt, welche schrittweise ab dem Jahr 2012 greifen. Im Unterschied zur USA (Fahrzeugsicherheit) ist in der EU die Gesetzgebung jedoch um die Zielsetzung der Fahrzeugeffizienzsteigerung erweitert.

Bei indirekten Reifendruckkontrollsystemen wird der Druck im Reifen nicht direkt gemessen. Über die kontinuierliche Auswertung des druckabhängigen Rollradius sowie des druckabhängigen Reifenschwingverhaltens (im Zeit- und Frequenzbereich des Raddrehzahlsignals) erfolgt während der Fahrt eine indirekte Überwachung des Reifendrucks. Die Höhe der Rollradiusänderung und der Frequenzverschiebung ist bei einem gegebenen Druckverlust jedoch stark von der Reifenkonstruktion sowie der Reifendimension abhängig. Damit hängt auch die Sensitivität des indirekten Reifendruckkontrollsystems bzgl. der Detektion eines Druckverlusts vom verwendeten Reifen ab. Folglich müssen die relevanten Reifeneigenschaften während des Fahrzeug- bzw. Reifenentwicklungsprozesses bewertet werden.

Damit wird deutlich, dass mit neuen, innovativen Systemen zur Erhöhung der Fahrzeugsicherheit und der Fahrzeugeffizienz wirksame Methoden benötigt werden, um die Entwicklung dieser Systeme in den Fahrzeugentwicklungsprozess zu integrieren sowie die Systemfunktionalität zuverlässig abzusichern.

In der vorliegenden Dissertation wird eine Methodik zur Absicherung der Systemfunktionalität von indirekten Reifendruckkontrollsystemen in Bezug auf das druckabhängige Reifenverhalten vorgestellt. Das Ziel besteht darin, die notwendige Reifenbewertung anstatt mit einem Fahrversuch an einem Reifenprüfstand durchzuführen. Zum einen lassen sich damit die Entwicklungskosten reduzieren. Zum anderen ist eine optimierte Integration der Reifenbewertung in den Fahrzeugentwicklungsprozess realisierbar, da kein Versuchsfahrzeug bzw. Prototyp erforderlich ist. Dadurch ist die Reifenbewertung zu einem früheren Zeitpunkt im Entwicklungsprozess durchführbar.



## 2 MOTIVATION UND AUFGABENSTELLUNG

Die Motivation für den Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen wird im Folgenden anhand der Beantwortung der untenstehenden drei Fragen verdeutlicht:

1. Wie hoch ist der Anteil an Reifen mit einem zu geringem Druck (im Vergleich zum vorgeschriebenen Druck)?
2. Welche Auswirkungen hat ein zu geringer Druck auf die Fahrzeug- und Verkehrssicherheit sowie auf die Fahrzeugeffizienz?
3. Welches Potential bieten Reifendruckkontrollsysteme für die Reduzierung des Anteils an Reifen mit einem zu geringen Druck?

Mit den USA und der Europäischen Union bestehen in zwei der größten Automobilmärkten weltweit bereits gesetzliche Regelungen zum Einsatz von Reifendruckkontrollen, die in ihren wesentlichen Merkmalen vorgestellt werden. Die Aufgabenstellung und Zielstellung der vorliegenden Dissertation ergeben sich nachfolgend aus dem prinzipiellen Systemvergleich von direkten und indirekten Reifendruckkontrollsystemen und den daraus resultierenden Anforderungen für den Einsatz von indirekten Reifendruckkontrollsystemen.

### 2.1 MOTIVATION FÜR REIFENDRUCKKONTROLLSYSTEME

#### ANZAHL AN REIFEN MIT ZU GERINGEM DRUCK

Wissenschaftlich fundierte Datenerhebungen und Datenauswertungen bzgl. des Reifendrucks bei Fahrzeugen wurden in den USA von der zivilen US-Bundesbehörde für Straßen- und Fahrzeugsicherheit NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) seit dem Jahr 2000 durchgeführt [US 01b; US 01a; US 01c; SKC09; Siv12].

Infolge der Vorgabe, eine gesetzliche Richtlinie für den Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen umzusetzen (siehe Kap. 2.2), wurde im Februar 2001 von der NHTSA die „Tire Pressure Special Study (TPSS)“ durchgeführt, eine spezielle Untersuchung bzgl. der Höhe des Reifendrucks im Straßenverkehr. Die Studie sollte aufzeigen, in welchem Maße sich Fahrer über den vorgeschriebenen Reifendruck ihres Fahrzeuges bewusst sind, wie häufig der Druck kontrolliert wird und inwieweit der aktuelle Reifendruck aller vier Reifen vom vorgeschriebenen Druck abweicht. Dazu wurden Daten von insgesamt 11.530 Fahrzeugen mit einem zulässigen Gesamtgewicht von 10.000 Pfund ( $\approx 4.536$  kg) erhoben, wobei die Verteilung der einzelnen Fahrzeugklassen dem gesamten Fahrzeugbestand in den USA entsprach. Die Studie kommt zu dem Ergebnis, dass

27% der überprüften PKW (PKW machten  $\approx 56\%$  aller überprüften Fahrzeuge aus) mindestens einen Reifen mit einem zu geringen Druck von wenigstens acht Psi ( $\approx 0,55$  bar) im Vergleich zum vorgeschriebenen Reifendruck hatten. [US 01b; US 01a; US 01c]

Eine Studie zur Analyse der Effektivität von Reifendruckkontrollsystemen bei der Einhaltung des korrekten Reifendrucks wurde von der NHTSA im Jahr 2011 durchgeführt [Siv12]. Dazu sind Daten von insgesamt 6.103 Fahrzeugen mit einem zulässigen Gesamtgewicht von 10.000 Pfund aus den Modelljahren 2004-2011 erhoben worden, deren Zusammensetzung nach Fahrzeugklassen repräsentativ für die landesweite Zusammensetzung ist. Die Ergebnisse werden unterteilt in die Modelljahre 2004-2007 sowie 2008-2011. Hintergrund ist die seit 2007 voll aktive, gesetzliche Vorgabe zum Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen für alle Neufahrzeuge bis 10.000 Pfund (siehe Kapitel 2.2). Ältere Modelljahre vor 2004 wurden nicht berücksichtigt, da der Anteil von Fahrzeugen ohne Reifendruckkontrollsystem zu hoch für eine sinnvolle, statistische Analyse ist. Die Studie kommt zu dem Ergebnis, dass insgesamt 23,1% aller Fahrzeugen der Modelljahre 2004-2007 ohne Reifendruckkontrollsystem mindestens einen Reifen mit wenigstens 25% Minderdruck gegenüber dem vorgeschriebenen Reifendruck haben. Die Studie kommt damit zu einem ähnlichen Ergebnis wie die „Tire Pressure Special Study (TPSS)“: [Siv12]

Zu einem deutlich höheren Anteil an Fahrzeugen mit zu geringem Druck kommt eine Untersuchung der NHTSA zur Effektivität von Reifendruckkontrollsystemen aus dem Jahr 2009 [SKC09]. Demnach haben 53,8% aller überprüften Fahrzeuge ohne Reifendruckkontrollsystem mindestens einen Reifen mit wenigstens 25% Druckdifferenz zum vorgeschriebenen Druck. Allerdings ist die Anzahl der überprüften Fahrzeuge mit 2.316 im Vergleich zu den Studien in [Siv12] sowie [US 01b; US 01a; US 01c] deutlich geringer. Des Weiteren wird bereits in [US 01c] die direkte Korrelation zwischen Fahrzeugalter und Fahrzeuganteil mit zu geringem Reifendruck nachgewiesen, was durch SIVINSKI [Siv12] nochmals bestätigt wird. Mit den betrachteten Modelljahren 1997-2003 sind die von SINGH et al. [SKC09] untersuchten Fahrzeuge deutlich älter als beispielsweise die von SIVINSKI betrachteten.

In einer Veröffentlichung der Arbeitsgruppe Reifendruckkontrollsysteme der United Nations Economic Commission for Europe (UNECE) werden die Ergebnisse verschiedener Datenerhebungen aufbereitet und dargestellt [UNE08]. Enthalten sind Studien aus den Niederlanden (Jahr 2001 und 2007/2008), Großbritannien (Jahr 2007, durchgeführt von Michelin), Frankreich (Jahr 2007, durchgeführt von Michelin), Japan (Jahr 2001, durchgeführt von der JAMA) sowie europaweite Erhebungen (Jahr 2005 und 2006, durchgeführt von Bridgestone). Die Anzahl der überprüften Fahrzeuge variiert stark zwischen 420 (Japan) und 20.300 (Europa, 2006). Entsprechend der vorgestellten Ergebnisse liegt der Anteil an Reifen mit einem zu niedrigen Druck von wenigstens 0,5 bar zwischen 7,8% (Niederlande, 2007/2008) und 37,5% (europaweit, 2005). [UNE08]

Zudem existieren zahlreiche, weniger ausführlich dokumentierte bzw. publizierte Untersuchungen und Aussagen über den Anteil an Fahrzeugen mit einem zu geringen Reifendruck. Die Auswertung von mehr als 28.000 Reifensicherheitsüberprüfungen von Bridgestone im Jahr 2012 ergab, dass bei 78% aller Fahrzeuge der Reifendruck zu niedrig war [Bri]. Nach ALVAREZ [Alv08] ist es denkbar, dass 40% der Fahrzeuge in Europa und Nordamerika einen zu niedrigen Reifendruck haben. Eine Untersuchung von 3.012 Reifen durch die National Roads and Motorists' Association (NRMA) in Australien im Jahr 1993 (Ergebnisse vorgestellt in [PGM07]) kommt zu dem Ergebnis, dass bei 29% der überprüften Reifen der vorgeschriebene Druck um 0,2 - 0,49 bar und bei 10% um 0,5 bar oder mehr unterschritten wird. BULLAS [Bul04] stellt in einem Report der „Foundation for Road Safety Research“ Ergebnisse einer Studie des „Tyre Industry Council“ vor. Demnach hatten nur 14% der 1.072 überprüften Reifen den korrekten Druck, während bei 72% der Druck zu niedrig war.



## AUSWIRKUNGEN EINES ZU GERINGEN REIFENDRUCKS

Der Reifendruck bzw. der Druckverlust im Reifen wirkt sich sowohl auf die Fahrzeugsicherheit als auch auf die Fahrzeugeffizienz aus. Im Folgenden wird daher die Abhängigkeit des Bremsverhaltens, der Fahrzeugvertikaldynamik sowie des Fahrwiderstands vom Reifendruck diskutiert. Darüber hinaus werden statistische Analysen vorgestellt, die den Einfluss des Reifendrucks auf die Verkehrssicherheit quantifizieren.

COLLIER et al. [CW80] analysieren u.a. das Bremsverhalten und den Rollwiderstand des Reifens in Abhängigkeit vom Reifendruck. Die Resultate zeigen, dass die während der Bremstests ermittelten Reibungskoeffizienten eines Radialreifens nahezu unbeeinflusst vom Reifendruck sind bzw. auf nasser Straße bei geringen Geschwindigkeiten mit sinkendem Druck leicht abfallen. Zu einem vergleichbaren Ergebnis kommen MARSHEK et al. [MCJ02], welche den Einfluss des Reifendrucks auf das Bremsverhalten bei Notfallbremsmanövern von Fahrzeugen mit ABS untersuchen. Im Ergebnis zeigt sich, dass der Reifendruck auch in einem großen Variationsbereich (0,69 bar - Maximaldruck lt. Hersteller) nur einen geringen Einfluss auf die erreichte, physikalische Verzögerung hat. Es wird ein Index zur Bewertung des Bremsverhaltens (Verhältnis aus mittlerer Verzögerung bei ABS-Bremmung zur Verzögerung bei Bremsung ohne ABS) eingeführt, dessen Wert in Abhängigkeit vom Reifendruck nur im Bereich 1 - 6% variiert. Dennoch zeigt sich im Allgemeinen, dass das optimale Bremsverhalten in Bezug auf Verzögerung und Bremsweg in der Nähe des vorgeschriebenen Drucks liegt. Einen deutlicheren Einfluss des Reifendrucks auf das Bremsverhalten von Fahrzeugen mit ABS ermitteln HADRYN et al. [HWM08]. Demnach ergibt sich das optimale Bremsverhalten in Bezug auf die maximale physikalische Verzögerung und den Bremsweg für den Sollfülldruck von 2 bar. Sowohl bei zu hohem Druck (3 bar) als auch bei zu niedrigem Druck (1 bar) ergeben sich zum Teil deutliche Verschlechterungen beider Bewertungsgrößen; beispielsweise eine Vergrößerung des Bremsweges auf nasser Fahrbahn von 25,4 m (2 bar) auf 33 m (1 bar). RIEVAJ et al. [RVH13] analysieren das Bremsverhalten bzgl. des Bremswegs und der mittleren physikalischen Verzögerung bei den Drücken 1,9 bar, 2,4 bar (Sollfülldruck) und 2,9 bar. Im betrachteten Druckbereich ergibt sich, dass sich der Bremsweg bei Minderdruck um 0,016 m verkürzt; jedoch verlängert sich der Bremsweg bei zu hohem Druck um 2,446 m. Die NHTSA untersucht in [US 05b] den Einfluss des Reifendrucks auf den Bremsweg anhand von Test-Daten, welche speziell für diese Analyse von Goodyear mit zwei unterschiedlichen Versuchsfahrzeugen mit jeweils verschiedener Bereifung erhoben wurden. Variiert werden neben dem Reifendruck (1,38 bar, 1,93 bar und 2,41 bar) auch die Profiltiefe (volle und halbe Profiltiefe) sowie die Wasserfilmdicke (0,51 mm und 1,27 mm) bei den Tests auf nasser Fahrbahn. Zusätzlich wurden die Tests mit voller Profiltiefe auch mit deaktiviertem ABS durchgeführt. Bis auf zwei Ausnahmen, jeweils bei Tests mit Neureifen des gleichen Reifentyps, zeigen alle Ergebnisse eine direkte Korrelation zwischen Druckverringerung und Bremswegverlängerung. So ergibt sich zum Beispiel bei trockener Fahrbahn mit aktiviertem ABS eine Bremswegverlängerung von bis zu 1,22 m bei der Druckreduzierung von 1,93 bar auf 1,38 bar.

Im Hinblick auf Fahrsicherheit und Fahrkomfort beeinflusst die Druckabhängigkeit der dynamischen Vertikalsteifigkeit die Vertikaldynamik des Gesamtfahrzeuges. MITSCHKE et al. [MW04] beschreiben, dass ein vertikal weicherer Reifen (was nach NIEMEYER et al. [Nie+11] bei einer Druckreduzierung der Fall ist) zu geringeren Amplituden sowohl der Aufbaubeschleunigung als auch der Radlastschwankung im Bereich der Radresonanz führt (bezogen auf die Fahrbahnanregung). Damit geht eine Verbesserung sowohl der Fahrsicherheit (Einfluss der Radlastschwankung) als auch des Fahrkomforts (Einfluss der Aufbaubeschleunigung) einher. Allerdings weisen MITSCHKE et al. [MW04] ausdrücklich darauf hin, dass mit einem weicheren Reifen nicht die Reduzierung des Luftdruckes gemeint ist (aufgrund der sich verschlechternden Seitenführungseigenschaften), sondern die Verwendung von Reifen mit konstruktiv bedingter geringerer Vertikalsteifigkeit. HAMED et al. [Ham+15] bestätigen anhand von Gesamtfahrzeug-Messfahrten über eine definierte Bodenwelle, dass ein reduzierter Reifendruck im Bereich der Achsresonanz zu verringerten Schwingamplituden führt.

Bei einem reduzierten Reifendruck steigt aufgrund der erhöhten mechanischen Belastung und der erhöhten Erwärmung des Reifens infolge der größeren Walkarbeit signifikant die Gefahr eines Reifenversagens (siehe z.B. [Siv12; US 01b; US 01a; US 01c; PGM07]). Nach [US 00] bildet ein zu geringer Luftdruck die häufigste Einzelursache für ein Reifenversagen. In [US 05b] wird angegeben, dass ein plötzlicher Druckverlust an der Vorderachse dazu führen kann, von der Straße abzukommen bzw. in den Gegenverkehr zu geraten. Ein plötzlicher Druckverlust an der Hinterachse kann dagegen zu einem Übersteuern des Fahrzeuges und damit zu einem Kontrollverlust führen. Es existieren zudem veröffentlichte statistische Untersuchungen, welche den Zusammenhang zwischen dem Reifendruck (bzw. Reifendruckverlust) und der Unfallstatistik analysieren. So kommt die NHTSA [US 03] zu dem Ergebnis, dass vor der Einführung von Reifendruckkontrollsystemen jährlich 414 Personen bei Verkehrsunfällen infolge von Reifenplatzern oder luftleeren Reifen starben und 10.275 nicht-tödlich verletzt wurden. Es wird angenommen, dass 20% dieser Verkehrsunfälle im Zusammenhang mit zu niedrigem Reifendruck standen. Die genaue Zahl ist demnach nicht bekannt, da Reifenausfälle bzw. Reifenversagen und deren Einfluss auf Unfälle nicht ausreichend dokumentiert sind. Zudem wird angenommen, dass die Wahrscheinlichkeit eines Reifenversagens bei zu geringem Druck jeweils zu 50% vom Reifendruck und von den Reifeneigenschaften abhängt. Daraus ergeben sich jährlich 41 tödlich verletzte und 1.028 nicht-tödlich verletzte Personen in den USA, was durch korrekten Reifendruck hätte vermieden werden können. Eine weitere Studie der NHTSA aus dem Jahr 2012 [Eun12] analysiert reifenbezogene Faktoren in der Pre-Crash-Phase. Dabei wurden insgesamt 5.470 Unfälle aus den Jahren 2005-2007, also vor der offiziellen Einführung der gesetzlichen Vorgaben für Reifendruckkontrollsysteme, analysiert. Die Studie kommt zu dem Ergebnis, dass die Wahrscheinlichkeit eines Reifenproblems in der pre-Crash-Phase um den Faktor drei steigt, wenn einer oder mehrere Reifen einen zu geringen Druck von 25% oder mehr, ausgehend vom vorgeschriebenen Druck, aufweisen.

Eine umfangreiche Einflussanalyse des Reifendruckes auf die Fahrzeugsicherheit wird von PAINE et al. [PGM07] gegeben. Es wird ebenfalls betont, dass ein zu geringer Reifendruck neben einem erhöhten Reifenverschleiß auch zu einer Überhitzung und zu mechanischer Beschädigung des Reifens führen kann, was ein vorzeitiges Reifenversagen zur Folge haben kann. Der Einfluss des Reifendruckes auf die Fahrsicherheit wird u.a. anhand der Verkehrsunfallstatistik von Australien aus dem Jahr 2002 mit insgesamt 57.896 Verkehrsunfällen analysiert. Die Studie kommt zu dem Ergebnis, dass insgesamt rund 3% aller Autounfälle bei korrekt eingestelltem Reifendruck vermieden werden können. Dies entspricht 26 weniger Verkehrstote sowie 1.478 weniger Leicht- und Schwerverletzte. Damit liegen die ermittelten Zahlen in vergleichbarer Größenordnung zu denen von der NHTSA in [US 03] angegebenen. Zum Vergleich lag die Zahl der Verkehrstoten in Deutschland im Jahr 2014 bei insgesamt 3.377 [Bun15]. Es wird jedoch auch (vergleichbar mit den Aussagen der NHTSA) darauf hingewiesen, dass in offiziellen Polizeiberichten, auf denen die Analyse u.a. beruht, technische Fahrzeugmängel zu wenig Berücksichtigung finden, wodurch die tatsächliche Zahl an Unfällen mit Reifendruck als Einflussfaktor höher liegen kann. Des Weiteren muss bei der Interpretation der Ergebnisse beachtet werden, dass mit ca. 1,5% die Hälfte der angegebenen Unfälle aus Kontrollverlust von Fahrzeugen ohne ESP resultiert. Die weltweit zunehmende Durchdringung des Stabilitätsprogramms im PKW-Bestand geht damit bzgl. der Fahrzeugsicherheit Hand in Hand mit einem Reifendruckkontrollsystem.

Der Fahrwiderstand (und damit der Kraftstoffverbrauch und der Schadstoffausstoß) eines Fahrzeuges wird signifikant vom Rollwiderstand der Reifen beeinflusst (weitere Einflussfaktoren sind beispielsweise der Luftwiderstand oder die Effizienz des Verbrennungsmotors). Die Höhe des Einflusses hängt u.a. nach CLARK et al. [CD79] jedoch stark vom Fahrzyklus und dem Fahrzeug selbst ab. Nach JUNIO et al. [JRC99] verringert sich der Kraftstoffverbrauch um 1% bei einer Verringerung des Rollwiderstandes der Reifen um 7% (als Mittelwert über alle realen Fahrzyklen). GLAESSER et al. [GZ05] geben eine Kraftstoffersparnis von 5% bei einer Verringerung

des Rollwiderstandes der Reifen um 30% an, was in gleicher Größenordnung im Vergleich zu JUNIO et al. [JRC99] liegt. Des Weiteren zeigen u.a. CLARK et al. [CD79], JUNIO et al. [JRC99] und UNRAU [Unr12], dass der Rollwiderstand mit sinkendem Reifendruck signifikant ansteigt (die Abhängigkeit des Rollwiderstands vom Reifendruck wird detailliert in Kapitel 3.4 diskutiert). Aus diesen Zusammenhängen geht hervor, dass die Vermeidung eines zu geringen Reifendrucks einen nennenswerten Beitrag zur Fahrzeugeffizienz leistet.

## POTENTIAL VON REIFENDRUCKKONTROLLSYSTEMEN

Die Frage, inwieweit sich die Zahl der Reifen mit einem deutlich zu geringen Reifendruck mit Reifendruckkontrollsystemen verringert lässt, wird ebenfalls von der US-Bundesbehörde für Straßen- und Fahrzeugsicherheit NHTSA analysiert.

So kommt die bereits angesprochene Studie von SINGH et al. [SKC09] aus dem Jahr 2009 zu dem Ergebnis, dass 57% aller Fahrzeuge mit einem Reifendruckkontrollsystem korrekte Reifendrücke aufwiesen; dagegen waren es 43% bei einer entsprechenden Vergleichsgruppe ohne Reifendruckkontrollsystem. Im Mittel hatten die Reifen der Fahrzeuge mit Reifendruckkontrollsystemen einen zu geringen Druck von 14%; die Reifen der Vergleichsgruppe dagegen von 16%. Des Weiteren kommen SINGH et al. [SKC09] zu dem Ergebnis, dass der Unterschied zwischen der Vergleichsgruppe und den Fahrzeugen mit indirekten Reifendruckkontrollsystemen marginal ist. Allerdings ist zu beachten, dass die Anzahl der untersuchten Fahrzeuge mit 2.316 vergleichsweise gering ist. Zudem ist mit den Modelljahren 1997-2003 das hohe Alter der untersuchten Fahrzeuge zu berücksichtigen. Wie bereits angesprochen, korreliert die Anzahl an Reifen mit zu geringem Druck mit dem Fahrzeugalter. Außerdem ist zu berücksichtigen, dass der Entwicklungsstand insbesondere von indirekten Reifendruckkontrollsystemen (welche mit  $\approx 83\%$  den Großteil der mit Reifendruckkontrollsystemen ausgerüsteten Fahrzeuge darstellen) in diesen Modelljahren noch nicht den heute gültigen gesetzlichen Anforderungen entsprach. So stellen UNDERBERG et al. [Und+14] dar, dass zu Beginn des Jahrtausends indirekte Reifendruckkontrollsysteme der ersten Generation (bei denen lediglich die Drehzahländerung im Zeitbereich ausgewertet wird, um einen Druckverlust an einem einzelnen Reifen detektieren zu können) verbreitet waren. Im Zuge der gesetzlichen Vorschriften (siehe auch Kapitel 2.2) wurden später indirekte Reifendruckkontrollsysteme der zweiten Generation eingeführt, bei denen zusätzlich aus dem Frequenzbereich des Raddrehzahlsignals auf einen Druckverlust in allen vier Reifen gleichzeitig geschlossen werden kann (siehe auch Kapitel 2.3). Auf diesen Punkt geht auch SIVINSKI [Siv12] ein, der auf die Weiterentwicklung der indirekten Reifendruckkontrollsysteme infolge der Einführung der gesetzlichen Vorgaben in den USA ab 2005 (siehe Kapitel 2.2) hinweist.

Generell stellt die ebenfalls bereits angesprochene statistische Analyse von SIVINSKI [Siv12] in Bezug auf die untersuchten Modelljahre und die Anzahl der untersuchten Fahrzeuge eine deutlich aussagekräftigere Analyse dar. Jedoch ist hier zu beachten, dass von den untersuchten Fahrzeugen mit Reifendruckkontrollsystem weniger als 3% mit einem indirekten System ausgerüstet waren. Die Studie kommt zu dem Ergebnis, dass bei Fahrzeugen der Modelljahre 2004-2007 ohne Reifendruckkontrollsystem insgesamt 23,1% mindestens einen Reifen mit zu niedrigem Druck (25% oder mehr ausgehend vom vorgeschriebenen) hatten; dagegen waren es im Vergleichszeitraum nur 11,8% bei den Fahrzeugen mit Reifendruckkontrollsystem. Für den Zeitraum von 2008-2011, d.h. nach der vollständigen Einführung der gesetzlichen Regelung in den USA, reduziert sich der Anteil nochmals auf 5,7%. Basierend auf den Daten von 2004-2007 verringert sich damit die Wahrscheinlichkeit, dass mindestens ein Reifen einen deutlich zu geringen Druck aufweist, um 55,6%. Zusätzlich wird angegeben, dass durch Reifendruckkontrollsysteme im Jahr 2011 in den USA über alle relevante Fahrzeugklassen insgesamt ca. \$511 Millionen US-Dollar an Kraftstoff eingespart werden konnten.

Die Gesamtanzahl von Verkehrsunfällen sowie dadurch verletzten oder getöteten Personen, die mit zu niedrigem Reifendruck in Zusammenhang stehen, fällt z.B. im Vergleich mit Unfällen

infolge von überhöhter Geschwindigkeit gering aus. Dennoch muss in Bezug auf die Verkehrssicherheit festgehalten werden, dass jede Reduzierung an Unfällen, Verletzten und Getöteten Personen ein Gewinn ist, unabhängig von der Höhe der Reduktion. Auch in Bezug auf die Fahrzeugeffizienz stellt der korrekte Reifendruck nur ein Teil von vielen, wie z.B. Luftwiderstand oder Effizienz von Verbrennungsmotoren, dar. Zudem führt der flächendeckende Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen nicht dazu, dass kein Fahrzeug mehr Reifen mit deutlich zu geringem Druck hat, was auch von PAINE et al. [PGM07] angemerkt und durch die Studien der NHTSA bestätigt wurde.

Dennoch entsteht mit dem flächendeckenden Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen ein nachweisbarer Zugewinn an Verkehrssicherheit und Fahrzeugeffizienz, weshalb in den größten Automobilmärkten weltweit gesetzliche Richtlinien für den Einsatz entsprechender Systeme entstanden, die im Folgenden vorgestellt werden.

## 2.2 AKTUELLER STAND DER GESETZGEBUNG

Mit den USA (seit 2005) und Europa (seit 2010) sind in zwei der größten Automobilmärkten weltweit bereits verpflichtende Gesetzgebungen zum Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen aktiv. Da auch China auf dem Weg ist, eine entsprechende Gesetzgebung einzuführen, wird künftig in den drei weltweit größten Automobilmärkten eine gesetzliche Regelung zum Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen existieren. Im Folgenden wird ein Überblick über die wichtigsten Eckpunkte der bereits bestehenden gesetzlichen Regelungen in den USA und in der Europäischen Union gegeben.

### USA

Im Jahr 2000 hat der US-Kongress den TREAD Act (Transportation Recall Enhancement, Accountability and Documentation Act) verabschiedet, welcher ein Gesetz zur Erhöhung der Verbrauchersicherheit im Hinblick auf fahrzeugtechnische Mängel darstellt [00]. Dem Beschluss vorausgegangen waren eine Reihe schwerer Verkehrsunfälle infolge von Reifenversagen bzw. Reifenmängeln [CT00]. Im TREAD Act ist der Beschluss enthalten, innerhalb eines Jahres nach dem Inkrafttreten des Gesetzes eine Vorschrift für den verpflichtenden Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen zu definieren [00]. Daraus hervorgegangen ist der Federal Motor Vehicle Safety Standard No. 138 (FMVSS 138), die gesetzliche Anforderung zum Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen [US 05a].

Entsprechend der Unfallserie als Hintergrund bzw. als Auslöser der Gesetzgebung zielt diese eindeutig auf die Erhöhung der Verkehrssicherheit ab. Die Einführung der Regelung erfolgte schrittweise ab 2005. Ab 2007 müssen alle neuen PKW, Mehrzweck-Fahrzeuge, LKW und Busse bis zu einem zulässigen Gesamtgewicht von 10.000 Pfund, welche in den USA verkauft werden sollen, mit einem Reifendruckkontrollsystem gemäß den gesetzlichen Vorgaben ausgestattet sein. Das Gesetz schreibt vor, dass der Fahrer innerhalb von 20 Minuten gewarnt werden muss, wenn der Druck in einem oder mehreren Reifen 25% unter den vorgeschriebenen Druck fällt. Auch bei einer Systemfehlfunktion ist der Fahrer zu informieren. Die Art der technischen Umsetzung der Reifendruckkontrolle wird nicht vorgeschrieben. Somit sind sowohl direkte als auch indirekte Reifendruckkontrollsysteme einsetzbar (siehe auch Kapitel 2.3). [US 05a; Und+14]

### EUROPÄISCHE UNION

Die gesetzlichen Regelungen zum Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen sind in der EU-Verordnung Nr. 661/2009 [Eur09] sowie in der ECE-Regelung Nr. 64 [Wir10] festgehalten. Demnach wurde der verpflichtende, serienmäßige Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen zunächst ab 1. November 2012 für alle neu zu homologierenden Fahrzeugtypen der Klassen M<sub>1</sub> sowie N<sub>1</sub> (PKW und Fahrzeuge zur Güterbeförderung mit einer zulässigen Gesamtmasse bis 3,5 Tonnen)

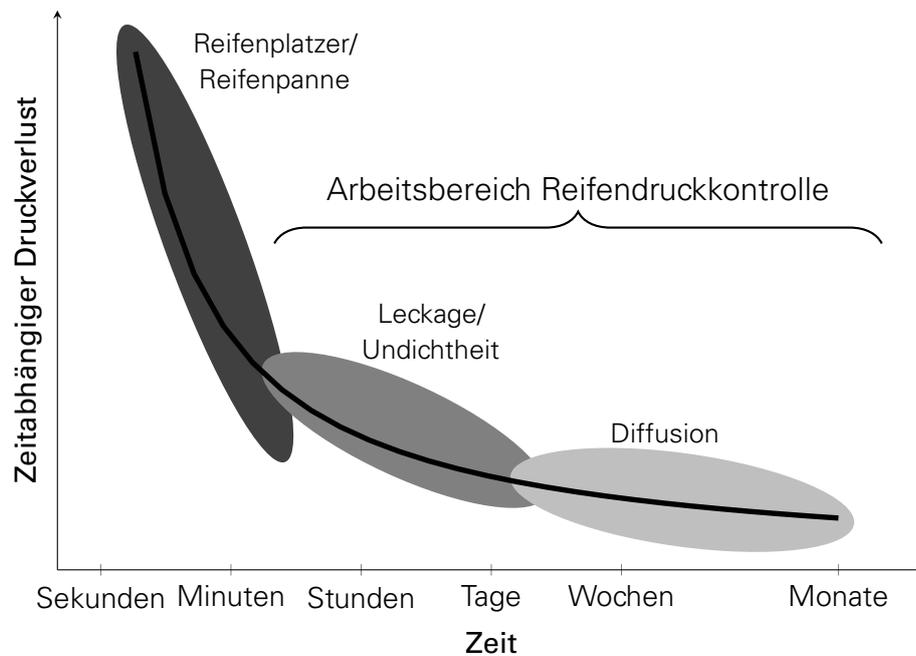
eingeführt. Ab 1. November 2014 greift die gesetzliche Verpflichtung für alle Neuzulassungen der entsprechenden Fahrzeugklassen. Im Gegensatz zum FMVSS 138 in den USA steht in der EU neben dem Sicherheitsaspekt die Erhöhung der Fahrzeugeffizienz im Vordergrund [Eur09]. Entsprechend der ECE-R 64 liegt die Warnschwelle bei 20% ausgehend vom „Druck bei warmen Reifen“ [Wir10]. Allerdings wird zwischen zwei unterschiedlichen Druckverlustszenarien unterschieden (siehe Kapitel 2.3), für die unterschiedliche Warnzeiten definiert sind. Bei einem plötzlichen Druckverlust an einem einzelnen Reifen aufgrund einer Leckage oder Undichtheit (beispielsweise ein eingefahrener Nagel) muss der Fahrer innerhalb von 10 Minuten gewarnt werden, wenn der Druck unter die Warnschwelle fällt. Sinkt der Druck langsam in einem oder mehreren Reifen gleichzeitig (z.B. infolge von Diffusionseffekten), muss das System im Laufe von 60 Minuten eine Warnung ausgeben, wenn der Druck in allen Reifen unter die Warnschwelle fällt. Die in der EU definierte Warnschwelle ist damit im Vergleich zur FMVSS 138 in den USA signifikant reduziert; einerseits liegt die Schwelle durch die 20%-Vorgabe schon niedriger, andererseits ist in der EU, durch den Bezug auf den Druck bei warmen Reifen, auch der Referenzdruck höher. Äquivalent zur FMVSS 138 ist in der EU eine erforderliche Warnung bei einer Systemfehlfunktion vorgesehen. [Eur09; Wir10; Und+14]

## 2.3 SYSTEMVERGLEICH

Entsprechend den Gesetzgebungen dienen Reifendruckkontrollsysteme dazu, den Reifendruck in allen vier Rädern zu überwachen und dem Fahrer eine Warnung zu geben, wenn der Reifendruck in mindestens einem Reifen unter eine festgelegte Schwelle fällt. Damit können Reifendruckkontrollsysteme zu den Fahrerassistenzsystemen gezählt werden, welche den Fahrer dabei unterstützen, das Fahrzeug im technisch optimalen Zustand zu betreiben. Nach UNDERBERG et al. [Und+14] kann zwischen drei Druckverlustszenarien unterschieden werden (siehe Abb. 2.1). Reifenpannen oder Reifenplatzer führen zu einem vollständigen Druckverlust innerhalb weniger Minuten bzw. Sekunden. Aufgrund einer Leckage bzw. Undichtheit sinkt der Druck im Reifen im Verlauf von einem bis zu mehreren Tagen in nennenswerten Größenordnungen. Das dritte Druckverlustszenario wird durch die Diffusion von Luftmolekülen durch den Reifen und das Reifenventil hervorgerufen und führt zu relevanten Druckverlusten im Laufe von Wochen und Monaten. Der Arbeitsbereich von Reifendruckkontrollsystemen erstreckt sich dabei ausschließlich über die beiden letzteren Szenarien. Grundsätzlich lassen sich Reifendruckkontrollsysteme in direkt messende Systeme und indirekt messende Systeme unterteilen. Sowohl die direkten als auch die in der vorliegenden Arbeit diskutierten indirekten Systeme der 2. Generation erfüllen die gesetzlichen Anforderungen in den USA sowie in der EU. Im Folgenden werden beide Systemgruppen vorgestellt. [Und+14]

### DIREKTE REIFENDRUCKKONTROLLSYSTEME

Direkt messende Reifendruckkontrollsysteme basieren auf der direkten Messung des Drucks und der Temperatur mittels eines Sensors, welcher üblicherweise innen am Reifenventil befestigt ist; allerdings existieren auch Lösungen, bei denen der Sensor direkt mit dem Reifen verbunden ist. Über Radiowellen werden die Sensordaten an eine im Fahrzeug verbaute Antenne übertragen. Die Auswertung der Daten erfolgt in einem separaten Steuergerät, welches mit dem Fahrzeug-Kommunikationsnetzwerk verbunden ist. Über Anzeigeelemente im Kombi-Instrument kann sich der Fahrer den aktuellen Reifendruck anzeigen lassen bzw. erhält der Fahrer eine Warnung, wenn der Druck unter eine vorgegebene Schwelle bzgl. des Sollfülldrucks fällt. Der aktuelle Sollzustand, d.h. der Sollfülldruck bei gegebener Temperatur, wird dem System vom Fahrer vorgegeben, der den Druck idealerweise entsprechend den Vorgaben vom Fahrzeughersteller einstellt. Danach vergleicht das Reifendruckkontrollsystem den aktuellen Zustand mit dem vorgegebenen Sollzustand. Die technische Komplexität zur direkten Messung von Druck



**Abbildung 2.1:** Unterschiedliche Szenarien eines Druckverlustes im Reifen und Arbeitsbereich von Reifendruckkontrollsystemen, eigene Darstellung in Anlehnung an UNDERBERG et al. [Und+14]

und Temperatur im Reifen, zur kabellosen Übertragung sowie zur Auswertung und Anzeige der Daten ist somit gering.

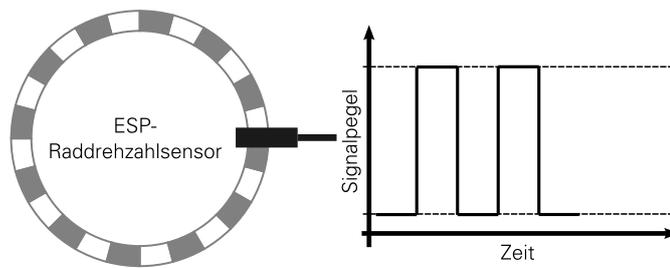
Vorteile direkt messender Systeme sind vor allem die schnelle und genaue Erfassung des Drucks bzw. eines Druckverlustes im Reifen. Des Weiteren ist das System sehr robust gegen Störeinflüsse von Fahrzeug und Umwelt. Die große Herausforderung bei einem serienmäßigen Einsatz direkt messender Reifendruckkontrollsysteme von verschiedenen Fahrzeugherstellern besteht in der Standardisierung insbesondere bei der Sensorbefestigung, der Datenübertragung und Datenverarbeitung sowie der Sensorneukalibrierung (z.B. nach einem Reifenwechsel). Zudem entstehen aufgrund der zusätzlich benötigten Sensoren und Hardware erhöhte Kosten für den Fahrzeugkäufer bzw. Fahrzeughalter.

Ausführliche technische Beschreibungen zur praktischen Umsetzung direkt messender Reifendruckkontrollsysteme werden u.a. von UNDERBERG et al. [Und+14] gegeben.

## INDIREKTE REIFENDRUCKKONTROLLSYSTEME

Im Gegensatz zum direkten System basiert ein indirektes Reifendruckkontrollsystem ausschließlich auf im Fahrzeug bereits vorhandenen Sensorsignalen. Die zentralen Auswertegrößen bilden dabei die Raddrehzahlensignale, welche vor allem für die Fahrdynamik (ESP) benötigt werden und somit in den meisten Fahrzeugen verfügbar sind. Zur Plausibilisierung der Druckverlusterkennung sowie zur Kompensation von Störeinflüssen von Fahrzeug und Umwelt sind weitere Sensordaten erforderlich. Dazu zählen z.B. die aktuelle Motordrehzahl, die Gangwahl, die Außentemperatur, der Lenkwinkel oder auch die Gierrate zur Berücksichtigung der Querdynamik. Somit basiert die indirekte Reifendruckkontrolle auf einer geeigneten Verknüpfung verschiedener Sensorsignale und stellt eine Anwendung der Sensordatenfusion dar. Abb. 2.2 stellt schematisch einen Raddrehzahlsensor in der am Fahrzeug üblichen Ausführung als Inkrementalgeber mit dem qualitativen Verlauf des Rohsignals dar.

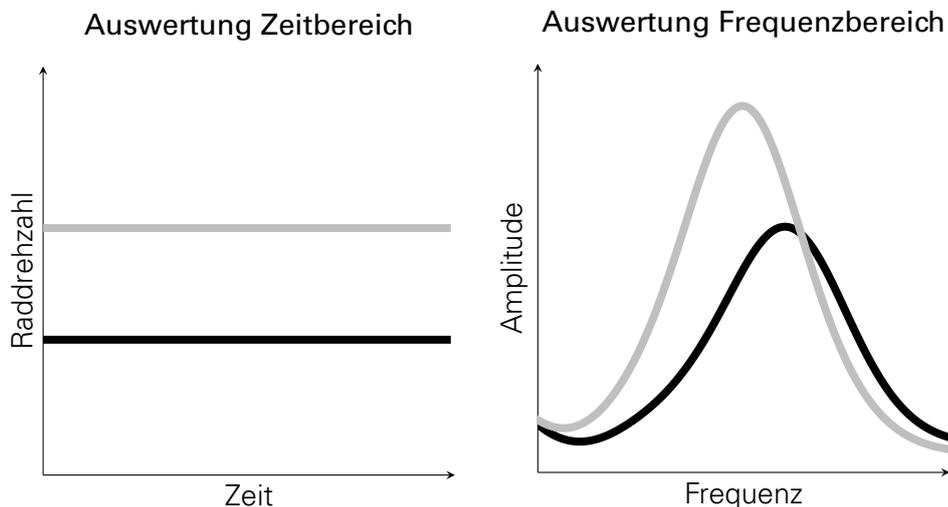
Sinkt der Druck im Reifen, verringert sich aufgrund der reduzierten Vertikalsteifigkeit auch der Abrollumfang des Reifens. Bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit folgt daraus eine erhöhte Raddrehzahl. Die Änderung der Drehzahl eines Rades im Vergleich zu der der anderen Räder



**Abbildung 2.2:** ESP-Raddrehzahlsensor (schematisch) als Inkrementalgeber mit dem qualitativen Zeitverlauf des Rohsignals

stellt somit einen indirekten Indikator für einen Druckverlust im Reifen dar. Durch die Analyse des ESP-Drehzahlsignals im Zeitbereich (Abb. 2.3, links) lässt sich dieser Effekt beobachten. Zusätzlich ist im Frequenzbereich des Drehzahlsignals im Bereich von typischerweise 35-45 Hz eine charakteristische, über das Straßenprofil angeregte Reifeneigenschwingung sichtbar. In der Literatur ist diese Schwingung u.a. als Torsions-Längsreifenmode, Rotationsschwingung oder „in-phase Mode“ bekannt (siehe Kapitel 3.1). Da sowohl die Frequenzlage als auch die Maximalamplitude druckabhängig sind, stellen die Verringerung der Schwingfrequenz sowie die Erhöhung der Schwingamplitude indirekte Indikatoren für einen Druckverlust im Reifen dar (Abb. 2.3, rechts). Damit basiert die indirekte Reifendruckkontrolle auf der kontinuierlichen Überwachung von physikalischen, druckabhängigen Reifeneigenschaften unter Berücksichtigung von allen relevanten, im Fahrzeug verfügbaren Sensorsignalen.

Nach der Änderung oder Einstellung des Reifendrucks sowie nach einem Reifenwechsel muss das System neu kalibriert werden, indem der Reifenzustand in Bezug auf Drehzahl und Schwingungseigenschaften bei Sollfülldruck erfasst wird. Während der Fahrt erfolgt die Drucküberwachung über den Vergleich der aktuellen Daten mit denen der Lernphase unter Berücksichtigung relevanter Einflussparameter wie zum Beispiel Umgebungstemperatur oder Fahrgeschwindigkeit. Die Algorithmen zur Auswertung der Daten sind üblicherweise im ESP-Steuergerät integriert.



**Abbildung 2.3:** Detektion eines Druckverlustes im Reifen im Zeit- und Frequenzbereich des ESP-Raddrehzahlsignals  
 — Sollfülldruck; — Druckverlust

Das indirekte Reifendruckkontrollsystem zeichnet sich vor allem dadurch aus, dass zur Überwachung des Reifendrucks keine zusätzliche Messtechnik wie Sensoren und keine zusätzliche Hardware wie Steuergeräte oder Antennen erforderlich sind. Damit sind deutliche Kosten-

vorteile gegenüber direkten Reifendruckkontrollsystemen verbunden. Des Weiteren ist das indirekte System für den Fahrer bzw. Fahrzeughalter einfach und flexibel in der Bedienung, da die Neu-Kalibrierung nach dem Aufruf im Bord-Computer automatisiert abläuft. Zudem entfällt im Gegensatz zu direkten Systemen die erforderliche Kompatibilität zwischen im Rad verbauten Sensoren und der im Fahrzeug verbauten Hardware.

Bei Verwendung von indirekten Reifendruckkontrollsystemen liegt die große Herausforderung in der für unterschiedliche Reifen variablen Sensitivität der physikalischen Reifeneigenschaften bzgl. eines Druckverlusts. Die Auswertelgorithmen müssen für ein bestimmtes Fahrzeugprojekt so angepasst werden, dass bei allen zum Fahrzeugprojekt gehörenden Reifen bzw. Reifendimensionen ein Druckverlust entsprechend der Gesetzgebung detektiert wird. Daraus ergibt sich, dass die Sensitivität der Reifen im Fahrzeugentwicklungsprozess getestet werden muss; einerseits um die Sensitivität quantifizieren zu können, andererseits um ein erforderliches Mindestmaß an Sensitivität zu gewährleisten. Generell setzt der Einsatz von indirekten Reifendruckkontrollsystemen Kenntnis der physikalischen Charakteristik des Reifens voraus; beispielsweise zur Realisierung einer Temperaturkompensation.

Die Funktionsweise und die praktische Realisierung indirekter Reifendruckkontrollsysteme werden u.a. von UNDERBERG et al. [Und+14], PERSSON et al. [PGD02], FORSELL [For08] und THIRIEZ [Thi06] beschrieben.

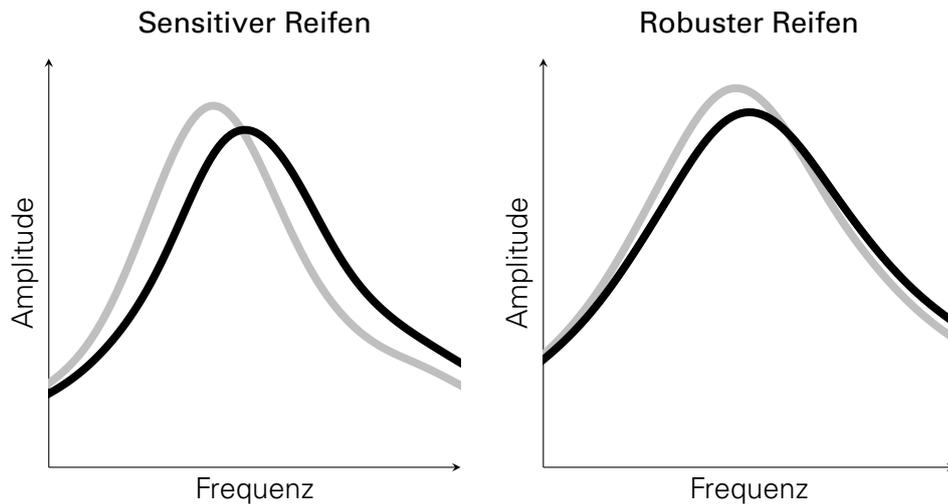
## 2.4 REIFENBEWERTUNG

In Abhängigkeit von Reifenkonstruktion und Reifendimension ändert sich die Sensitivität des Abrollumfangs sowie der Frequenzlage bezüglich eines Druckverlusts. Das bedeutet, dass die Änderungen von Abrollumfang und Schwingfrequenz bei definiertem Druckverlust variabel über alle Reifentypen und Reifendimensionen eines bestimmten Fahrzeugprojektes sind. Am Beispiel des Schwingverhaltens stellt Abb. 2.4 links einen sensitiven Reifen mit einer klar erkennbaren Frequenzverschiebung bei einem Druckverlust dar. In Abb. 2.4 rechts ist hingegen das druckabhängige Schwingverhalten eines robusten (gegenüber einer Druckänderung) Reifens mit einer sehr geringen Frequenzverschiebung abgebildet. In gleicher Weise wie für das Schwingverhalten ergibt sich die variable Sensitivität auch für die Druckabhängigkeit des Abrollumfangs. Wie bereits in Kapitel 2.3 geschildert, entsteht daraus die Notwendigkeit, die Reifensensitivität im Fahrzeug- und im Reifenentwicklungsprozess zu bewerten. Die Reifenbewertung liefert zum einen Informationen über den Sensitivitätsbereich, den das Reifenprogramm für ein bestimmtes Fahrzeugprojekt abdeckt. Auf diesen Bereich werden die Systemalgorithmen des indirekten Reifendruckkontrollsystems für das bestimmte Fahrzeugprojekt appliziert. Zum anderen werden mit der Sensitivitätsbewertung Reifen identifiziert, die eine zu geringe Sensitivität bzgl. eines Druckverlusts besitzen. Im gegebenen Reifenprogramm des Fahrzeugprojekts ist bei diesen Reifen ein Druckverlust im Rahmen der gesetzlichen Vorgaben nicht identifizierbar. (siehe ROSCHER et al. [RSP12], UNDERBERG et al. [Und+14], SÜNDER et al. [SPR14] und GUSTAFSSON et al. [GHA06])

Basierend auf der Notwendigkeit der Reifenbewertung beim Einsatz eines indirekten Reifendruckkontrollsystems werden im folgenden Abschnitt Aufgabenstellung und Zielsetzung der vorliegenden Dissertation definiert.

## 2.5 AUFGABENSTELLUNG UND ZIELSETZUNG

Stand der Technik zu Beginn der hier vorgestellten Forschungen ist, dass jeder Entwicklungsstand eines für ein bestimmtes Fahrzeugprojekt zu entwickelnden Reifens im Fahrversuch in Bezug auf seine Eignung für ein indirektes System überprüft werden muss. Aufgrund von sich verkürzenden Modellwechselzyklen sowie der Forderung nach kosteneffektiven Fahrzeugentwicklungen, was sich z.B. durch die Verringerung der Anzahl an Prototypen und Technikträgern



**Abbildung 2.4:** Qualitativer Vergleich der Reifensensitivitäten eines sensitiven und eines robusten Reifens bzgl. eines Druckverlusts im Frequenzbereich (bei definiertem Druckverlust)  
 — Sollfülldruck; — Druckverlust

während des Entwicklungsprozesses bemerkbar macht, ergibt sich die Zielstellung, die Reifenbewertung am Reifenprüfstand und damit auf Komponentenebene durchzuführen. Ein weiterer Nachteil, der sich durch den Fahrversuch ergibt, ist der Zeitpunkt der Bewertung im Entwicklungsprozess. Da sowohl die Entwicklungsstände der zu entwickelnden Reifen als auch die entsprechenden Prototypen bzw. Technikträger beim Fahrzeughersteller vorhanden sein müssen, lässt sich die Bewertung erst zu einem späten Zeitpunkt im Entwicklungsprozess durchführen. Mit einer Bewertungsmethodik der Reifen bzgl. der Eignung für die indirekte Reifendruckkontrolle, welche prinzipiell auch direkt von den Reifenherstellern am Reifenprüfstand durchführbar ist, lassen sich potentiell drei große Vorteile realisieren:

1. Die notwendige Bewertung der Reifensensitivität am Reifenprüfstand kann zu einem frühen Zeitpunkt im Fahrzeug- bzw. Reifenentwicklungsprozess durchgeführt werden, da die Bewertung vom Reifenhersteller durchführbar und kein Versuchsfahrzeug erforderlich ist.
2. Mit der Reduzierung der Anzahl von Tests am Gesamtfahrzeug mit entsprechenden Versuchsfahrzeugen lassen sich die Entwicklungskosten verringern.
3. Da die Bewertung direkt vom Reifenhersteller durchführbar ist, ergibt sich eine Sensibilisierung des Reifenherstellers bzgl. der Wechselwirkung von konstruktiven Reifenparametern und den für die indirekte Reifendruckkontrolle relevanten Reifeneigenschaften.

Damit wird deutlich, dass die Reifenbewertung an einem Reifenprüfstand im Vergleich zum Fahrversuch ein erhebliches Potential zur Optimierung des Fahrzeugs- bzw. Reifenentwicklungsprozesses aufweist. Um dieses vollständig ausschöpfen zu können, muss die entsprechende Bewertungsmethodik folgende allgemeine Randbedingungen erfüllen:

- Ermöglichung der Reifenbewertung an einem Reifenprüfstand, damit die Reifenhersteller die Möglichkeit haben, die Prüfung vor der Anlieferung zum Fahrzeughersteller durchführen zu können.
- Jeder Hersteller muss mit angemessenem Aufwand die Möglichkeit haben, die Prüfung durchführen zu können.

- Die Bewertung muss in einem angemessenen Zeitraum durchführbar sein, sonst bestünde die Gefahr, dass das Verfahren von den Reifenherstellern nicht angenommen wird.
- Alle für iTPMS relevanten Eigenschaften müssen bewertbar sein.
- Korrelation zum Fahrversuch muss vorhanden sein.

Zur Entwicklung einer mit wissenschaftlich fundierten Systemverständnis hinterlegten Reifenprüfmethodik an einem Reifenprüfstand ergeben sich für die hier vorgestellte Forschungsarbeit folgende grundsätzliche Zielstellungen:

- Analyse des Schwingungssystems Reifen als Komponente sowie im Verbund bzw. in Wechselwirkung mit der Radaufhängung;
- Ermittlung des Einflusses von Randbedingungen auf den Reifen als schwingfähiges System sowie auf die Rollradiuseigenschaften;
- Definition einer geeigneten Prüfmethdik, um am Reifenprüfstand sowohl die Sensitivität des Reifenschwing- als auch des Rollradiusverhaltens zu bestimmen;
- Nachweis einer ausreichenden Korrelation mit dem Fahrversuch und Definition der sich daraus ableitenden Bewertungsmethodik.

Der Aufbau der vorliegenden Dissertation wird anhand Abb. 2.5 verdeutlicht. Zunächst erfolgt die Zusammenfassung des wissenschaftlichen Hintergrundes bzgl. des Reifenschwing- und Rollradiusverhaltens sowie bzgl. der Druckabhängigkeit allgemeiner Reifeneigenschaften. Im Anschluss werden Methoden vorgestellt und diskutiert, mit denen die Reifeneigenschaften in Bezug auf druckabhängiges Schwing- und Rollradiusverhalten analysiert werden. Zur Vertiefung des Verständnisses über den Reifen als Schwingungssystem im Verbund mit der Radaufhängung sowie als Komponente ohne Wechselwirkung mit dem Fahrzeug erfolgt im Anschluss die Betrachtung des Schwingungsverhaltens anhand geeigneter Reifenersatzmodelle. Die erarbeiteten Erkenntnisse aus Simulation und Messung dienen abschließend dazu, die Prüfprozedur zur Analyse der Reifensensitivität bzgl. eines Druckverlusts zu definieren und eine geeignete Bewertungsmethodik im Hinblick auf die Korrelation zu Fahrversuchen abzuleiten.

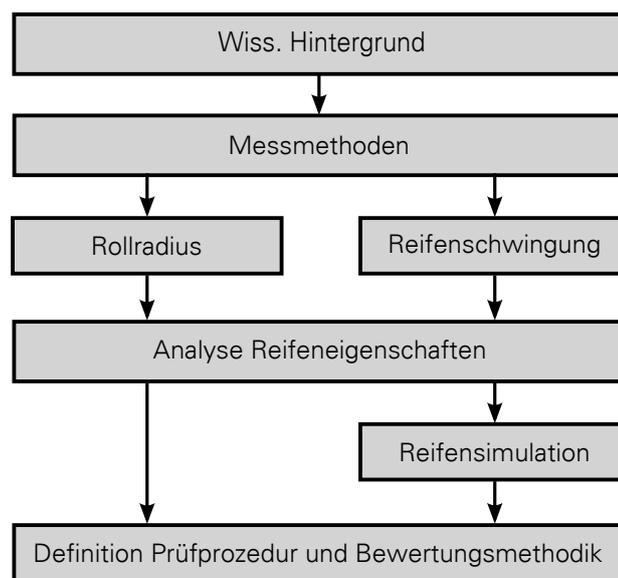


Abbildung 2.5: Aufbau der Dissertation

# 3 WISSENSCHAFTLICHER HINTERGRUND

Folgendes Kapitel erörtert den für die vorliegende Arbeit relevanten wissenschaftlichen Hintergrund. Dieser wird in insgesamt vier Teile untergliedert. Der erste Teil umfasst das messtechnisch ermittelte Reifenschwingverhalten, das entsprechend den unterschiedlichen Messmethoden betrachtet wird. Der Schwerpunkt liegt dabei auf Schlagleistenmessungen und experimentellen Modalanalysen. Gemäß der Aufgabenstellung wird des Weiteren ein Überblick über das Rollradiusverhalten des Reifens gegeben. Darüber hinaus werden Methoden und Ergebnisse der für diese Arbeit relevanten Reifensimulation vorgestellt. Dies beinhaltet sowohl Aspekte des Reifenschwing- und Rollradiusverhalten als auch die Charakterisierung bzw. Abbildung der verschiedenen Anregungsarten (z.B. Schlagleiste oder Fahrbahnoberfläche). Abschließend werden weitere Reifeneigenschaften (z.B. Rollwiderstand oder Parameter im Hinblick auf die Querdynamik) betrachtet. Entsprechend der Aufgabenstellung der vorliegenden Dissertation wird bei allen Teilgebieten (Reifenschwing- und Rollradiusverhalten, Simulation sowie weitere Parameter) die Druckabhängigkeit der Reifeneigenschaften diskutiert.

## 3.1 REIFENSCHWINGVERHALTEN

### 3.1.1 EINLEITUNG

Im Unterkapitel „Reifenschwingverhalten“ werden Ergebnisse zur Analyse des Reifenschwingverhaltens in der Messung am Reifenprüfstand sowie im Fahrversuch vorgestellt. Der Schwerpunkt liegt allgemein auf den niederfrequenten Reifenschwingungen bis  $\approx 100$  Hz, im Speziellen auf rotatorischen Schwingungen mit überlagerten Längsschwingungen im Bereich von ca. 35-45 Hz.

In Bezug auf das Reifenschwingverhalten finden sich in der Literatur drei übergeordnete Hauptthemen, in deren Zusammenhang Kenntnis über das Reifenschwingverhalten erforderlich ist. Reifenschwingungen in longitudinaler Richtung (d.h. in Fahrzeuginnenrichtung) mit gekoppelten rotatorischen Schwingungen (um die Querachse bzw.  $y$ -Achse) werden in Bezug auf die Fahrzeuginnendynamik, insbesondere auf ABS-Bremsvorgänge analysiert. So beschreiben z.B. ADCOX et al. [Adc+12], dass die rotatorische Reifendynamik einen signifikanten Einfluss auf die Schlupfermittlung basierend auf Drehzahlmessungen hat, wodurch bei ABS-Bremsungen die Bremswirkung beeinträchtigt werden kann (siehe hierzu u.a. auch ZEGELAAR [Zeg98], PAUWELUSSEN et al. [Pau+03] und SIVARAMAKRISHNAN et al. [SST15]).

Einen weiteren Themenschwerpunkt bildet der Zusammenhang zwischen dem niederfrequenten Reifenschwingverhalten (bis ca. 100 Hz) und dem Fahrkomfort. Dabei ist insbesondere

das dynamische Reifenübertragungs- bzw. Reifenschwingverhalten in der vertikalen Richtung maßgebend. Beispiele finden sich in der Literatur u.a. von OLDENNETTEL et al. [OK97], HILSCHER [Hil08], JESCHOR [Jes05], BRUNI et al. [BCR07] und NIEMEYER et al. [Nie+11]. Den dritten Themenschwerpunkt, in dessen Zuge das Reifenschwingverhalten betrachtet wird, ist das Reifenrollgeräusch bzw. allgemeiner die Luft- und Körperschallübertragung vom Reifen zum Fahrzeuginnenraum. Messungen sowie Simulation des relevanten, hochfrequenten Reifenübertragungsverhaltens werden z.B. von KINDT [Kin09], GAUTERIN et al. [GR05], BAHNERT et al. [BLV12] und WHEELER et al. [WDK05] vorgestellt.

Entsprechend der Charakteristik der angeführten Bereiche ergeben sich die jeweiligen relevanten Frequenzbereiche sowie die verwendete Modellstruktur in der simulativen Analyse. Bei den ersten beiden genannten Bereichen sind in erster Linie Reifenschwingungen relevant, bei denen der Gürtel näherungsweise als Starrkörper schwingt. Daraus resultiert zum einen ein Frequenzbereich von bis zu 100 Hz und zum anderen der verbreitete Modellansatz, bei dem der Gürtel als starrer Ring mit einer Kontaktdefinition zum Untergrund abgebildet ist. Der relevante Frequenzbereich zur Analyse des Reifenrollgeräuschs ist mit bis zu 350 Hz deutlich größer. Da Reifenschwingformen oberhalb ca. 100 Hz als flexible Gürtelmoden auftreten, werden FEM-Modellansätze sowie modale Reifenmodelle verwendet.

### 3.1.2 SCHLAGLEISTENMESSUNGEN

JESCHOR [Jes05] untersucht in seiner Dissertation Runflat-Reifen (Reifen mit Notlaufeigenschaften, welche durch eine verstärkte Seitenwand auch bei vollständigem Druckverlust eine kurze Weiterfahrt z.B. zur nächsten Werkstatt ermöglichen) hinsichtlich Fahrkomfort und Fahrwerksbelastung. Das Reifenschwingverhalten wird anhand von Schlagleistenüberfahrten an einem Außentrommelreifenprüfstand mit starrer Achse analysiert. Die Auswertung der Fahrwerksbelastung erfolgt ebenfalls an einem Außentrommelprüfstand anhand von Schlagleistenüberfahrten; jedoch ist der Reifen dabei an einer realen Radaufhängung montiert (Radaufhängungsprüfstand). Zur Auswertung werden die Kräfte an unterschiedlichen Fahrwerksbauteilen herangezogen. Im Frequenzspektrum der Reifenlängskraft identifiziert JESCHOR [Jes05] mit einem Standardreifen am Reifenprüfstand bei einer Geschwindigkeit von  $50 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  zwei Resonanzbereiche; den ersten bei ca. 35 Hz und den zweiten bei 82 Hz. Im Vergleich dazu zeigt ein Runflat-Reifen identischer Dimension neben höheren Amplituden mit 40 Hz bzw. 91 Hz signifikant höhere Frequenzen. Das Frequenzspektrum der Vertikalkraft zeigt bei einem Standardreifen bei  $50 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  einen Resonanzbereich bei 83 Hz; analog zur Längskraft vergrößern sich bei einem Runflat-Reifen sowohl Amplitude als auch Frequenz (91 Hz). Die Auswertung bei Variation von Geschwindigkeit und Fülldruck erfolgt ausschließlich für die Vertikalkraft bei  $50 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ .

HILSCHER stellt in [HE07] sowie in [Hil08] dar, dass die Kundenzufriedenheit in starkem Maße vom subjektiven Komfortempfinden beeinflusst wird. Das komfortrelevante Reifenübertragungsverhalten muss infolge aktueller Reifentrends (Niederquerschnittsreifen oder Runflat-Reifen) sowie durch die generelle Verbesserung der Komforteigenschaften eines Fahrzeuges (z.B. bei Antriebsstrang- oder Karosserieschwingungen) stärker berücksichtigt werden. Das Ziel von HILSCHER besteht in der Bewertung der Komforteigenschaften eines Reifens anhand objektiver Kenngrößen (z.B. Lage der Schwingfrequenzen und Dämpfungsmaße bestimmter Moden oder der maximalen Schwingamplituden), um Reifen hinsichtlich des Abrollkomforts differenzieren zu können. Dabei wird das Reifenschwingverhalten am Reifenprüfstand mit starr angebundenen Reifen, am Rad-Achs-Prüfstand mit der Wechselwirkung der Radaufhängung sowie am Gesamtfahrzeug und in der Simulation analysiert. Die verwendeten Prüfstände entsprechen denen, welche auch von JESCHOR [Jes05] in seiner Dissertation verwendet werden.

Die Analyse des Schwingverhaltens sowie die Differenzierung anhand objektiver Kenngrößen (z.B. Maximalamplituden oder Schwingfrequenzen) erfolgen durch die Bestimmung der quasi-statischen Reifensteifigkeiten sowie durch Schlagleistentests mit den angesprochenen

Prüfständen. Dazu untersucht HILSCHER die mechanische Charakteristik u.a. in Bezug auf die geschwindigkeitsabhängige Anregung des Reifens durch die Schlagleistenüberfahrt. Abb. 3.1 stellt sowohl Vorgehensweise (links) als auch Ergebnis (rechts) der Anregungsanalyse am Beispiel der Reifenlängskraft dar. Die Frequenzspektren der Anregungskraft bei höheren Geschwindigkeiten werden basierend auf dem gemessenen Zeitsignal der Längskraft bei sehr langsamer Schlagleistenüberfahrt (als Referenz) berechnet. Analog dazu erfolgt die Ermittlung der Anregungskraft in vertikaler Richtung. HILSCHER erkennt, dass bestimmte Reifenschwingformen nur in bestimmten Geschwindigkeitsbereichen angeregt werden. So identifiziert HILSCHER bis ca.  $40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  im Amplitudenspektrum der Reifenlängskraft eine Rotationsschwingung, „bei der die an die Radnabe gekoppelten Massenträgheiten auf der Torsionssteifigkeit des Reifens um die Drehachse schwingen und sich in der Kontaktzone am Untergrund abstützen“. Die Anregung der vertikalen Starrgürtelmode erfolgt dagegen erst bei höheren Geschwindigkeiten ab ca.  $70 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ .

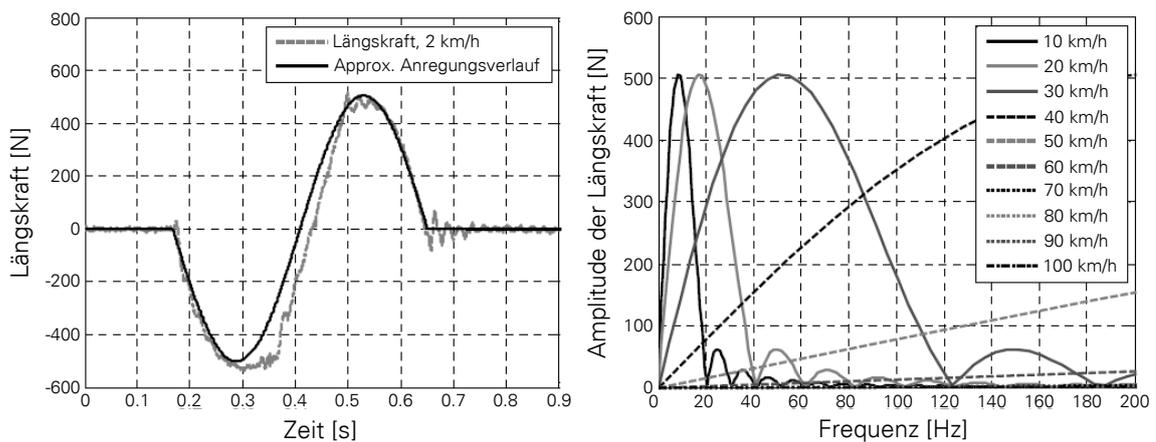
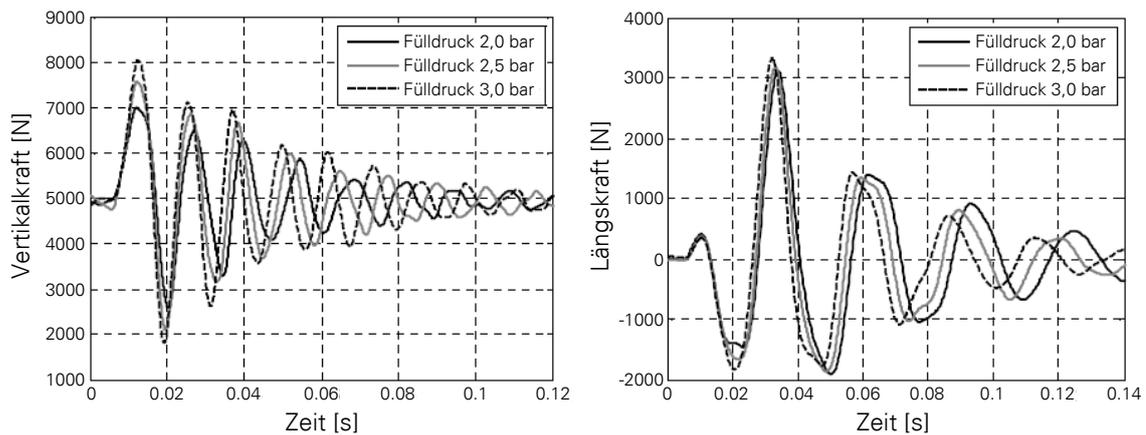


Abbildung 3.1: Anregungsanalyse der Schlagleistenüberfahrt, [Hil08]

HILSCHER untersucht des Weiteren Einflussparameter auf die definierten, objektiven Kenngrößen bzw. auf das Reifenschwingverhalten allgemein. Abb. 3.2 stellt die Zeitverläufe der Reifenvertikalkraft bei  $80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  (links) sowie der Reifenlängskraft bei  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  (rechts) bei drei verschiedenen Reifendrücken dar. Daraus geht bei abnehmendem Reifendruck zum einen eine Frequenzverschiebung zu geringeren Frequenzen in beiden Signalen hervor; zum anderen tritt eine Amplitudenänderung während des freien Ausschwingens hin zu kleineren Werten in der Vertikalkraft bzw. hin zu größeren Amplituden in der Längskraft auf. Im Vergleich verschiedener Versuchsreifen zeigt sich bei HILSCHER kein Einfluss des Reifendrucks auf die Differenzierung der Reifen bzw. auf die Rangfolge der Reifen basierend auf objektiven Schwingungskenngrößen. Neben dem Reifendruck analysiert HILSCHER u.a. auch den Einfluss der Radlast, der Schlagleistengeometrie, der Temperatur sowie der Radaufhängung allgemein auf das Schwingverhalten sowie auf die objektive Differenzierung der Reifen anhand von Schlagleistenüberfahrten.

Bei Variation der Radlast zeigt sich, dass mit abnehmender Radlast sowohl Frequenz und Dämpfung als auch die Amplituden der Vertikalkraftschwingung ansteigen. Dagegen verringern sich die Amplituden in der Längskraft mit abnehmender Radlast; Frequenz- und Dämpfungsänderung zeigen keine eindeutige Richtung. In Analogie zum Reifendruck hat auch die statische Radlast keinen Einfluss auf die Differenzierung bzw. auf die Rangfolge von Versuchsreifen. Mit zunehmender Schlagleistenhöhe ergeben sich sowohl für die Vertikal- als auch für die Längskraft höhere Amplituden bei der Schlagleistenüberfahrt. Im Gegensatz zum Reifendruck und zur Radlast beeinflusst die Schlagleistengeometrie jedoch die Differenzierung von Reifen. Nach HILSCHER kann dies durch die Nichtlinearität des Reifens als Schwingungssystem erklärt werden. Es ist jedoch zu beachten, dass HILSCHER die Einflüsse von Radlast und Schlagleistengeometrie nur bei einer Geschwindigkeit von  $80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  analysiert, bei der die Rotationsschwingung kaum angeregt wird.



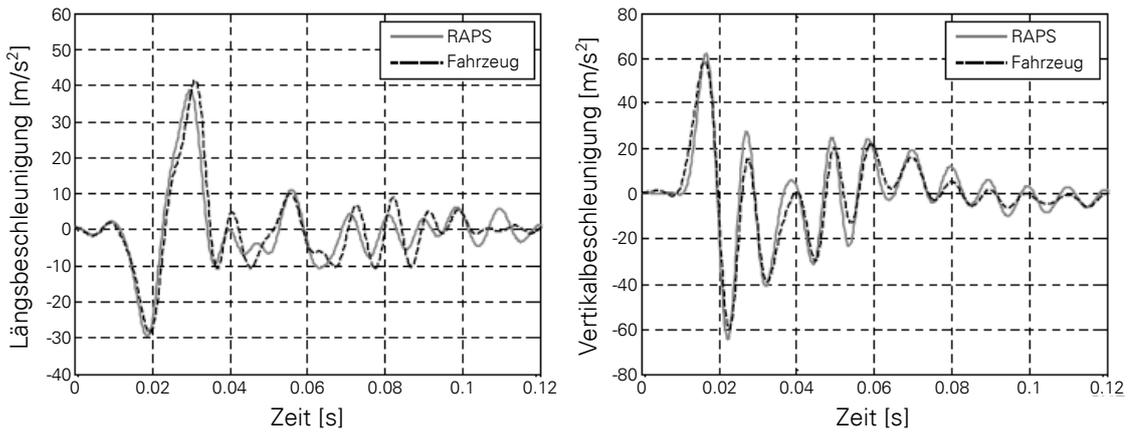
**Abbildung 3.2:** Druckabhängigkeit der Reifenkräfte bei einer Schlagleistenüberfahrt; Vertikalkraft bei  $80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 5000 N Radlast (links); Längskraft bei  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 5000 N Radlast (rechts), [Hil08]

In Bezug auf den Temperatureinfluss kommt HILSCHER zu dem Ergebnis, dass bei Temperaturerhöhung und konstantem, geregeltem Fülldruck die Frequenz der vertikalen Starrgürtemode im Gegensatz zur Rotationsmode deutlich abnimmt. Im Falle eines nicht geregelten Fülldrucks wirkt sich die Druckerhöhung infolge der Temperaturerhöhung stärker als der Temperatureinfluss aus, wodurch sich das Reifenschwingverhalten entsprechend der Druckvariation (siehe oben) ändert. Zudem zeigt HILSCHER, dass eine Temperaturvariation weder bei geregeltem noch bei freiem Fülldruck einen Einfluss auf die Differenzierung von Reifen hat.

Eine weitere wichtige Einflussgröße auf das für die vorliegende Dissertation relevante Reifenschwingverhalten ist der Einfluss der Radaufhängung. Abb. 3.3 vergleicht die Radträgerbeschleunigungen bei einer Schlagleistenüberfahrt am Rad-Achs-Prüfstand mit denen bei Schlagleistenüberfahrt im Fahrversuch unter identischen Randbedingungen. Im Vergleich zu den Kraftverläufen am Reifenprüfstand (Abb. 3.2) sind in den Kraftverläufen neben den reinen Reifeneigenschwingungen weitere Schwingungsanteile unterschiedlicher Frequenz sichtbar. Des Weiteren ergibt sich aus dem Vergleich eine sehr hohe Korrelation zwischen Rad-Achs-Prüfstand und Fahrversuch, was die Aussagekraft der Prüfstandsergebnisse zur Analyse der Wechselwirkungen bekräftigt. Der Vergleich der objektiven Kenngrößen zwischen zwei unterschiedlichen Radaufhängungskonzepten zeigt mit Ausnahme der Radeigenfrequenz keinen wesentlichen Einfluss auf die Differenzierung von Reifen. HILSCHER zeigt zudem, dass sich der Einfluss der Radaufhängung nicht auf die Aussagen bzgl. der Differenzierung von Reifen unter Variation der vorgestellten Randbedingungen auswirkt.

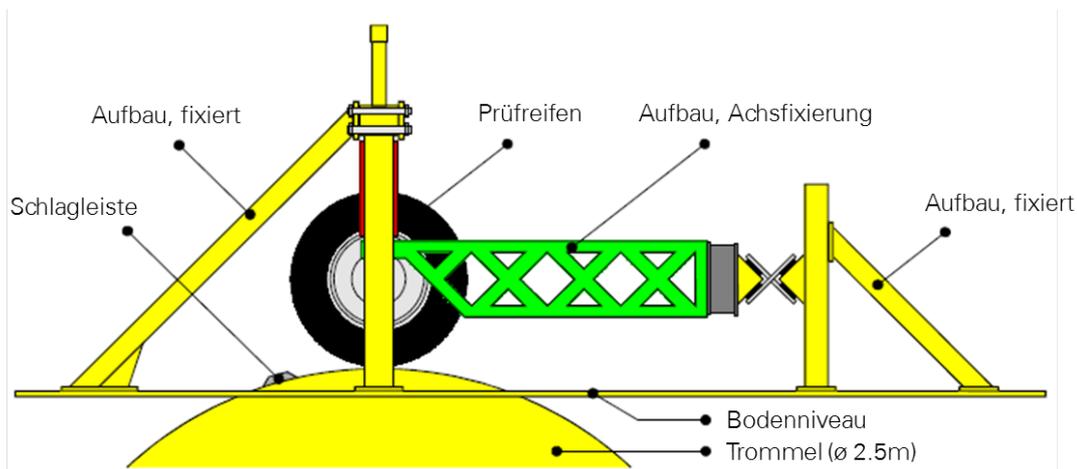
ZEGELAAR in [Zeg98] und [ZP96] analysiert das in-plane Reifenschwingverhalten bzw. das dynamische Reifenübertragungsverhalten im Rahmen des Forschungsprojektes *SWIFT* (Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre model) bei Anregungen durch Fahrbahnunebenheiten sowie bei Radlast- und Bremsmomentschwankungen.

Zur experimentellen Analyse wird der Prüfaufbau nach Abb. 3.4 vorgestellt. Es wird ein Außentrommelprüfstand mit einem Trommeldurchmesser von 2,5 m verwendet; auf die Trommel können verschiedene Schlagleisten zu Anregung des Reifens montiert werden. Damit ist die Analyse des Reifenschwingverhaltens bis ca. 100 Hz möglich; ZEGELAAR gibt an, dass die Eigenfrequenzen des Prüfaufbaus signifikant oberhalb des für die Analyse relevanten Frequenzbereichs liegen müssen. Neben den Variationen der quasi-statischen Reifenkräfte durch piezoelektrische Elemente werden zusätzlich auch Trommel- sowie Reifendrehzahl zur Bestimmung des Längsschlupfes erfasst. Zur Radlastaufbringung bzw. Radlastvariation ist der vertikale Abstand zwischen Reifenachse und Trommel einstellbar; während der Messung ist ausschließlich der rotatorische Freiheitsgrad des Reifens freigegeben.



**Abbildung 3.3:** Radträgerbeschleunigungen bei Schlagleistenüberfahrten am Rad-Achs-Prüfstand und im Fahrversuch  
Längsrichtung bei  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  (links); Vertikalrichtung bei  $80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  (rechts), [Hi108]

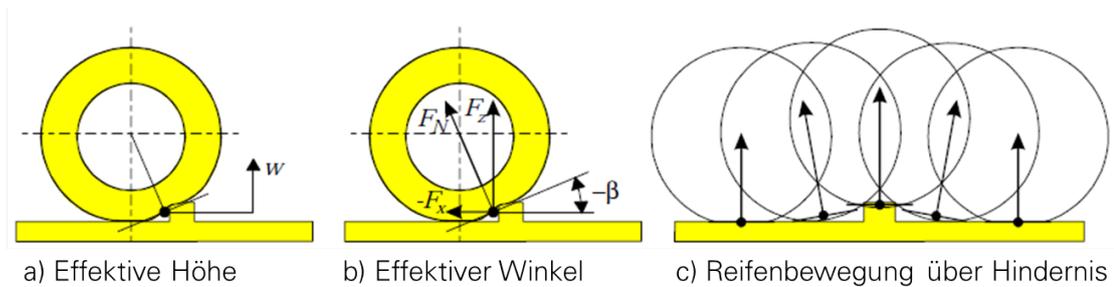
ZEGELAAR diskutiert Messergebnisse bei Schlagleistenanregung bei Variation der Geschwindigkeit ( $25, 39$  und  $59 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ ), der Radlast ( $2000, 4000$  und  $6000 \text{ N}$ ) sowie der Schlagleistengeometrie; eine Variation des Reifendrucks erfolgt dagegen nicht. Die Maximalgeschwindigkeit wird begrenzt durch die Maximalkraft infolge der Schlagleistenüberfahrt sowie durch die Zeit bis der Reifen wieder einen quasi-stationären Zustand erreicht hat.



**Abbildung 3.4:** Prüfaufbau zur Analyse des in-plane Reifenschwingerhaltens, [Zeg98]

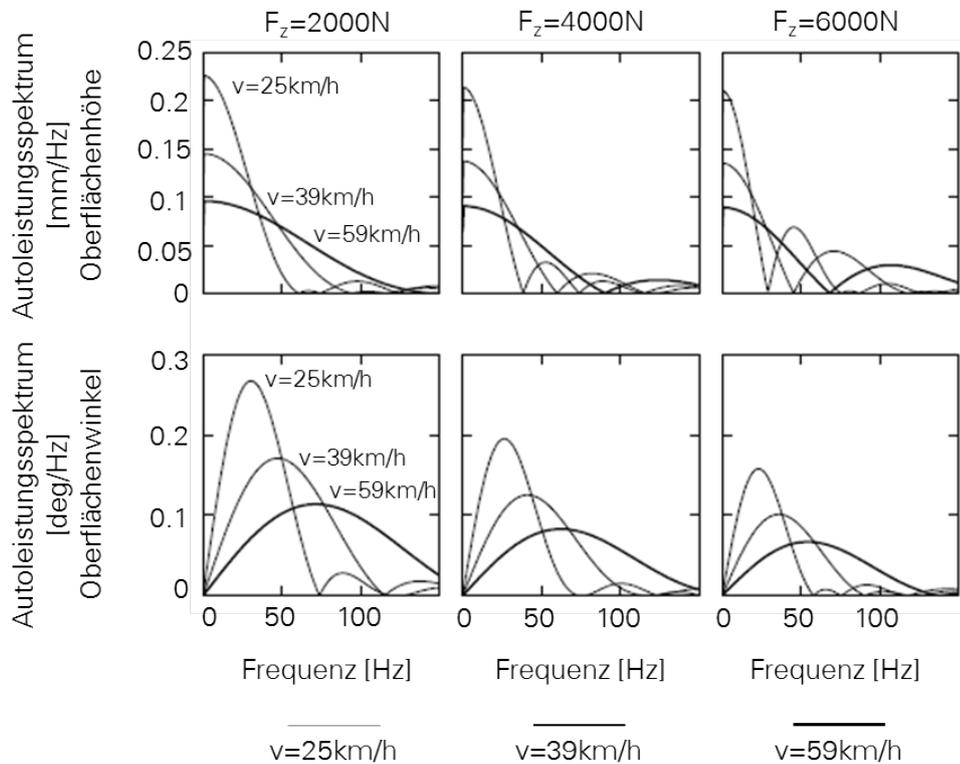
Die Anregung der Schlagleiste während der Überfahrt kann nach ZEGELAAR mit der Modellvorstellung der effektiven Oberflächenanregung entsprechend Abb. 3.5 beschrieben werden. Danach wird angenommen, dass der Reifen zu jedem Zeitpunkt der Schlagleistenüberquerung über eine glatte Oberfläche mit definierter Höhe (effektive Oberflächenhöhe  $w$ ) und definiertem Winkel (effektiver Oberflächenwinkel  $\beta$ ) rollt. ZEGELAAR beschreibt, wie beide Größen basierend auf der quasi-statischen Vertikal- bzw. Längskraft bei Schlagleistenüberfahrt bestimmt werden können; die Anregungscharakteristik wird demnach sowohl von der Radlast als auch von der Schlagleistengeometrie stark beeinflusst. Basierend auf BANDEL et al. [BM88] wird die effektive Oberflächenanregung einer Schlagleistenüberfahrt bestehend aus effektiver Oberflächenhöhe und effektivem Oberflächenwinkel aus der Faltung einer Basisfunktion mit zwei Impulsfunktionen konstruiert.

Abb. 3.6 enthält die spektrale Charakteristik der Oberflächenhöhe  $w$  (oben) sowie des Oberflächenwinkels  $\beta$  (unten) bei Variation der Geschwindigkeit und der Radlast. Entsprechend



**Abbildung 3.5:** Konzept der effektiven Oberflächenanregung zur Beschreibung der Anregungscharakteristik bei einer Schlagleistenüberfahrt, ZEGELAAR [Zeg98]

der Modellvorstellung der Anregung wird die vertikale Anregung von der Oberflächenhöhe bestimmt; die longitudinale Anregung vom Oberflächenwinkel. Anhand der dargestellten, spektralen Charakteristik kann in Übereinstimmung mit den Analysen von z.B. HILSCHER [Hil08] geschlussfolgert werden, dass die vertikale Starrgürtelmode bei ca. 80 Hz tendenziell erst bei höheren Geschwindigkeiten angeregt wird; die Rotationsmode im Bereich von ca. 35-45 Hz dagegen nur bei geringeren Geschwindigkeiten.



**Abbildung 3.6:** Anregungsspektren durch Schlagleistenüberfahrten nach dem Konzept der effektiven Oberflächenanregung, [Zeg98]

ZEGELAAR zeigt, dass die Reifenlängskraft bei Schlagleistenüberfahrt im Zeitbereich bei Auftreffen auf die Leiste zunächst einen kleinen, positiven Kraftimpuls (in Fahrtrichtung) hat. Dieser auch bei anderen Autoren (z.B. OLDENETTEL et al. [OK97], HILSCHER [Hil08], JESCHOR [Jes05] und SIVARAMAKRISHNAN et al. [SST15]) messtechnisch ermittelte Effekt wird von ZEGELAAR mit dem starken Anstieg des effektiven Rollradius beim Auftreffen auf die Schlagleiste infolge der plötzlich abnehmenden Drehzahl begründet. Aus der dadurch veränderten Längsschlupfcharakteristik resultiert die positiv gerichtete (in Fahrtrichtung) Längskraft. Demnach ist insbesondere zu Beginn

der Schlagleistenüberfahrt der Radius- bzw. Drehzahleinfluss im Vergleich zur Fahrbahnstruktur als größer zu bewerten.

Das Frequenzspektrum der Längskraft zeigt drei Resonanzbereiche. Der erste bei 31 Hz wird durch die „in-phase“ Mode hervorgerufen, bei der nach ZEGELAAR Felge und Reifen phasengleich auf der tangentialen Karkasssteifigkeit zwischen Felge und Kontaktzone schwingen. Entsprechend der Anregungscharakteristik tritt diese Mode insbesondere bei niedrigen Geschwindigkeiten dominant im Spektrum auf. Weiterhin identifiziert ZEGELAAR die „anti-phase“ Mode mit entsprechender gegenphasiger Schwingung von Reifen und Felge bei 72 Hz. Der dritte Resonanzbereich bei 90 Hz ist laut ZEGELAAR die erste flexible Gürtelmode in Längsrichtung. Im Vergleich mit dem Spektrum der Radwinkelgeschwindigkeit zeigt ZEGELAAR die hohe Korrelation mit der Reifenlängskraft im Frequenzbereich der „in-phase“ Mode, welche entsprechend der Bewegungsform auch in der Radwinkelgeschwindigkeit auftritt. Zusätzlich ist im Spektrum der Radwinkelgeschwindigkeit auch die „anti-phase“ Mode identifizierbar; die erste flexible Gürtelmode bei 90 Hz dagegen nicht.

SCHMEITZ [Sch04] entwickelt den von ZEGELAAR [Zeg98] genutzten Prüfstand weiter, um auch größere Reifendimensionen testen zu können. Auch SCHMEITZ gibt an, dass die Eigenfrequenzen des Prüfstandes oberhalb 100 Hz liegen sollten; allerdings stellt sich im Rahmen seiner Forschungsarbeit heraus, dass der Prüfstand auch Eigenfrequenzen unterhalb 100 Hz besitzt, welche durch die Schlagleistenüberfahrten mit angeregt werden. Auch SCHMEITZ führt Schlagleistenmessungen bei drei verschiedenen Geschwindigkeiten (25, 39 und 59  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ) und Radlasten (2000, 4000 und 6000 N) sowie bei Variation der Schlagleistengeometrie durch. Der Fülldruck bleibt dagegen konstant. Analog zu ZEGELAAR [Zeg98] wird neben den Reifenkräften auch die Radwinkelgeschwindigkeit ausgewertet. SCHMEITZ beschreibt, dass die Reifenantwort auf die Schlagleistenüberfahrt in Bezug auf Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit fast identisch ist. Im Frequenzbereich beider Signale ist die „in-phase“ Mode bei 35 Hz dominant. Der Zusammenhang zwischen Radwinkelgeschwindigkeits- und Längskraftänderungen ergibt sich demnach aus Schlupfänderungen, welche aus Änderungen des effektiven Rollradius infolge der Leistenüberfahrt resultieren. Diese Schlupfänderungen bewirken wiederum Längskräfte im Kontaktbereich, wodurch Radwinkelgeschwindigkeitsänderungen entstehen. SCHMEITZ beschreibt zudem, dass insbesondere bei 59  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 6000 N Radlast auch in der Radwinkelgeschwindigkeit die „anti-phase“ Mode bei 80 Hz sichtbar ist. Jedoch ist die Anregung bei dieser Geschwindigkeit durch die Schlagleiste gering, wodurch die klare Identifizierung der Mode im Spektrum schwierig ist. Ein weiterer Resonanzbereich im Längskraftspektrum bei ca. 110 Hz wird als Eigenschwingung des Prüfaufbaus definiert; Versteifungsmaßnahmen am Prüfstand führten zu einer Verschiebung dieser Mode von 60 Hz zu 110 Hz. SCHMEITZ [Sch04] vermutet, dass die von ZEGELAAR [Zeg98] ermittelte „anti-phase“ Mode bei 72 Hz sowie die erste flexible Gürtelmode bei 90 Hz ebenfalls dem Eigenschwingverhalten des Prüfstandes zuzuschreiben sind und fälschlicherweise als Reifenmoden identifiziert werden. In den Messungen von SCHMEITZ [Sch04] mit modifiziertem Prüfstand tauchen diese Resonanzbereiche auch bei identischen Reifen nicht mehr auf. Die Beschreibung der Anregung durch den Schlagleistenimpuls folgt dem von ZEGELAAR [Zeg98] vorgestellten Konzept der effektiven Oberflächenanregung.

Auf die Relevanz der Prüfstandssteifigkeit bei Schlagleistenmessungen am Außentrommelprüfständen gehen auch OLDENETTEL et al. [OK97] ein. Anhand der vertikalen Starrgürtelmode (bei  $\approx 80$  Hz) wird dargestellt, dass bei einer zu geringen Prüfstandssteifigkeit sowohl die Frequenz als auch die vertikale Kraftamplitude infolge der Wechselwirkung zwischen Prüfstand und Reifen signifikant sinken. OLDENETTEL et al. [OK97] geben an, dass der hinsichtlich Steifigkeit optimierte Prüfstand seine erste Eigenfrequenz bei 319 Hz hat. Als Schlussfolgerung ergibt sich, dass Prüfstandsergebnisse nur im relativen Vergleich zwischen einzelnen Reifen Aussagekraft haben. Darüber hinaus sind weder Ergebnisse von Fahrversuch und Prüfständen noch Ergebnisse von verschiedenen Prüfständen direkt miteinander vergleichbar.

BRUNI et al. [BCR07] werten Schlagleistenmessungen an einem Außentrommelprüfstand im Rahmen der Modellentwicklung und Parameteridentifikation für ein Reifenmodell im Hinblick u.a. auf Fahrkomfort und Bremsdynamik aus. Es werden die Reifenkräfte (gemessen in der Radnabe) bei einem Prüfaufbau mit fixierter Nabe (d.h. nur der rotatorische Freiheitsgrad des Rades) unter Variation der Geschwindigkeit im Bereich 20-140  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$  sowie bei zwei unterschiedlichen Schlagleistengeometrien analysiert; Reifendruck und Radlast bleiben dagegen konstant. BRUNI et al. [BCR07] stellen dar, dass sowohl die Frequenz als auch die Amplitude der dynamischen Reifenantwort von der Geschwindigkeit beeinflusst werden. Demnach fällt die Schwingfrequenz der in der Reifenlängskraft im Bereich zwischen 30-40 Hz identifizierten Torsions-Längsreifenmode über der Geschwindigkeit tendenziell ab, während die Dämpfung zunimmt.

DORFI [Dor04] analysiert im Hinblick auf den Fahrkomfort die Kraftübertragung des Reifens bei Schlagleistenüberfahrten unter Variation von konstruktiven Reifenparametern, Geschwindigkeit, Radlast, Schlagleistengeometrie und Reifendruck. DORFI identifiziert in der Reifenlängskraft bei 28 Hz eine Reifenmode („1<sup>st</sup> fore/aft“ Mode), welche durch eine Kippelbewegung des Gürtels in Längsrichtung, überlagert mit der phasengleichen Rotation der Felge, charakterisiert ist. Bzgl. der Reifenkonstruktion werden vier Varianten mit Variation der Gürtellagenwinkel sowie der Kernreiterhöhe von sonst identischen Reifen vorgestellt. DORFI zeigt, dass der Einfluss der betrachteten, konstruktiven Maßnahmen auf das Reifenschwingverhalten in Bezug auf Frequenzlagen und Amplituden eher gering ist. So ergibt sich z.B. für die vertikale Starrgürtelmode lediglich eine Frequenzänderung von 1-3 Hz; der Einfluss auf die „1<sup>st</sup> fore/aft“ Mode ist im Vergleich dazu noch geringer. DORFI beschreibt, dass aufgrund der geschwindigkeitsabhängigen Anregungscharakteristik der Schlagleiste die „1<sup>st</sup> fore/aft“ Mode dominant nur bis Geschwindigkeiten von ca. 50  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$  im Längskraftsignal auftritt. Bei höheren Geschwindigkeiten werden dagegen auch höherfrequente Moden angeregt, welche dann im Spektrum der Längskraft identifizierbar sind. Bei Erhöhung der Radlast von 4450 N auf 6230 N steigen die Amplituden „1<sup>st</sup> fore/aft“ Mode deutlich an; die Frequenzlage bleibt dagegen annähernd konstant. Der Einfluss des Reifendrucks wird lediglich bei einer Geschwindigkeit von 60  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$  festgestellt. Daher kann keine Aussage zur Druckabhängigkeit der „1<sup>st</sup> fore/aft“ Mode abgeleitet werden. Die vertikale Starrgürtelmode zeigt dagegen mit zunehmenden Reifendruck eine Erhöhung sowohl der Frequenz als auch der Amplitude. Im Vergleich der Schlagleistengeometrien (halbkreisförmig und trapezförmig) zeigt sich lediglich ein geringer Unterschied in der Amplitude der „1<sup>st</sup> fore/aft“ Mode; die Frequenzlagen bleiben dagegen annähernd unverändert.

ROBERS [Rop05] stellt einen Radaufhängungsprüfstand vor, bei dem sowohl die Steifigkeiten der Radaufhängung als auch die Aufbaudämpfung variabel sind. Ziel ist es, objektive Kenngrößen zur Beschreibung des Abrollkomforts von Reifen in Wechselwirkung mit dem Fahrkomfort abzuleiten. Dazu werden die Radträgerbeschleunigungen in vertikaler und longitudinaler Richtung bei Schlagleistenüberfahrten unter Variation der Geschwindigkeit (30, 40 und 50  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ), der Aufbaudämpfung (zwei Stufen hoch und niedrig) sowie mit unterschiedlichen Reifen ausgewertet. Die Auswertung der Ergebnisse bezieht sich im vorgestellten Bericht jedoch schwerpunktmäßig auf die Achsschwingungen und nicht auf die Reifenschwingungen.

TUONONEN et al. [Tuo+12] diskutieren Schlagleistenmessungen im Fahrversuch mit dem Gesamtfahrzeug, wobei auch hier u.a. die Reifenkräfte gemessen werden. Bei 34 Hz wird die „in-phase“ Mode identifiziert, welche in der Reifenlängskraft, im Reifendrehmoment um die Drehachse sowie in der Winkelbeschleunigung des Rades zu beobachten ist. TUONONEN et al. zeigen zudem, dass eine Reifendruckerhöhung insbesondere die Frequenzen der „in-phase“, der „anti-phase“ sowie der vertikalen Starrgürtelmode vergrößert.

KINDT [Kin09] gibt an, dass Amplituden und Frequenzlagen von Schwingungen und Geräuschen im Fahrzeug das Komfortempfinden stark beeinflussen. Der Reifen wird während der Fahrt infolge des Reifen-Fahrbahnkontaktes zu Schwingungen angeregt, welche als Körperschall sowie als Luftschall vom Reifen übertragen werden. Das Ziel von KINDT [Kin09] besteht in der

Erarbeitung eines umfassenden Verständnisses bzgl. der Körperschallerzeugung des Reifen-Fahrbahnkontaktes bzw. der Körperschallübertragung des Reifens infolge der Fahrbahnanregung. Dazu werden zum einen das Reifenschwingverhalten, die Schallausbreitung sowie dynamische Reifenkräfte an einem dafür entwickelten Reifenprüfstand analysiert. Zum anderen wird auch ein Simulationsmodell, basierend auf einem dreidimensionalen, flexiblen Ring gekoppelt an einer elastischen Basis, entwickelt, welches das Reifenübertragungsverhalten bis ca. 300 Hz abbildet. Abb. 3.7 stellt das von KINDT entwickelte Prüfstandskonzept, das auf einem Reifen-Reifen-Kontakt beruht, dar. Dabei wird der Prüfreifen ①, welcher an einem Dynamometer zur Erfassung der Reifenkräfte und Momente montiert ist, radial in vertikaler Richtung gegen den Antriebsreifen ② identischer Dimension gepresst, womit eine bestimmte Radlast eingestellt werden kann. Sowohl der Prüfreifen mit Dynamometer als auch der Antriebsreifen, der mittels Elektromotor ④ angetrieben wird, sind auf einem Montageblock ⑤ aus Stahl befestigt, wodurch eine hohe Steifigkeit des Prüfaufbaus gewährleistet ist. Die Schwingungsanregung wird über eine Schlagleiste ③ realisiert, welche mittels elastischer Bänder ⑥ gegen den Antriebsreifen gedrückt wird. Die wesentlichen Vorteile dieses Prüfkonzepts liegen im im Vergleich zu einem Trommelprüfstand kompakten und kostengünstigen Aufbau. Des Weiteren führt KINDT die hohe Reproduzierbarkeit der Tests sowie den einfachen Austausch von Reifen und Schlagleiste an.

Aufgrund des Reifen-Reifen-Kontakts erfolgt die Anregung durch die Schlagleiste hauptsächlich in vertikaler (z) Richtung; die Anregung in longitudinaler Richtung (x-Richtung) ist dagegen sehr gering, was einen wesentlichen Nachteil des Prüfkonzepts insbesondere in Bezug auf die Analyse von Reifenlängsschwingungen bzw. gekoppelten Rotationsschwingungen darstellt. Weiterhin ist im Vergleich zu einem klassischen Trommelprüfstand die Maximalgeschwindigkeit geringer; die Geschwindigkeit wird beschränkt durch die Abklingzeit der Reifenschwingungen zwischen zwei Schlagleistenimpulsen, wobei die Zeitdauer bis zum nächsten Impuls vom Radius des Antriebsreifens abhängt. Somit ergibt sich eine reifenabhängige (Reifendimension und Dämpfungseigenschaften) Maximalgeschwindigkeit.



Abbildung 3.7: Prüfstandskonzept basierend auf einem Reifen-Reifen-Kontakt, [Kin09]

KINDT analysiert mit dem vorgestellten Prüfkonzept das Reifenschwingverhalten bei Schlagleistenüberfahrten in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, dem Reifendruck, der Radlast sowie der Schlagleistenhöhe. Aufgrund der zu geringen Anregung in longitudinaler Richtung wird die Reifenlängskraft nicht in die Analyse einbezogen. Zudem beschränken sich die Analysen auf eine Maximalgeschwindigkeit von  $33,97 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ .

Anhand der Vertikalkraft im Geschwindigkeitsbereich von  $16,99\text{--}33,97 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  wird gezeigt, dass die Frequenz der vertikalen Starrkörperschwingung des Reifengürtels mit zunehmender Geschwindigkeit zunimmt und die zugehörige Amplitude ebenfalls stark geschwindigkeitsabhängig ist. KINDT beschreibt, dass die Energieverteilung der Anregung über der Frequenz mit geschwindigkeitsabhängigen Frequenzbereichen, in denen die Anregungsintensität nahe Null ist, ungleichmäßig ist. Eigenfrequenzen, die in der Nähe dieser Nullanregungen liegen, werden demzufolge kaum angeregt. Auch HILSCHER [Hil08] zeigt, dass das vertikale Anregungsspektrum durch eine Schlagleiste geschwindigkeitsabhängige Bereiche aufweist, in denen die Anregung nahe Null ist. Jedoch tritt der erste dieser Bereiche ab einer Geschwindigkeit von ca.  $60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  oberhalb von 80 Hz auf, wodurch auch die vertikale Starrkörperschwingung des Gürtels erst ab dieser Geschwindigkeit nennenswert angeregt wird, was deutlich über den von KINDT betrachteten Geschwindigkeiten liegt (siehe HILSCHER [Hil08]).

Auch die Abhängigkeit des Reifenschwingverhaltens vom Reifendruck wird ausschließlich anhand der Reifenvertikalkraft bei einer Geschwindigkeit von  $28,3 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  diskutiert. Abb. 3.8 stellt das Frequenzspektrum der Reifenvertikalkraft bei Schlagleistenanregung bei drei verschiedenen Reifendrücken von 1,7 bar, 2,2 bar sowie 2,7 bar bei einer Geschwindigkeit von  $28,3 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  dar. Zwischen Prüfreifen und Antriebsreifen wird dabei eine feste Distanz eingestellt, wodurch sich auch die Radlast bei Erhöhung des Druckes erhöht. KINDT beschreibt, dass sich aufgrund der höheren Struktursteifigkeit bei Druckzunahme sowohl Amplituden (tendenziell im gesamten Frequenzbereich) als auch die Lage der Resonanzstellen erhöhen. Dagegen bleibt die Dämpfung nahezu unbeeinflusst. Zusätzlich geht KINDT auf den Umstand ein, dass eine Druckvariation infolge der Änderung der Struktursteifigkeit des Gürtels und der Latschlänge auch die Anregungscharakteristik durch die Schlagleiste beeinflusst.

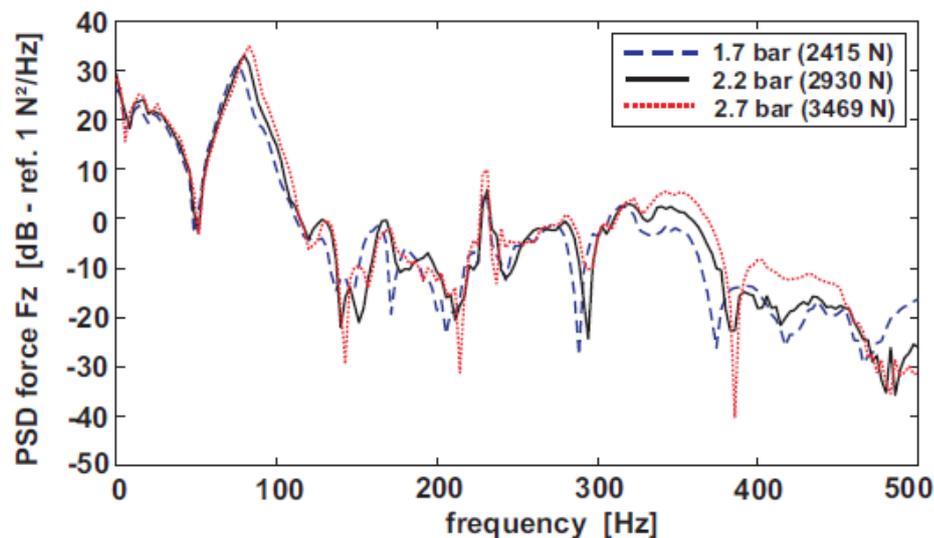


Abbildung 3.8: Druckabhängigkeit der Reifenvertikalkraft bei einer Schlagleistenüberfahrt mit  $28,3 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ , [Kin09]

Bei Variation der Radlast ermittelt KINDT keine Änderung der vertikalen Starrgürtelschwingung in Frequenz und Amplitude; jedoch geht er darauf ein, dass aufgrund der sich ändernden Latschlänge eine Anregungsänderung durch die Schlagleiste erfolgt. Infolge einer Temperaturerhöhung tritt eine geringe Reduzierung der Schwingfrequenz der vertikalen Starrgürtelschwingung auf, eine Beeinflussung der Anregungscharakteristik wird allerdings nicht festgestellt. Abschließend analysiert KINDT auch den Einfluss der Schlagleistenhöhe auf das Vertikalkraftspektrum. Es zeigt sich, dass die Vertikalkraft bei höherer Schlagleiste im gesamten Spektrum tendenziell ansteigt; der Einfluss auf die Anregungscharakteristik wird allerdings erst bei höheren Frequenzen um 300 Hz ermittelt.

Im Zuge der Validierung eines Reifenmodells zur Analyse von Reifenschwingungen infolge der Fahrbahnoberfläche und von Bremsmomentschwankungen bei einer ABS-Bremung bzgl. der Bremsperformance führen SIVARAMAKRISHNAN et al. [SST15] Schlagleistenmessungen an einem Außentrommelprüfstand mit starrer Achse durch. Neben den Reifenkräften in Vertikal- und Längsrichtung wird auch die Radwinkelgeschwindigkeit ausgewertet. Ergebnisse werden bei  $20 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 2000 N Radlast sowie bei  $60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 6000 N Radlast diskutiert; Reifendruck und Schlagleistegeometrie bleiben konstant. Sowohl in der Reifenlängskraft als auch in der Radwinkelgeschwindigkeit identifizieren SIVARAMAKRISHNAN et al. im Bereich zwischen 30-45 Hz die „in-phase“ Mode, was in Übereinstimmung mit ZEGELAAR [Zeg98], SCHMEITZ [Sch04] und TUONONEN et al. [Tuo+12] die hohe Korrelation beider Signale im Bereich dieser gekoppelten Eigenschwingung bestätigt.

Außerdem werden von USHIJIMA et al. [UT88] u.a. Schlagleistenmessungen durchgeführt, um die dynamischen Eigenschaften eines belasteten, rotierenden Reifens zu ermitteln. USHIJIMA et al. stellen zudem die in der Achse gemessenen Kraft der zwischen Trommel und Schlagleiste radial gerichteten Kraft bei verschiedenen Geschwindigkeiten gegenüber.

### 3.1.3 EXPERIMENTELLE MODALANALYSE

Mittels einer klassischen, experimentellen Modalanalyse lassen sich neben den Eigenfrequenzen des Reifens auch die zugehörigen Schwingformen des Reifens ermitteln. ZEGELAAR [Zeg98] gibt eine Übersicht von veröffentlichten Forschungsarbeiten bzgl. der Analyse von in-plane Reifenschwingungen, die u.a. anhand von Schlagleistentests und experimentellen Modalanalysen ermittelt werden. Die wesentliche Zielsetzung der experimentellen Modalanalyse besteht im Allgemeinen in der Erhöhung des Verständnisses bzgl. des Reifenschwingverhaltens sowie in der Validierung von entsprechenden Simulationsmodellen. Im Folgenden werden Ergebnisse von experimentellen Modalanalysen aus verschiedenen Literaturstellen zusammengefasst. Entsprechend dem thematischen Hintergrund der vorliegenden Dissertation wird dabei der Schwerpunkt auf die Moden im unteren Frequenzbereich bis ca. 120 Hz gelegt, bei denen der Gürtel näherungsweise als Starrkörper schwingt. Zudem nehmen nach BAHNERT et al. [BLV12] und MUNDL et al. [Mun+07] mit zunehmender Frequenz die Modendichte sowie die Dämpfung stark zu, was eine exakte Identifizierung der einzelnen Moden zunehmend schwieriger macht. Das von KINDT [Kin09] definierte Test-Setup zur Durchführung der experimentellen Modalanalyse ist in Abb. 3.9 wiedergegeben. Der Reifen wird dabei als Komplettrad in der x-y-Ebene auf einen gegenüber der Umgebung isolierten Tisch einmal frei und einmal belastet entlang der z-Achse befestigt, um den Radlasteinfluss ermitteln zu können. Weitere Randbedingungen wie Temperatur, Fülldruck oder auch die Höhe der aufgetragenen Belastung bleiben konstant. Die Anregung erfolgt über einen elektrodynamischen Shaker mit einem Rauschimpuls (Frequenzbereich 0-512 Hz) an einem Punkt der Lauffläche, welcher den Reifen hauptsächlich in radialer Richtung anregt. KINDT [Kin09] gibt an, dass damit im Vergleich zu einem Impulshammer die Anregung in Richtung und Amplitude besser kontrolliert werden kann. Wie in Abb. 3.9 zu erkennen, besitzt die Anregungsrichtung auch tangential und axiale Anteile, um entsprechende Schwingmoden mit anzuregen. Die Strukturantwort wird an verschiedenen Stellen des Reifens und der Felge mittels Beschleunigungssensoren gemessen. KINDT analysiert, dass sich durch eine unkorrelierte, in unterschiedlichen Raumrichtungen ausgerichtete Anregung an zwei Stellen des Reifens keine wesentlichen Vorteile bei der Identifizierung der modalen Parameter ergeben. Es wird gefolgert, dass im relevanten Frequenzbereich bis 512 Hz die Anregung an (ausschließlich) einer Stelle zulässig ist. KINDT beschreibt des Weiteren, dass dadurch jedoch keine Identifikation bzw. Separation von doppelten Polen möglich ist (siehe auch EWINS [Ewi84]).

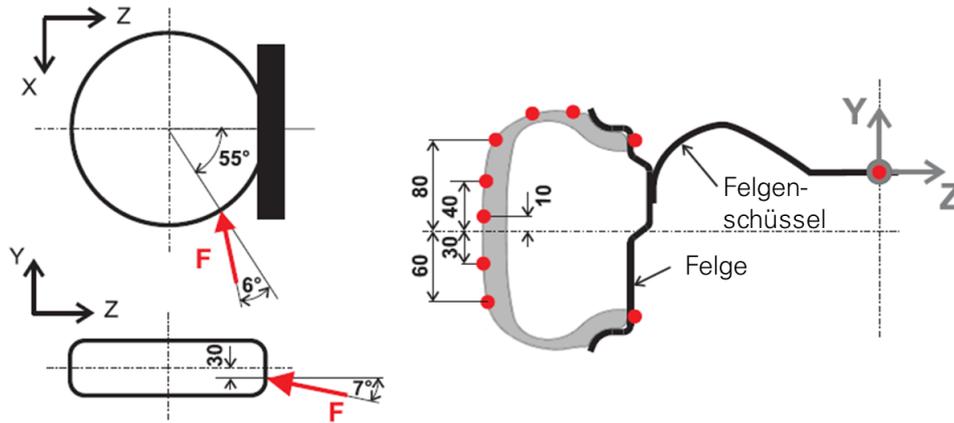


Abbildung 3.9: Prüfaufbau der experimentellen Modalanalyse, [Kin09]

Im Falle des unbelasteten Reifens identifiziert KINDT [Kin09] vier Starrgürtelmoden:

- Gürtel schwingt entlang der y-Achse bei 47,2 Hz
- Gürtel rotiert um die y-Achse bei 74,25 Hz
- Gürteltranslation entlang einer Achse in x-z-Ebene bei 91,26 Hz
- Gürtelrotation um eine Achse in der x-z-Ebene bei 56,98 Hz

Der Einfluss der Belastung wird bei vollständig blockierter Felge (analog zum Test bei unbelasteter Felge) sowie mit freigegebenem Rotationsfreiheitsgrad der Felge um die y-Achse analysiert. Nach KINDT entspricht der zweite Zustand den Randbedingungen bei den Schlagleistentests (siehe Kapitel 3.1.2).

Infolge der Kopplung an den Untergrund bzw. durch die Belastung des Reifens tritt die axiale Mode entlang der y-Achse nicht mehr auf. Im Vergleich zum unbelasteten Reifen treten zwei Starrgürtelmoden auf, bei denen der Reifen hauptsächlich um die horizontale Achse (x-Achse) bei 51,85 Hz bzw. um die vertikale Achse (z-Achse) bei 64,75 Hz rotiert. KINDT [Kin09] erkennt, dass bei belastetem Reifen die torsionale Mode nur im Falle des freigegebenen Rotationsfreiheitsgrades der Felge auftritt; Felge und Reifengürtel rotieren dabei phasengleich um die y-Achse bei 46,98 Hz. Im Unterschied zum unbelasteten Reifen tritt bei Belastung des Reifens und vollständig blockierter Felge eine translatorische Starrgürtelmodel sowohl entlang der horizontalen Achse (x-Achse) bei 82,15 Hz als auch entlang der vertikalen Achse (z-Achse) bei 98,22 Hz auf. Dabei ist zu beachten, dass der Gürtel gleichzeitig entlang der x-Achse und um die y-Achse schwingt, was einer Kombination aus horizontaler und torsionaler Mode entspricht. Wird der rotatorische Freiheitsgrad der Felge freigegeben, verschiebt sich die horizontale Mode zu 111,98 Hz; gleichzeitig tritt zusätzlich auch bei dieser Mode ein rotatorischer Anteil der Felge auf. Aus diesem Ergebnis lässt sich die starke Kopplung zwischen Längsfreiheitsgrad des Gürtels und Rotationsfreiheitsgrad der Felge im Falle des belasteten Reifens ableiten. Neben der klassischen, experimentellen Modalanalyse in seiner Dissertation stellen KINDT et al. [Kin+10] auch die Durchführung und Ergebnisse einer Betriebschwingformanalyse („operational modal analysis“) bei einer Schlagleistenüberfahrt am Reifenprüfstand (siehe Abb. 3.7) vor.

Der von ZEGELAAR [Zeg98] definierte Prüfaufbau ist in Abb. 3.10 wiedergegeben; a) (links) stellt die Anregungspunkte und b) (rechts) die Orientierung der Beschleunigungsaufnehmer dar. Im Vergleich zu KINDT [Kin09] lassen sich wesentliche Unterschiede feststellen. So ist der Reifen am Reifenprüfstand (siehe auch Kapitel 3.1.2) und damit in der x-z-Ebene montiert, wodurch die Schwerkraft am Reifengürtel in radialer Richtung angreift. Der Rotationsfreiheitsgrad der Felge ist während der Messung freigegeben. Des Weiteren analysiert ZEGELAAR ausschließlich

das in-plane (in der x-z-Ebene) Schwingverhalten. Wie in Abb. 3.10 links zu erkennen, nutzt ZEGELAAR Messungen bei insgesamt vier verschiedenen Anregungsstellen zur Identifikation der modalen Parameter. Als Anregung wird ein Impulshammer genutzt. Auch ZEGELAAR geht darauf ein, dass damit die Anregung bzgl. Intensität und Richtung schwer zu kontrollieren ist. Analog zu KINDT [Kin09] wird der Reifen sowohl mit als auch ohne Belastung gemessen; weitere Randbedingungen wie Höhe der Radlast oder Fülldruck bleiben konstant.

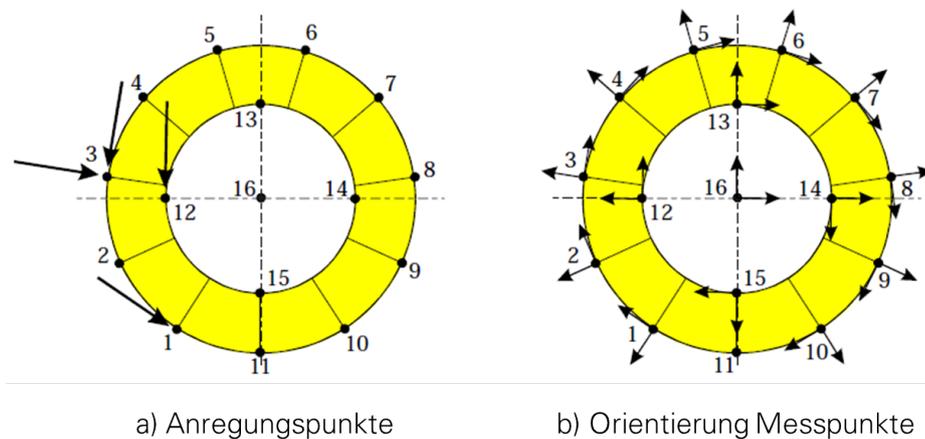


Abbildung 3.10: Test-Setup der experimentellen Modalanalyse, [Zeg98]

ZEGELAAR identifiziert bei unbelastetem Reifen als erste Mode eine rein rotatorische Schwingform von Reifen und Felge um die y-Achse (Querachse) bei 113,3 Hz. Für den Fall einer komplett blockierten Felge (d.h. ohne rotatorischen Freiheitsgrad) verschiebt sich diese Mode zu 68 Hz. Zusätzlich identifiziert ZEGELAAR bei 88,2 Hz eine rein vertikal gerichtete, translatorische Schwingform des Reifengürtels. KINDT [Kin09] identifiziert im Vergleich dazu bei freiem Reifen eine translatorische Mode mit Komponenten sowohl in z-Richtung als auch in x-Richtung. Alle höheren Moden besitzen mehrere Schwingknoten über den Umfang des Gürtels und können nicht mehr als Starrgürtelmoden angesehen werden.

Bei belasteten Reifen wird eine Starrkörperschwingform mit phasenidentischer Rotation von Felge und Gürtel um die y-Achse (Querachse) bei 46 Hz identifiziert. Nach ZEGELAAR tritt die vertikale, translatorische Schwingform annähernd identisch zum unbelasteten Reifen auf. Jedoch zeigt diese Mode bei Belastung deutliche Anteile auch in x-Richtung, wodurch ein zusätzlicher rotatorischer Anteil der Felge entsteht, da der Gürtel in der Kontaktzone gefesselt ist. Darüber hinaus verschiebt sich die Eigenfrequenz auf 103,7 Hz.

Mit dem Hintergrund der Ermittlung von Eigenfrequenzen und Dämpfungen radial gerichteter Schwingformen des Reifens identifizieren auch KIM et al. [KCL07] die entsprechenden modalen Reifenparameter. Der Reifen wird dabei ausschließlich radial in rein vertikaler Richtung mittels Impulshammer sowie elektrodynamischen Shaker angeregt. Die Messpunkte befinden sich sowohl auf der Lauffläche des Reifens als auch auf dessen Seitenwand. Auch KIM et al. analysieren den Radlasteinfluss im Vergleich zum unbelasteten Reifen. Des Weiteren geben KIM et al. an, dass der Einfluss des Fülldrucks durch beliebige bzw. willkürliche Änderungen des Reifendrucks ermittelt wird. KIM et al. [KCL07] beschreiben, dass infolge der Steifigkeitserhöhung bei zunehmenden Druck auch die Eigenfrequenzen steigen. Da die Anregung nur in radialer Richtung erfolgt, identifizieren KIM et al. auch keine Moden mit longitudinalen bzw. rotatorischen Anteil; die vertikale Starrgürtelmode beim unbelasteten Reifen wird bei 80,85 Hz ermittelt.

GENG et al. [GPC07] analysieren die Messung, Identifizierung und Modellierung der Dämpfung von pneumatischen Reifen. In diesem Zuge führen sie experimentelle Modalanalysen durch und definieren eine standardisierte Testmethode. Der Reifen schwingt dabei frei, d.h. ohne Radlasteinfluss, im relevanten Frequenzbereich von 50-200 Hz. Die Anregung erfolgt mittels

Shaker, der ein Gleitsinussignal ausgibt, in rein longitudinaler Richtung; die Reifenschwingungen werden mittels 16 gleichmäßig über den Umfang in der Reifenmittelebene verteilten Beschleunigungssensoren erfasst. Als Testreifen kommt im Gegensatz zu allen weiteren angeführten Veröffentlichungen ein LKW-Reifen der Dimension 295/80 R22,5 zum Einsatz. GENG et al. [GPC07] analysieren die Linearität der Strukturantwort bei Variation der Anregungsamplitude bei fester Frequenz des Sinussignals und kommen zu dem Ergebnis, dass die Antwort im betrachteten Variationsbereich (ca. 25-250 N Kraftamplitude des Shakers) als annähernd linear angenommen werden kann. Als einzige Starrgürtelmode (im betrachteten Frequenzbereich) wird eine rein longitudinal gerichtete, translatorische Mode identifiziert, ohne allerdings die zugehörige Eigenfrequenz zu benennen. Dies steht im Gegensatz zu den Ergebnissen von ZEGELAAR [Zeg98] und KINDT [Kin09], was vermutlich darauf zurückzuführen ist, dass GENG et al. eine longitudinal gerichtete Anregung nutzen.

Ergebnisse einer experimentellen Modalanalyse werden auch von DORFI et al. [DWG00] vorgestellt; allerdings sind keine detaillierten Informationen in Bezug auf Test-Setup und Schwingformen zu entnehmen. In einer folgenden Veröffentlichung stellen DORFI et al. [DWK05] dar, dass basierend auf Messungen bei einem unbelasteten Reifen eine in-plane Torsion des Reifengürtels gegenüber der Felge bei 41 Hz auftritt; eine in-plane Translation des Gürtels tritt bei 64 Hz auf. Allerdings werden auch hier keine genaueren Angaben bzgl. der Messung angegeben.

USHIJIMA et al. [UT88] regen den Reifen über einen Shaker in der Kontaktzone in longitudinaler und vertikaler Richtung an. Aus den gemessenen vertikalen und longitudinalen Kräften in der Reifenachse sowie aus den entsprechenden Beschleunigungen des Shakers werden Übertragungsfunktionen berechnet.

Neben experimentellen Modalanalysen werden in der Literatur auch zahlreiche simulative Modalanalysen vorgestellt. Stellvertretend für eine hohe Anzahl an Veröffentlichungen wird auf BAHNERT et al. [BLV12], DORFI et al. [DWG00], WHEELER et al. [Whe+00], ZEGELAAR [Zeg98], WHEELER et al. [WDK05] und GENG et al. [GPC07] verwiesen.

### 3.1.4 WEITERE ANALYSEMETHODEN

Neben den Schlagleistenüberfahrten an Außentrommelprüfständen und experimentellen Modalanalysen finden sich in der Literatur weitere Mess- und Analysemethoden, um das Reifenschwingverhalten bzw. das dynamische Reifenübertragungsverhalten zu untersuchen. Dazu zählen z.B. die Ermittlung des dynamischen Übertragungsverhaltens bei stehendem und rotierendem Rad sowie bei Berücksichtigung der Wechselwirkung mit der Radaufhängung bzw. mit dem Gesamtfahrzeug. Darüber hinaus werden Messergebnisse am Außentrommelprüfstand ohne Schlagleistenanregung vorgestellt. Im Folgenden wird ein grober Überblick über einige Literaturstellen gegeben.

BAHNERT et al. [BLV12] geben an, dass neben dem Antriebsstrang und dem Fahrtwind der Reifen-Fahrbahnkontakt eine der größten Geräuschquellen während der Fahrt ist. Dabei treten zwischen einzelnen Reifen eines Fahrzeugprojekts, auch bei identischer Dimension, große Unterschiede in der Körperschallübertragung vom Reifen bis zum Fahrgastraum und damit in den Rollgeräuscheigenschaften der Reifen auf. Daraus folgt eine große Anzahl an erforderlichen Tests im Fahrzeugentwicklungsprozess, um die akustischen Eigenschaften des Fahrzeugs in Bezug auf Reifenrollgeräusche abzusichern. BAHNERT et al. analysieren die Korrelation zwischen den reifeninduzierten Kräften in der Radaufhängung und der Innenraumakustik im Fahrgastraum, um daraus eine Methodik abzuleiten, Reifen zu einem frühen Zeitpunkt im Entwicklungsprozess am Reifenprüfstand anhand objektiver Kenngrößen bzgl. deren akustischen Eigenschaften bewerten zu können. Des Weiteren entwickeln BAHNERT et al. ein FEM-Reifenmodell mit dem Hintergrund, das Verständnis über das Reifenschwingverhalten zu vertiefen. Die Zielstellung der Forschungsarbeit ist damit eng korreliert zur vorliegenden Dissertation, wenn auch mit einem

anderen praktischen Hintergrund, weshalb die Methodik sowie die Ergebnisse im Folgenden genauer dargestellt werden.

Die Ergebnisse zeigen, dass im Gegensatz zu den Reifenkräften im Fahrversuch die energetische Summe der Reifenkräfte am Außentrommelprüfstand im Vergleich verschiedener Reifen nicht direkt auf den Schalldruck im Innenraum übertragbar ist. Um die Rollgeräuschcharakteristik eines Reifens zu prognostizieren, wird entsprechend Abb. 3.11 eine Methodik basierend auf der Kohärenzfunktion zwischen dem gemessenen Innengeräusch im Fahrversuch und der energetischen Summe der Reifenkräfte am Außentrommelprüfstand entwickelt. Es wird die Annahme getroffen, dass diese Kohärenzfunktion für verschiedene Reifen eines Fahrzeugprojektes konstant ist, sodass die Funktion lediglich für einen Referenzreifen ermittelt werden muss. BAHNERT et al. weisen die insgesamt gute Korrelation im Vergleich verschiedener Reifen zwischen dem gemessenen Schalldruck im Fahrzeuginnenraum und dem auf Basis der Reifenkräfte berechneten Schalldruck bis zu einer Frequenz von 220 Hz nach. Dadurch ergibt sich mit der Methodik potentiell die Möglichkeit, die Anzahl der benötigten Fahrversuche zu reduzieren. Jedoch wird auch darauf hingewiesen, dass zur Validierung der Methode weitere Messungen mit verschiedenen Fahrzeug-Reifen-Kombinationen notwendig sind.

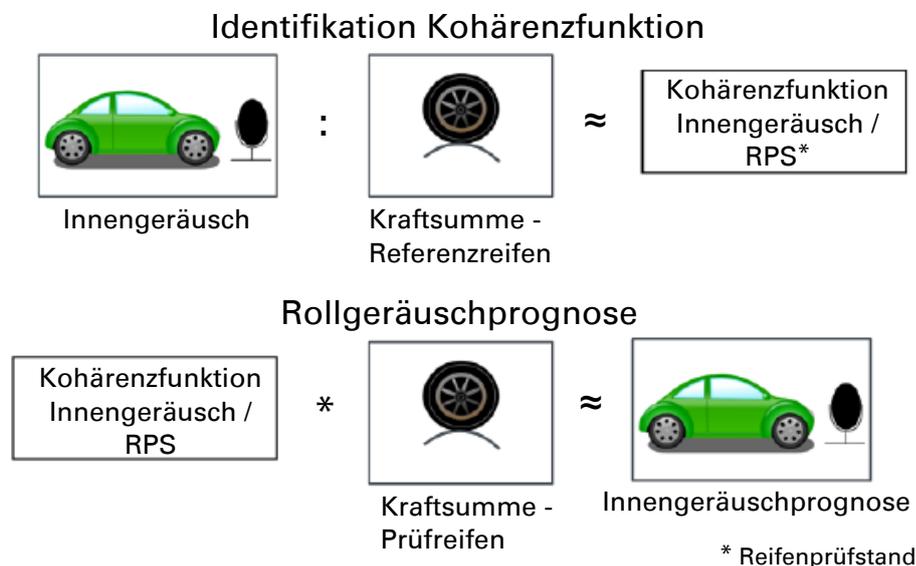


Abbildung 3.11: Bewertungsmethodik für das Reifenrollgeräusch, [BLV12]

BAHNERT et al. stellen dar, dass mit der definierten Methodik, basierend auf der Ermittlung einer Kohärenzfunktion zwischen Fahrversuch und Prüfstand, auch die für ein Fahrzeugprojekt bekannte Grenzkurve des Innengeräuschs auf den Prüfstandsversuch bzw. auf die energetische Summe der Reifenkräfte umgerechnet werden kann. Abb. 3.12 stellt die ermittelte Grenzkurve für die Prüfstandsergebnisse exemplarisch für ein bestimmtes Fahrzeugprojekt den Ergebnissen von vier verschiedenen Reifen gegenüber.

SHARP et al. [SA98] stellen einen Rad-Achs-Prüfstand vor, um das Subsystem Reifen-Rad-Radaufhängung bzw. dessen Wechselwirkungen bei in-plane Reifenschwingungen bis 100 Hz zu analysieren. Nach SHARP et al. führt ein vertieftes Verständnis des Subsystems zu einer optimierten Auslegung desselben unter Berücksichtigung auftretender Zielkonflikte. Der Prüfaufbau besteht grundsätzlich aus einem Außentrommelprüfstand, auf dessen Trommel unterschiedliche Oberflächenelemente oder Profile montierbar sind. Die Felge ist an einem Radträger montiert, der über Lenker (welche die Kinematik einer 5-Lenker-Hinterachse realisieren) am Prüfaufbau befestigt ist. In Längsrichtung ist die Radaufhängung an ein Lager mit variabler Steifigkeit gekoppelt. Um die Drehachse kann das Rad frei schwingen. Der Prüfstand ist mit Kraftmessdosen an den Lenkern sowie mit Beschleunigungssensoren (vertikal und horizontal) am Radträger ausgerüstet.

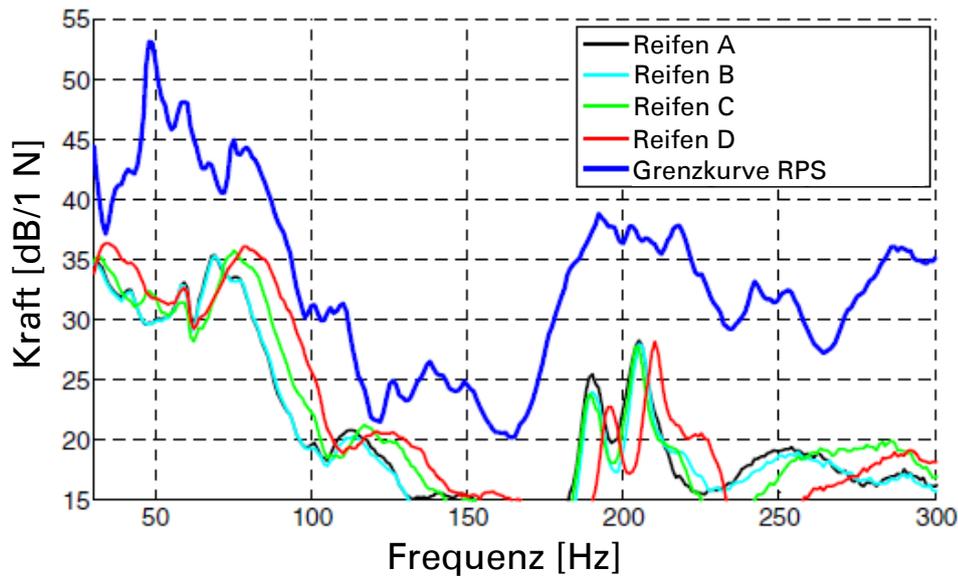


Abbildung 3.12: Grenzkurve für das Reifenrollgeräusch, [BLV12]

Zusätzlich wird das Raddrehzahlensignal über den ABS-Drehzahlsensor erfasst. Die Anregung des Reifens bzw. des Rades erfolgt über die Oberflächentextur des Trommelbelages, durch Reifen- oder Felgenungleichförmigkeiten oder mittels eines elektro-magnetischen Shakers, welcher in horizontaler oder vertikaler Richtung am Radträger angreift. Die Reifenkräfte werden dagegen nicht gemessen. Im Ergebnis wird ein parallel entwickeltes Simulationsmodell des Subsystems Reifen-Rad-Radaufhängung mit Prüfstandsdaten bei u.a. einer longitudinalen Shaker-Anregung validiert. Eine weiterführende Diskussion in Bezug auf sichtbare Reifenmoden in den Ergebnissen oder die Analyse des Reifeneinflusses bei z.B. Reifendruck- oder Radlastvariation erfolgt im Ergebnis nicht.

Des Weiteren kann der Reifen entweder als Komponente oder zusammen mit der Radaufhängung oder dem gesamten Fahrzeug mittels eines Shakers angeregt und die Schwingantworten zum Beispiel in Form von Kräften in der Radachse gemessen werden. In der Literatur finden sich dafür zahlreiche Beispiele, einige davon werden im Folgenden kurz vorgestellt.

NIEMEYER et al. [Nie+11] stellen eine Versuchsanordnung entsprechend Abb. 3.13 zur Ermittlung der dynamischen Reifenvertikalsteifigkeit sowie der Dämpfungseigenschaften am stehenden und rollenden Rad bis 25 Hz vor. Grundprinzip ist ein Außentrommelprüfstand. Die vertikale Anregung des Reifens wird mit einem servohydraulischen Linearzylinder, welcher mit der Radnabe verbunden ist, realisiert. Diese Linearführung kann auch gedreht werden, sodass der Reifen schräg auf die Trommel aufsetzt. Damit analysieren NIEMEYER et al. das Querkraft-Übertragungsverhalten des Reifens bei dynamischer Radlastschwankung. Gemessen werden die Reifenkräfte und Momente mittels einer 6-Komponenten-Messnabe, welche in die Radnabe integriert ist. Zur Ermittlung der Steifigkeit sowie zur Regelung der Anregung wird über optische Wegaufnehmer der Verformungsweg erfasst. NIEMEYER et al. untersuchen u.a. die dynamische Reifenvertikalsteifigkeit und die Dämpfung in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz bis 25 Hz, der Anregungsamplitude, der Rollgeschwindigkeit sowie des Fülldrucks. Bei steigendem Druck zeigt sich, dass die Vertikalsteifigkeit (bei 1 Hz Anregung) für alle getesteten Geschwindigkeiten von 30-120  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$  sowie bei stehendem Reifen annähernd linear ansteigt; die Rollgeschwindigkeit nimmt dabei fast keinen Einfluss auf die Steifigkeit. Die Dämpfung ist dagegen nur bei stehendem Reifen abhängig vom Druck und fällt bei steigendem Druck leicht ab, bei rotierendem Reifen bleibt die Dämpfung konstant.

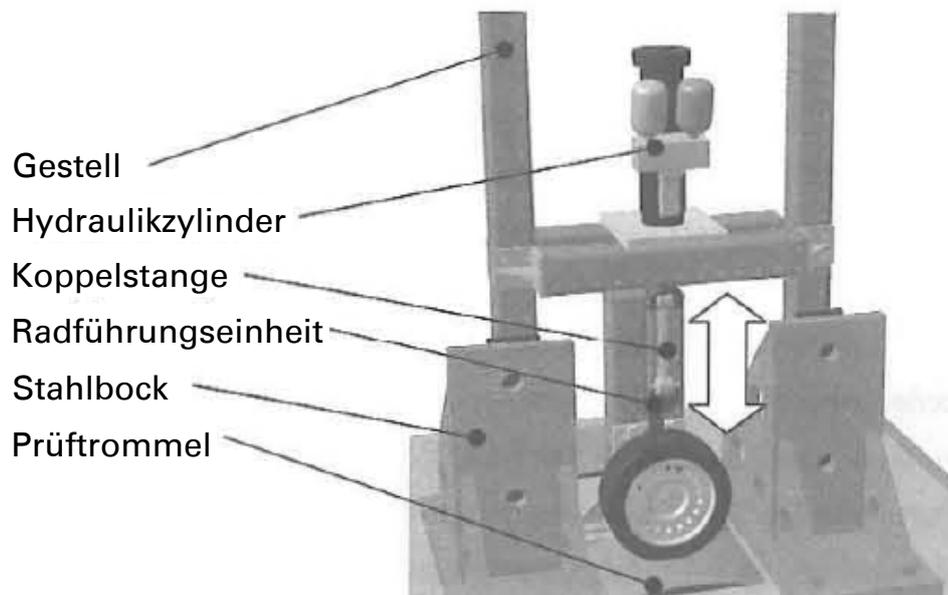


Abbildung 3.13: Prüfaufbau zur Ermittlung der dynamischen Reifenvertikalsteifigkeit, [Nie+11]

BRÄUNIG et al. [Brä+13] stellen einen Gesamtfahrzeugprüfstand vor, bei dem das Fahrzeug mit den Reifen auf vier elektrodynamischen Shakern steht. Als Anregungssignal dient ein stochastisches Signal mit einer spektralen Charakteristik entsprechend einer realen Straße. Damit kann der akustische Transferpfad von der Schallquelle (Reifen-Fahrbahn-Anregung) bis zum Fahrzeuginnenraum mit den Schwerpunkten Strukturschwingungen des Reifens, Fahrwerks- sowie Karosserieeinflüsse analysiert werden.

WHEELER et al. [Whe+00] stellen einen Prüfaufbau vor, bei dem die Achse, auf der der Reifen montiert ist, jeweils an den Enden an gespannten Gummiseilen aufgehängt ist, welche auch die Radlast realisieren. Die Steifigkeit dieser Gummiaufhängung entspricht etwa 10% der Reifenvertikalsteifigkeit. Die Anregung erfolgt in vertikaler Richtung über einen hydraulischen Shaker, der ein stochastisches Rauschen direkt in die Achse oder in einen lokalen Bereich des Latsches einleitet. WHEELER et al. ermitteln Übertragungsfunktionen von der Anregung durch den Shaker zu den Beschleunigungsmesspunkten auf der Achse.

Im Hinblick auf die Validierung eines modalen Reifenmodells führen GAUTERIN et al. [GR05] Messungen durch, bei denen der Reifen mittels eines elektrodynamischen Shakers angeregt wird. Analog zu BRÄUNIG et al. [Brä+13] wird ein Gesamtfahrzeugprüfstand vorgestellt, bei dem das Fahrzeug mit den Reifen auf den Shakern steht. Zusätzlich präsentieren GAUTERIN ET AL. einen Viertelfahrzeugprüfstand, bei dem ein Reifen ebenfalls auf einem Shaker zur vertikalen Anregung steht und an einer Radaufhängung montiert ist. Als Messergebnis ergeben sich die Reifenübertragungsfunktionen in vertikaler Richtung zwischen Anregung des Shakers und der Radnabe.

## 3.2 ROLLRADIUSVERHALTEN

Ein starres Rad, welches mit der Winkelgeschwindigkeit  $\Omega$  auf gerader Oberfläche schlupffrei abrollt und damit die Bedingung für ideales Rollen erfüllt, legt bei gegebenem Radius  $r_{starr}$  und Winkeländerung  $\Delta\varphi$  einen translatorischen Weg  $x$  entsprechend Gleichung (3.1) zurück (zur Illustration siehe auch Abb. 3.14, rechts).

$$x = r_{starr} \cdot \Delta\varphi \quad (3.1)$$

Im Falle des belasteten Reifens, der ebenfalls schlupffrei mit der Winkelgeschwindigkeit  $\Omega$  abrollt, gelten die Beziehungen nach Gleichung (3.2) und Gleichung (3.3) mit  $r_{stat}$  als statischem Radius bei eingefedertem Reifen sowie  $r_0$  als Radius des unbelasteten Rades.

$$x = r_0 \cdot \sin(\Delta\varphi) \quad (3.2)$$

$$r_{stat} = r_0 \cdot \cos(\Delta\varphi) \quad (3.3)$$

In Analogie zum starren Rad legt nach Gleichung (3.4) der eingefederte Reifen bei einer Winkeländerung  $\Delta\varphi$  einen bestimmten, translatorischen Weg  $x$  zurück, der entsprechende Radius  $r_{dyn}$  wird als dynamischer Rollradius bezeichnet.

$$x = r_{dyn} \cdot \Delta\varphi \quad (3.4)$$

RILL [Ril01] führt aus, wie sich mit der Reihenentwicklung der Sinus-Funktion und der Kleinwinkelnäherung der Cosinus-Funktion der dynamische Rollradius nach Gleichung (3.5) näherungsweise aus dem statischen Radius  $r_{stat}$  und dem Radius des unbelasteten Reifens  $r_0$  berechnen lässt.

$$r_{dyn} = \frac{2}{3} \cdot r_0 + \frac{1}{3} \cdot r_{stat} \quad (3.5)$$

Mit dem dynamischen Rollradius  $r_{dyn}$  kann schlussendlich auch der Abrollumfang des Reifens bestimmt werden.

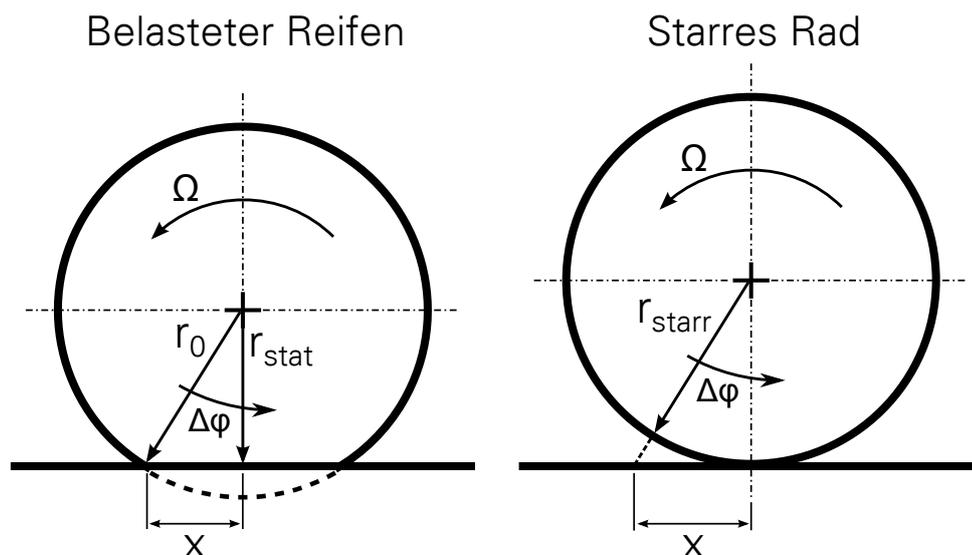


Abbildung 3.14: Definition der Rollradien am starren Rad und belasteten Reifen, eigene Darstellung in Anlehnung an RILL [Ril01]

ZEGELAAR [Zeg98] führt im Rahmen der Schlupfvariablendefinition zur Entwicklung seines Reifenmodells den effektiven Radius  $r_{eff}$  ein. Dieser ergibt sich aus dem Abstand zwischen dem Felgenmittelpunkt und dem sogenannten Schlupfpunkt  $S$ , welcher sich bei frei rollendem Reifen in der Reifenmittelebene befindet. Der Schlupfpunkt  $S$  befindet sich etwas unterhalb der Straßenoberfläche zwischen dem statischen Radius („loaded tyre radius“) und dem Radius des unbelasteten Reifens „free unloaded radius“. Unter Berücksichtigung der Definition, dass sich der translatorische Ausdruck der Rollgeschwindigkeit aus der Drehzahl und dem effektiven Radius ergibt, entspricht dieser dem oben vorgestellten dynamischen Radius  $r_{dyn}$ .

Des Weiteren beschreibt ZEGELAAR, dass bei einem an der Felge angreifenden Drehmoment um die Querachse  $M_y$  zur Haltung des Momentengleichgewichts die tangentielle Längskraft

nicht auf der Ebene der Aufstandsfläche angreift, sondern unterhalb der Oberfläche. Der entsprechende Hebelarm wird als Bremshebelarm („brake lever arm“) bezeichnet. Anhand der Leistungsbilanz zeigt ZEGELAAR, dass der effektive Radius dem Bremshebelarm entsprechen muss, wenn der effektive Radius zur Berechnung der Schlupfvariablen genutzt wird. Anhand von Messungen wird diese Annahme bewiesen. Das Momentengleichgewicht um die y-Achse mit Berücksichtigung des Rollwiderstandsmomentes mit dem Rollwiderstandsbeiwert  $f_r$  ergibt sich demnach entsprechend Gleichung (3.6).

$$M_y = -r_{eff} \cdot F_x - f_r \cdot F_z \quad (3.6)$$

In Bezug auf die Druckabhängigkeit des von ZEGELAAR definierten effektiven Rollradius ermittelt VELD [Vel07] bei Messungen auf ebener Straße eine sehr geringe, allerdings lineare Zunahme des Radius mit steigendem Druck. Bei einer Druckerhöhung von 1 bar nimmt der effektive Radius um ca. 2 mm zu.

### 3.3 SIMULATION DES REIFENSCHWING- UND ROLLRADIUSVERHALTENS

EINLE [Ein10] stellt eine Übersicht kommerziell verfügbarer Reifenmodelle sortiert nach dem Detaillierungsgrad angefangen von mathematischen, phänomenologisch orientierten (Kennlinien-) Modellen über Schalenmodelle mit starrem Gürtel bis hin zu komplexen FEM-Modellen vor. Daraus geht hervor, dass eine Vielzahl von Reifenmodellen für unterschiedlichste Anwendungsfälle bzw. Anwendungsbereiche existiert. Zudem werden in der Literatur Reifenmodelle zur kommerziellen Anwendung wie auch im nicht-kommerziellen Rahmen bei konkreten Forschungsprojekten entwickelt und vorgestellt. Bzgl. der Abbildung des Reifenschwingverhaltens lassen sich die existierenden Reifenmodelle grob in drei Klassen einteilen, woraus sich neben den Frequenzbereichen auch die Modellstruktur ergibt:

- Schalenmodelle (engl. „rigid ring model“) bilden den Reifengürtel als einen starren Ring ab, welcher mit der Felge i.d.R. über eine longitudinale, vertikale und rotatorische Steifigkeit bzw. Dämpfung gekoppelt ist. Daraus ergeben sich die drei entsprechenden Freiheitsgrade des Gürtels. Die Felge hat üblicherweise einen rotatorischen Freiheitsgrad um die Querachse (y-Achse). Aus der Modellierung des Gürtels mit einem starren Ring folgt, dass nur die Moden abgebildet werden können, bei denen der Gürtel näherungsweise als Starrkörper schwingt (z.B. beim drehenden, belasteten Reifen die Torsions-Längsmoden bei ca. 30-40 Hz und die vertikale Starrkörpermode bei ca. 80 Hz). Aus Kapitel 3.1 ist bekannt, dass sich damit ein Frequenzbereich bis ca. 100 Hz ergibt. Beispiele finden sich u.a. bei ZEGELAAR [Zeg98], HAZELAAR [Haz94], SHARP et al. [SA98], BRUNI et al. [BCR07], TUONONEN et al. [Tuo+12], SIVARAMAKRISHNAN et al. [SST15], SÜNDER et al. [SPR15a] und SÜNDER et al. [SPR15b].
- Flexible Gürtelringmodelle bilden den Reifengürtel entweder als elastisches Massenband oder diskretisiert als flexibles Mehrkörpermodell mit linearen oder nicht-linearen Kraftelementen ab. Dabei kann der Gürtel zweidimensional in der x-z-Ebene oder auch dreidimensional modelliert sein. Analog zum Schalenmodell ist auch der flexible Gürtel über radial und rotatorisch gerichtete Steifigkeitselemente an die Felge gekoppelt. Entsprechend der flexiblen Struktur lassen sich damit prinzipiell auch die höherfrequenten flexiblen Gürtelmoden abbilden. Der Frequenzbereich erhöht sich damit im Vergleich zu den Schalenmodellen auf ca. 250-300 Hz. Flexible Gürtelringmodelle werden u.a. von GONG [Gon93], ZEGELAAR [Zeg98], KINDT [Kin09] und GIPSER [Gip10] vorgestellt.
- Modale Reifenmodelle bilden die Strukturmechanik des Reifens über generalisierte Koordinaten ab. Da die Anzahl dieser Koordinaten prinzipiell frei wählbar ist, können auch

mit diesem Modell höherfrequente, flexible Gürtelmoden berechnet werden. So stellen GAUTERIN et al. [GR05] einen Frequenzbereich bis 300 Hz dar. Andere Beispiele für modale Reifenmodell werden z.B. von LOPEZ et al. [LRN05], FAN et al. [FGL08] und WHEELER et al. [Whe+00] vorgestellt.

- FEM (Finite Elemente Methode)-Reifenmodelle stellen den komplexesten Ansatz mit der höchsten Zahl an Freiheitsgraden dar (GAUTERIN et al. [GR05] geben die Zahl an Freiheitsgraden mit 100.000 an). Diese Modelle weisen somit auch den höchsten Frequenzbereich auf; GAUTERIN et al. [GR05] geben beispielsweise einen Frequenzbereich bis 350 Hz an. Bei noch höheren Frequenzen (KINDT [Kin09] gibt beispielsweise 500 Hz an) muss auch die Profilgestaltung mit berücksichtigt werden. Weitere FEM-Reifenmodelle werden z.B. von BAHNERT et al. [BLV12], CHATTERJEE et al. [CR12] und WHEELER et al. [WDK05] präsentiert.

Da im Rahmen dieser Arbeit der Fokus auf Starrgürtelmoden, insbesondere der Torsions-Längsmoden liegt, werden im Folgenden einige für diese Arbeit besonders relevante Literaturstellen bzgl. der Entwicklung von Rigid-Ring-Reifenmodellen zusammengefasst.

Als State-of-the-art bzgl. der Entwicklung eines in-plane Rigid-Ring-Modells kann die Dissertation von ZEGELAAR [Zeg98] im Rahmen des Forschungsprojekts SWIFT (Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre model) angesehen werden, welcher auch einen entsprechenden Literaturüberblick zu Rigid-Ring-Modellen gibt. Der grundlegende Aufbau des Modells von ZEGELAAR wird in Abb. 3.15 dargestellt. Der Reifengürtel wird als starrer Ring abgebildet und besitzt einen vertikalen, einen horizontalen sowie einen rotatorischen Freiheitsgrad um die y-Achse. Dieser ist über die Seitenwandsteifigkeiten in den entsprechenden Raumrichtungen an die, um die y-Achse frei schwingende, Felge gekoppelt. An den Untergrund bzw. die Fahrbahn ist der Gürtel über ein longitudinales Schlupfmodell sowie eine vertikale Reststeifigkeit gekoppelt. Letztere ergibt sich aus dem Umstand, dass der Einfluss von flexiblen Gürtelmoden auf die statische Deformation und damit auch auf die Vertikalsteifigkeit nicht vernachlässigbar ist, was durch die vertikale Reststeifigkeit berücksichtigt wird.

ZEGELAAR zeigt, dass der allgemein bekannte zeitverzögerte Kraftaufbau des Reifens bei sich ändernden Eingangsgrößen in der Längsrichtung mit einer Differentialgleichung erster Ordnung basierend auf der Relaxationslänge bzw. Einlaufänge beschrieben werden kann. Diese bezeichnet im Allgemeinen die zurückgelegte Strecke, bis 63% des quasi-stationären Endwertes nach einer sprunghaften Änderung der Eingangsgröße erreicht sind. Unter Berücksichtigung der Schlupfdefinition und der stationären Schlupfcharakteristik wird die vom Reifen erzeugte Längskraft bei einer bestimmten Schlupfgeschwindigkeit als Eingangsgröße berechnet. Dazu vergleicht und bewertet ZEGELAAR vier verschiedene Formulierungen des Systems erster Ordnung und verwendet das am besten geeignete für das Reifenmodell. Zudem wird darauf hingewiesen, dass dieser Ansatz nur bei geringen Frequenzen Gültigkeit besitzt, da bei höheren Frequenzen die Trägheitseigenschaften des Reifens nicht vernachlässigbar sind.

Die Anregung des Modells basiert auf dem bereits in Kapitel 3.1.2 geschilderten Konzept der effektiven Oberflächenanregung. Als konkrete Eingangsgrößen für das Modell dienen die effektive Oberflächenhöhe als vertikale Anregung sowie der effektive Oberflächenwinkel als longitudinale Anregung. Eine zusätzliche Anregung resultiert aus der Änderung des effektiven Radius z.B. während einer Schlagleistenüberfahrt, da infolge der Drehzahländerung ein zusätzlicher Schlupf entsteht, welcher wiederum durch das Kontakt- bzw. Schlupfmodell eine Längskraft hervorruft. In Bezug auf die Parametrierung des Modells listet ZEGELAAR die notwendigen Messungen und Versuche zur Ermittlung der einzelnen Parameter auf und gibt auch die Tests an, welche nicht durchgeführt werden konnten. Die finalen Parameter des Modells sowie der Koeffizienten werden aus Geheimhaltungsgründen nicht angegeben. Das Modell wird auf einen Reifen der Dimension 205/60 R15 91V parametrisiert.

Im Vergleich zwischen einer gemessenen und einer simulierten Schlagleistenüberfahrt des verwendeten Reifens zeigt sich, dass sowohl die Reifenlängskraft als auch die Radwinkel-

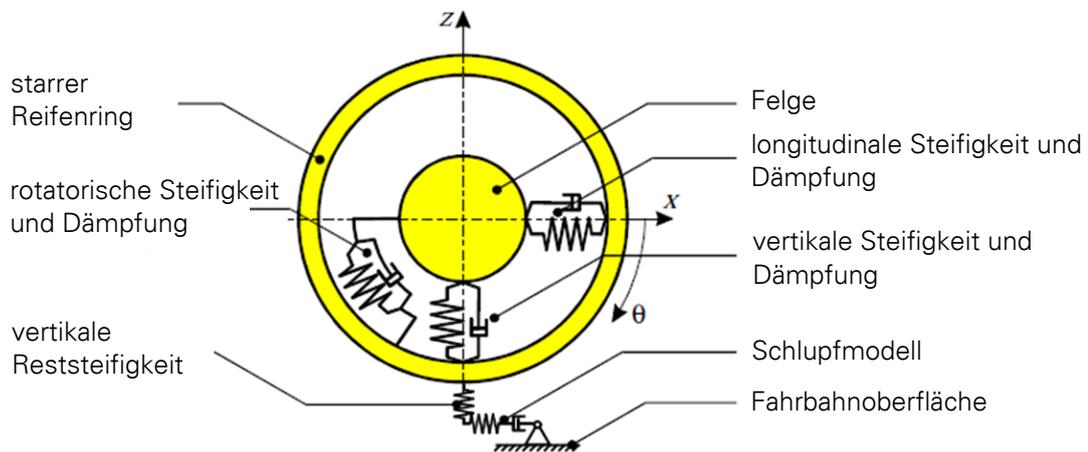


Abbildung 3.15: Aufbau „rigid ring“ Reifenmodell, ZEGELAAR [Zeg98]

geschwindigkeit im Zeit- und Frequenzbereich qualitativ gut abgebildet werden. Auch in der Simulation tritt bei  $39 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  die „in-phase“ Mode dominant im Spektrum auf. Allerdings zeigt ZEGELAAR auch, dass in der Längskraft die Amplitude der „anti-phase“ Mode bei 72 Hz deutlich zu gering berechnet wird. Wie bereits in Kapitel 3.1.2 dargestellt, führt SCHMEITZ [Sch04], dessen Arbeit u.a. auf der von ZEGELAAR [Zeg98] aufbaut, die in der Messung identifizierten Moden bei 72 Hz und 90 Hz auf Prüfstandeigenschwingungen zurück. Durch eine Versteifung des Prüfstandes existieren beide Moden nicht mehr im relevanten Frequenzbereich, wodurch bei SCHMEITZ Messung und Simulation noch besser zusammenpassen.

SCHMEITZ [Sch04] baut auf den Ergebnissen von ZEGELAAR [Zeg98] auf und entwickelt die Modellierung des Rigid-Ring-Modells z.B. im Hinblick auf die Umschließungs- bzw. Anregungscharakteristik weiter. Zudem koppelt SCHMEITZ das Rigid-Ring-Reifenmodell mit einem Viertelfahrzeugmodell entsprechend Abb. 3.16. Wie zu erkennen ist, ist das Reifenmodell mit dem Umschließungsmodell und der effektiven Fahrbahnanregung über die Felge bzw. Achse mittels longitudinaler und vertikaler Steifigkeiten an den Fahrzeugaufbau gekoppelt, welcher in vertikaler Richtung frei schwingen kann. Die Ziele bestehen u.a. in der Analyse, ob das entwickelte Reifenmodell in ein Fahrzeugmodell integrierbar ist, sowie in der Validierung des Modells mit Fahrbahnprofilen, welche nicht am Prüfstand abgebildet werden können. Wie in Abb. 3.16 schematisch dargestellt, berücksichtigt das Viertelfahrzeugmodell Elastizitäten und Dämpfungen zur Analyse von in-plane Schwingungseffekten, kinematische Einflüsse werden allerdings vernachlässigt. SCHMEITZ [Sch04] beschreibt, dass durch den Einfluss des Viertelfahrzeugmodells eine niederfrequente Hubmode des Aufbaus sowie eine vertikale Mode der ungefederten Achsmassen entstehen (hier: Reifen und Felge). Zusätzlich ergibt sich eine (im Vergleich zu den Reifenmoden) niederfrequente, longitudinale Achsschwingung, bei der die „in-phase“ Rotationsschwingung des Reifens gleichphasig mit der Längsschwingung der Achse überlagert ist. Die eigentliche „in-phase“ Reifenmode bei 32 Hz zeigt dagegen eine gegenphasige Schwingung von Reifen und Achslängsbewegung. Diesen Effekt beschreibt SCHMEITZ als ein Aufziehen („wind-up“) des Reifens.

HAZELAAR [Haz94] stellt ein Simulationsmodell zur Analyse der Längskraftbildung bei Überfahren von kurzweiligen Hindernissen im Hinblick auf Achsrauhigkeit (Fahrkomfort) vor. Das Modell besteht aus den Teilmodellen Rad-Reifen sowie der Radaufhängung. Der Aufbau wird als fest angebunden angenommen, da er sich im relevanten Frequenzbereich der Reifenmoden im überkritischen Bereich befindet. Auch die Karosseriesteifigkeit wird vernachlässigt, da sie im relevanten Frequenzbereich keinen Einfluss auf die Radbewegung nimmt. Im Teilsystem Rad-Reifen wird der Reifengürtel als starrer Kreisring modelliert, welcher elastisch in Längsrichtung und Rotationsrichtung (um die Drehachse) an die Felge gekoppelt ist; auf den vertikalen

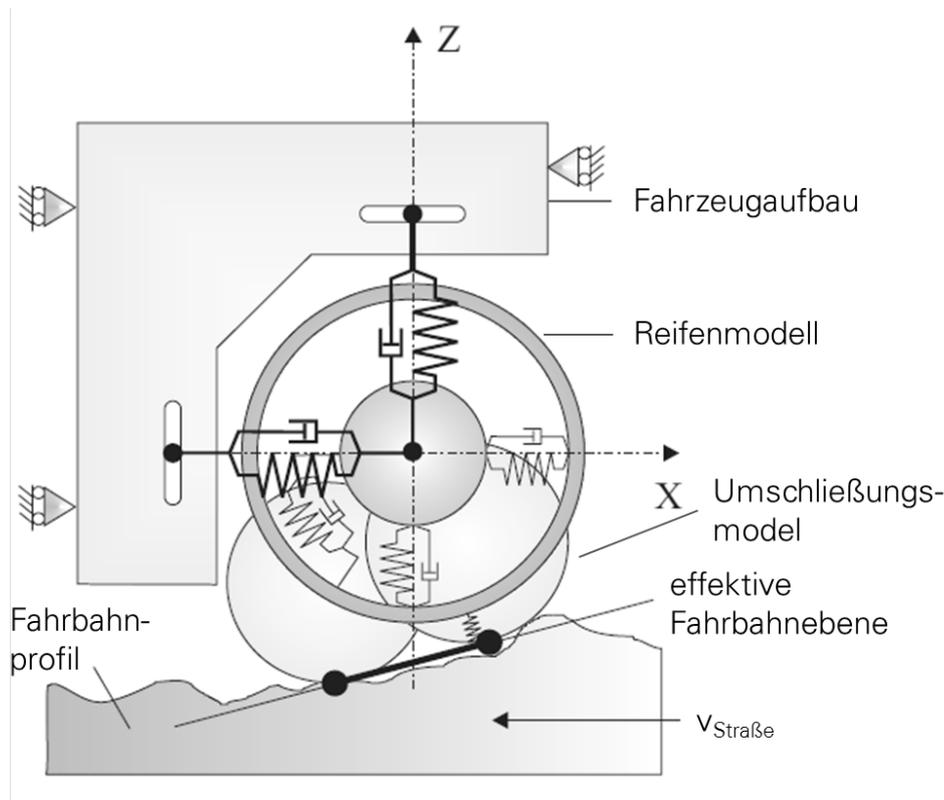


Abbildung 3.16: Viertelfahrzeugmodell mit „rigid ring“ Reifenmodell, SCHMEITZ [Sch04]

Freiheitsgrad wird verzichtet. Das Kontaktmodell zwischen Gürtel und Fahrbahn ist nicht als Schlupfmodell ausgeführt und berücksichtigt ausschließlich über ein tangential angeordnetes Kelvin-Voigt-Element die Steifigkeit und Dämpfung der Profilstollen. Im Unterschied zu SCHMEITZ [Sch04] werden bei der Kopplung der Teilmodelle auch kinematische Effekte berücksichtigt, da die Anbindungspunkte der Radaufhängung an die starre Umgebung in der x-y-Ebene jeweils in einem definierten Abstand bzgl. des Reifenmittelpunktes liegen. Die resultierende Achsmasse hat einen translatorischen Freiheitsgrad in Längsrichtung sowie einen in Querrichtung. Die Analyse der Eigenfrequenzen und Eigenvektoren zeigt eine erste Eigenfrequenz bei 13,4 Hz, bei der Gürteltranslation und -rotation sowie Felgentranslation (in Längsrichtung) und -rotation gleichphasig schwingen. Dagegen tritt bei der zweiten Mode bei 40,4 Hz die longitudinale Felgentranslation gegenphasig auf. Diese Charakteristik steht in Übereinstimmung mit der von SCHMEITZ [Sch04] im Viertelfahrzeugmodell berechneten longitudinale Achsschwingung und der „in-phase“ Reifenmode (siehe oben).

Ein weiterer wichtiger Punkt für die vorliegende Dissertation ist zudem die Beschreibung der longitudinalen Anregungskraft bei Überfahren sowohl eines Einzelhindernisses als auch einer stochastischen Fahrbahnoberfläche. In Bezug auf die Anregung durch ein Einzelhindernis kommt HAZELAAR u.a. zu dem Ergebnis, dass die horizontale Anregungskraft bei Auftreffen auf das Hindernis sowie zum Zeitpunkt kurz vor Kontaktverlust am größten ist. In der Zwischenzeit wechselt die Kraft ihr Vorzeichen (von entgegen zu Fahrtrichtung hin zu in Fahrtrichtung). Dies steht im Widerspruch zu den Ergebnissen von HILSCHER et al. [HE07], der in Längsrichtung durch eine Schlagleistenüberfahrt mit sehr geringer Geschwindigkeit eine annähernd sinusförmige Anregungskraft ermittelt. Auch der von ZEGELAAR [Zeg98] definierte, effektive Oberflächenwinkel, der die Anregung in Längsrichtung realisiert, hat grundsätzlich einen sinusförmigen Verlauf. Des Weiteren stellt HAZELAAR dar, dass infolge der Hindernisüberfahrt eine Radiusverringerng sowie eine Vergrößerung der Drehgeschwindigkeit des Rades auftritt. Allerdings gibt er einen unwesentlichen Einfluss auf die Längskraft aufgrund des sich gleichzeitig verringernden

Trägheitsmoments an. ZEGELAAR [Zeg98] erkennt jedoch, dass der Einfluss der Drehzahl- bzw. Radiusänderungen während der Leistenüberfahrt den Einfluss des effektiven Oberflächenwinkelwinkels überwiegt. Auf die Beschreibung von HAZELAAR [Haz94] der Längskraftanregung durch das stochastische Fahrbahnprofil wird in Kapitel 4.1.2 näher eingegangen.

BRUNI et al. [BCR07] stellen ebenfalls ein Rigid-Ring-Modell basierend auf der Arbeit von ZEGELAAR [Zeg98] dar. Allerdings liegt der Schwerpunkt der Veröffentlichung auf der Vorstellung einer innovativen Vorgehensweise zur Parameteridentifikation des Modells, welche auf der Arbeit von MANCOSU et al. [MMC97] basiert. Dazu stellen BRUNI et al. eine Methodik vor, um mit einer begrenzten Anzahl standardisierter Messungen alle Parameter zu identifizieren. Neben der Beschreibung der Methodik für die einzelnen Parameter werden auch erste Messergebnisse präsentiert.

Ebenfalls mit der Parametrierung eines Rigid-Ring-Modells beschäftigen sich TUONONEN et al. [Tuo+12] im Hinblick auf den Einfluss der Reifenschwingung auf eine ABS-Bremse. Die Modellentwicklung basiert auch hier auf den Arbeiten von ZEGELAAR [Zeg98] und SCHMEITZ [Sch04]. Ähnlich zu BRUNI et al. [BCR07] definieren auch TUONONEN et al. [Tuo+12] eine Reihe von standardisierten Tests, um Parameter zu identifizieren. Allerdings werden dazu neben einfachen, statischen Tests ausschließlich Fahrzeugtests genutzt. Dazu zählen u.a. auch, wie bereits im Kapitel 3.1 vorgestellt, Schlagleistenüberfahrten mit dem Gesamtfahrzeug, um die Reifenmoden zu identifizieren. Im Ergebnis zeigt sich u.a., dass es im Vergleich mit Fahrzeugmessungen wichtig ist, den Einfluss der Radaufhängung im Modell zu implementieren. Einerseits werden dadurch auch die Achseigenschwingungen berücksichtigt, andererseits verschieben sich durch den Einfluss der Radaufhängung auch die Reifenmoden.

Auch SIVARAMAKRISHNAN et al. [SST15] stellen ein Rigid-Ring-Reifenmodell basierend auf den Arbeiten von ZEGELAAR [Zeg98] und SCHMEITZ [Sch04] vor, um den Einfluss von Reifenschwingungen, hervorgerufen durch Fahrbahnunebenheiten oder Bremsmomentschwankungen, auf einen ABS-Bremsvorgang zu analysieren. Dazu stellen sie ein Reifenmodell entsprechend der genannten Arbeiten, inklusive Schlupfmodell und Umschließungs- bzw. Anregungscharakteristik durch die effektive Fahrbahnoberfläche mit Freiheitsgraden des Gürtels in vertikaler, longitudinaler sowie rotatorischer (um die y-Achse bzw. Querachse) Richtung, vor. Analog zu SCHMEITZ [Sch04] und TUONONEN et al. [Tuo+12] wird das Reifenmodell in ein Viertelfahrzeugmodell mit Anbindungssteifigkeiten in vertikaler und longitudinaler Richtung eingebunden. Im letzten Schritt wird das komplette Modell mit einem ABS-Regler gekoppelt, um den Einfluss von Schlupf- und Radlaständerungen infolge der in-plane Reifenschwingungen zu ermitteln. SIVARAMAKRISHNAN et al. [SST15] geben eine Zunahme des Bremsweges hervorgerufen durch diese Effekte von ca. 1 m an.

### 3.4 WEITERE REIFENEIGENSCHAFTEN

Abb. 3.17 zeigt einen typischen Verlauf der Rollwiderstandskraft bzw. des Rollwiderstandsbeiwerts in Abhängigkeit vom Reifendruck (bezogen auf den Nominaldruck) für einen PKW-Reifen. Bei sinkendem Druck nehmen nach MICHELIN [Mic03] und LACLAIR [LaC06] die Biege- sowie die Schubbelastung zu, wodurch der Rollwiderstandsbeiwert bzw. die Rollwiderstandskraft ansteigt. Der Verlauf ist dabei nichtlinear, d.h. bei sinkendem Druck nimmt der Rollwiderstand überproportional zu (siehe Abb. 3.17). Zusätzlich wird von LACLAIR darauf hingewiesen, dass sich ein sinkender Reifendruck ähnlich einer steigenden Radlast auswirkt. Der Zusammenhang zwischen Radlast und Rollwiderstandsbeiwert ist jedoch annähernd linear.

Analysen des Rollwiderstands in Abhängigkeit u.a. von der Radlast und dem Reifendruck werden auch von CLARK et al. [CD79] vorgestellt, welche sowohl Radial- als auch Diagonalreifen in die Untersuchung mit einbeziehen. Demnach zeigen beide Reifentypen das bekannte Verhalten des zunehmenden Rollwiderstands bei sinkendem Reifendruck. Auf den Unterschied zwischen

Radial- und Diagonalreifen gehen auch COLLIER et al. [CW80] ein. Demnach weisen Diagonal- und Diagonalgürtelreifen im Vergleich zu Radialreifen einen um 12-60% höheren Rollwiderstand auf. Zusätzlich steigt der Rollwiderstand bei Druckverringern und Radlasternhöhung im Vergleich zu Radialreifen stärker an. Zudem geben COLLIER et al. [CW80] basierend auf dem nichtlinearen Verlauf des Rollwiderstands über dem Reifendruck an, dass oberhalb von 2,75 bar keine Verringerung des Rollwiderstands mit noch weiter steigendem Reifendruck erreicht wird. JUNIO et al. [JRC99] zeigen, dass die Druckabhängigkeit des Rollwiderstands deutlich von der Radlast abhängt; so ist der Zusammenhang bei niedrigen Radlasten annähernd linear, während sich bei Radlasternhöhung ein Verlauf entsprechend Abb. 3.17 einstellt. Näherungsweise wird bei einer Druckverringern von 0,2 bar ( $\approx 10\%$ ) ein Anstieg des Rollwiderstands von 5-8% ermittelt. Auch UNRAU [Unr12] kommt zu dem Ergebnis, dass ein sinkender Reifendruck eine Erhöhung des Rollwiderstands zur Folge hat und sich generell ähnlich wie eine steigende Radlast auswirkt.

Wie hoch der Rollwiderstandsbeiwert als Absolutwert ist und in welchem Maße er sich mit sinkendem Reifendruck erhöht, hängt letztlich stark von der Reifenkonstruktion (inkl. den Materialeigenschaften) sowie von weiteren Randbedingungen wie Radlast und Temperatur ab, weshalb auch das Potential zur Kraftstoffeinsparung (siehe Kapitel 2.1) nur eine Abschätzung basierend auf typischen Werten sein kann.

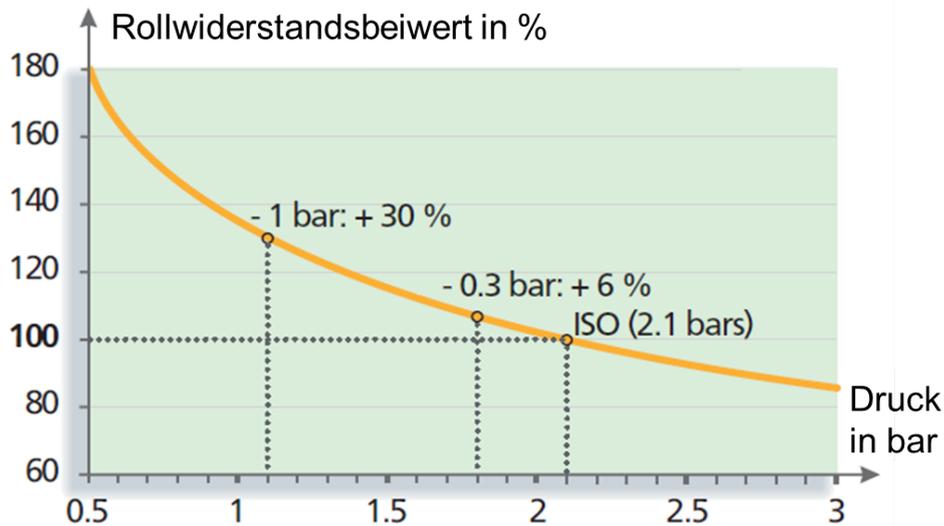
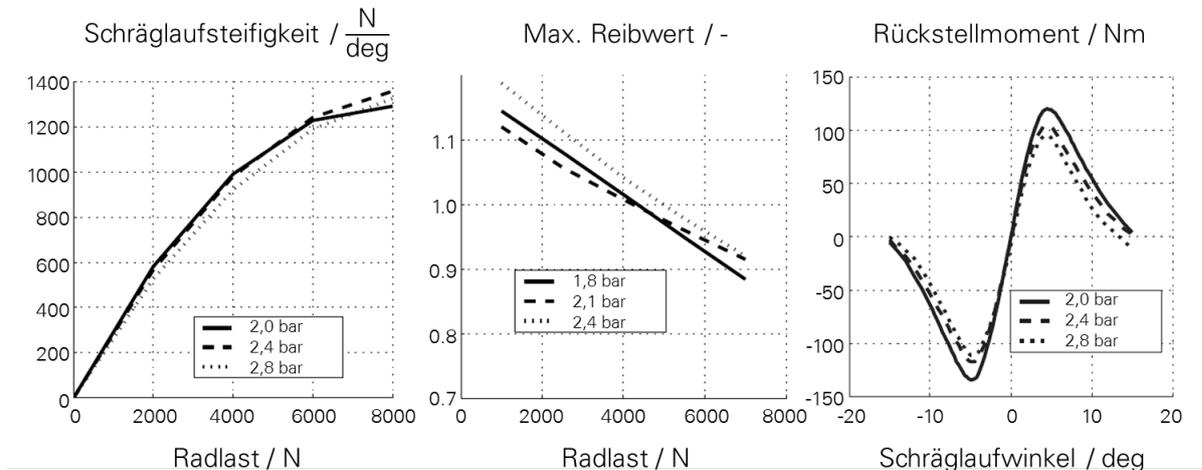


Abbildung 3.17: Rollwiderstand in Abhängigkeit vom Reifendruck (ermittelt nach ISO 8767), MICHELIN [Mic03]

HOOGH [Hoo05] und SCHMEITZ et al. [Sch+05] ermitteln messtechnisch die Druckabhängigkeit quer- und längsdynamischer Reifeneigenschaften mit dem Hintergrund, das Reifenmodell MF-SWIFT um die Druckabhängigkeit zu erweitern. Abb. 3.18 stellt die vorgestellten querdynamischen Eigenschaften Schräglaufsteifigkeit, maximaler Reibkoeffizient und Rückstellmoment (von links) jeweils für drei Reifendrucke dar. Die Schräglaufsteifigkeit nimmt bei geringen Radlasten infolge des sich verkürzenden Latsches mit steigendem Reifendruck ab. Bei hohen Radlasten wirkt sich die höhere Karassteifigkeit bei steigendem Reifendruck stärker aus, was eine erhöhte Schräglaufsteifigkeit zur Folge hat. Das Rückstellmoment zeigt für alle getesteten Reifen höhere Maximalwerte bei sinkendem Druck. Grund dafür ist die sich vergrößernde Latschlänge, was einen annähernd linear zunehmenden Reifennachlauf zur Folge hat. Sowohl die Druckabhängigkeit der Schräglaufsteifigkeit (über der Radlast) als auch des Rückstellmoments werden durch die Messungen von EINSLE [Ein10] und SÜNDER [Sün11] bestätigt. In Bezug auf den maximalen Reibkoeffizienten stellen SCHMEITZ et al. [Sch+05] dar, dass sich keine allgemeingültige Abhän-

gigkeit (unabhängig vom Reifen) des max. Reibkoeffizienten vom Reifendruck ergibt. Zu diesem Resultat passt, dass die Messungen von SÜNDER [Sün11] einen im Vergleich zu Abb. 3.18 abweichenden Zusammenhang zeigen, da ein anderer Reifen getestet wurde. EINSLE [Ein10] ermittelt einen nahezu konstanten maximalen Reibbeiwert bei Druckvariation ohne Sturzwinkel.



**Abbildung 3.18:** Querdynamische Reifeneigenschaften in Abhängigkeit vom Reifendruck, HOOGH [Hoo05] und SCHMEITZ et al. [Sch+05]

VELD [Vel07] ermittelt einen annähernd linearen, umgekehrt proportionalen Zusammenhang zwischen der lateralen Einlaufänge und dem Reifendruck. So nimmt die Einlaufänge bei einer Druckverringerung von 0,5 bar um etwa 12% zu, was zu einem verzögerten Seitenkraftaufbau des Reifens bei einer Schräglaufwinkeländerung führt. Zu einem ähnlichen Ergebnis kommt EINSLE [Ein10], der eine Reduzierung der Einlaufänge von 15% bei einer Druckerhöhung von 0,5 bar ermittelt.

HOOGH [Hoo05] und SCHMEITZ et al. [Sch+05] analysieren auch die Druckabhängigkeit des längsdynamischen Reifenverhaltens. Die Druckabhängigkeit der longitudinalen Schlupfsteifigkeit zeigt in Abhängigkeit des getesteten Reifens einmal zunehmende Werte mit abnehmenden Druck und einmal je nach Radlast ein genau umgekehrtes Verhalten. Nach SCHMEITZ et al. [Sch+05] zeigen bis auf eine Ausnahme alle getesteten Reifen ein ausgeprägtes Maximum des longitudinalen Reibbeiwerts. In Bezug auf die Druckabhängigkeit geben sie an, dass sich in der Regel ein Optimum im Bereich des vorgeschriebenen Drucks herausbildet. Dieses Ergebnis korreliert mit den Bremswegmessungen in Abhängigkeit vom Reifendruck von MARSHEK et al. [MCJ02] und HADRYN et al. [HWM08], welche einen optimalen Bremsweg bei vorgeschriebenem Reifendruck ermitteln. Um das Sicherheitspotential von Reifendruckkontrollsystemen zu ermitteln, analysieren auch MACISAAC JR. et al. [MG02] den maximalen, longitudinalen Reibbeiwert in Abhängigkeit vom Reifendruck. Die Ergebnisse zeigen für den getesteten, kommerziell verfügbaren Radialreifen eine Abnahme des maximalen Reibkoeffizienten um 3% bei einer Druckreduzierung von 2,41 bar auf 1,17 bar. Es ist bei einer getesteten Reifendimension von 225/60 R16 offensichtlich, dass der höhere Druck näher am vorgeschriebenen Druck liegt, weshalb das Resultat mit den Ergebnissen von HOOGH [Hoo05] und SCHMEITZ et al. [Sch+05] korreliert. Dagegen zeigt sich bei den Messungen von MACISAAC JR. et al. [MG02] auf nasser Fahrbahn ein Anstieg des maximalen Reibkoeffizienten von 4% bei entsprechender Druckreduzierung. Es wird allerdings darauf verwiesen, dass die Anzahl an verfügbaren Reifen limitiert war und ein starker Reifenabrieb insbesondere bei den Tests auf trockener Fahrbahn als Einflussparameter nicht auszuschließen ist.

## 4 MESSTECHNISCHE METHODEN

Im folgenden Kapitel werden messtechnischen Methoden zur Analyse und Bewertung des Reifenschwing- und Rollradiusverhaltens für indirekte Reifendruckkontrollsysteme vorgestellt und im Hinblick auf die Zielstellung der Dissertation bewertet. Zunächst wird die Schwingungsanregung am belasteten, rotierenden Reifen diskutiert, gefolgt von den Möglichkeiten, die Schwingungsantwort des Reifens in Reaktion auf die Anregung zu messen. Die sich anschließende experimentelle Modalanalyse stellt in diesem Zusammenhang als Möglichkeit zur Analyse der Strukturmechanik des stehenden Reifens einen gesonderten Punkt dar. Neben der Schwingungsanalyse werden sowohl die Methodik zur Bestimmung des dynamischen Rollradius als auch die verwendeten Prüfstände und Versuchsfahrzeuge als Versuchsumgebung vorgestellt. Abschließend werden alle Methoden zusammengefasst im Hinblick auf die weitere Anwendung bewertet.

### 4.1 SCHWINGUNGSANREGUNG AM BELASTETEN, ROTIERENDEN REIFEN

Die Methoden zur Schwingungsanregung am belasteten, rotierenden Reifen werden unterteilt in die Anregung durch Einzelhindernisüberfahrten (Schlagleistenmessungen) und die stochastische Anregung durch die Fahrbahnoberfläche. Die Charakteristik der Einzelhindernisanregung wird in Abhängigkeit sowohl von der Geschwindigkeit als auch von der Geometrie der verwendeten Schlagleiste bzw. des Hindernisses diskutiert. Bzgl. der stochastischen Fahrbahn-anregung werden zunächst der mathematische Hintergrund und die Beschreibung eines realen Fahrbahnprofils vorgestellt. Darauf basierend erfolgt die geschwindigkeitsabhängige Charakterisierung der longitudinalen Reifenanregung nach HAZELAAR [Haz94].

#### 4.1.1 ANREGUNG DURCH EINZELHINDERNISÜBERFAHRTEN

##### EINFÜHRUNG

Eine übliche Methode, das Reifenschwingverhalten zu analysieren, stellen Einzelhindernisüberfahrten dar. Der Reifen wird dabei zu Schwingungen angeregt, indem er über eine am Boden bzw. Untergrund befestigte, quer zur Fahrtrichtung ausgerichtete Schlagleiste rollt. Die Analyse der Reifenschwingungen erfolgt in der Regel anhand der Kraftsignale in der Reifenmittelebene sowie anhand des Raddrehzahlsignals. Dabei ist entweder der Reifen auf einem speziellen Messrad montiert oder das Komplettrad (Reifen+Felge) ist an einem Radkraft-Dynamometer zur Messung der Kräfte und Momente befestigt. Das bedeutet, dass diese Methode der Schwingungsanalyse einer Betriebsschwingungsanalyse entspricht, bei der nur der Systemausgang ausgewertet wird. Die genaue, quantitative Charakteristik der Anregung durch das Einzelhindernis ist dabei

nicht bekannt. Ein Vorteil der Einzelhindernisanregung ist, dass die Messmethode sowohl auf Gesamtfahrzeugebene im Fahrversuch als auch auf Komponentenebene am Reifenprüfstand durchführbar ist. Jedoch ist die Schlagleistenüberfahrt an Außentrommelprüfständen eine weit verbreitete Methode, um das Reifenschwingverhalten zu analysieren.

Abb. 4.1 verdeutlicht den Messaufbau einer Schlagleistenüberfahrt am Außentrommelprüfstand. Mit der Abstraktion des Reifengürtels als starren Ring mit einer Masse  $m_G$  und einem Massenträgheitsmoment  $J_G$  um die Drehachse (Querachse bzw. y-Achse) greifen entsprechend Abb. 4.1 an diesem Ring infolge der Schlagleistenüberfahrt folgende Kräfte und Momente an (ohne Berücksichtigung dynamischer Massenkräfte, Rollwiderstandskraft, Aufstands- und Kontaktkraft):

- Längskraft  $F_{x,Leiste}$
- Vertikalkraft  $F_{z,Leiste}$
- Moment aus  $F_{x,Leiste}$  mit dem Hebelarm  $l_z$
- Moment aus  $F_{z,Leiste}$  mit dem Hebelarm  $l_x$

Ausgenommen der Vertikalkraft  $F_{z,Leiste}$ , wechseln dabei während der Leistenüberfahrt alle angreifenden Kräfte und Momente das Vorzeichen. Wenn die Schlagleiste in einem bestimmten Winkel zur Fahrrichtung ausgerichtet ist, tritt zusätzlich auch eine Querkraft (in y-Richtung) sowie ein Drehmoment um die z-Achse auf. Über die Struktureigenschaften des Reifens werden die angreifenden Kräfte und Momente weitergeleitet und lassen sich mit dem Radkraft-Dynamometer u.a. als  $F_{x,Nabe}$  und  $F_{z,Nabe}$  detektieren.

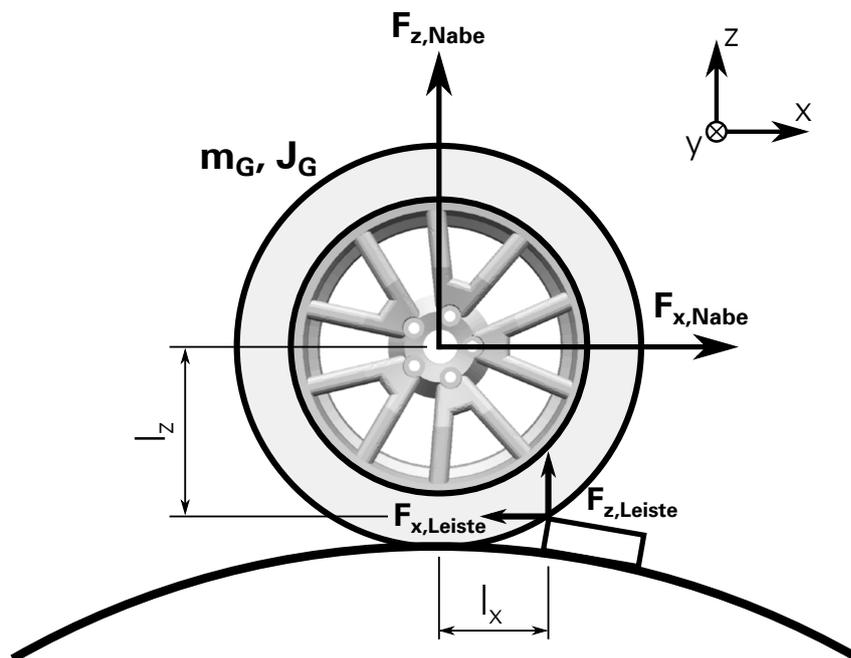
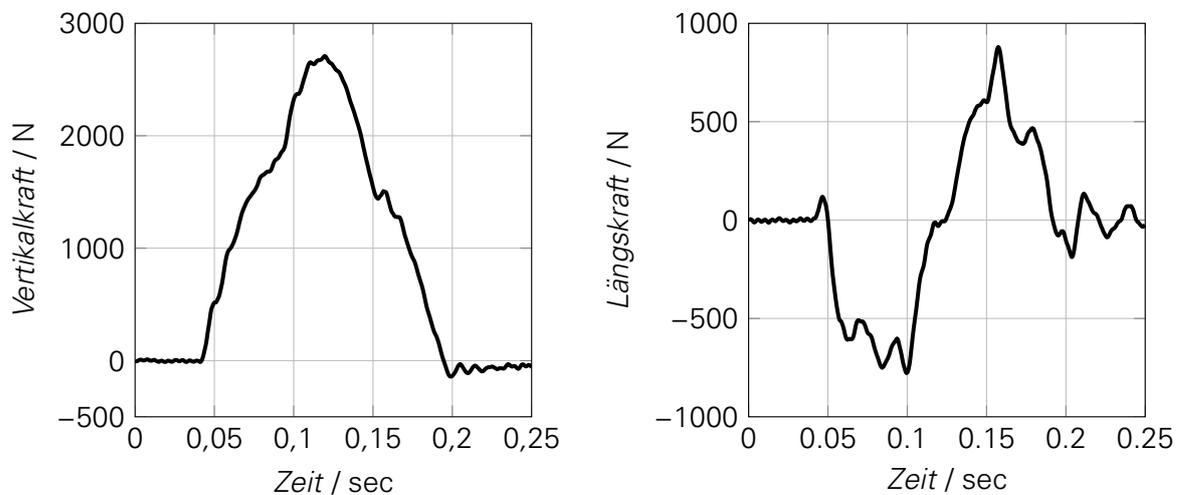


Abbildung 4.1: Setup der Schlagleistenüberfahrt

## GESCHWINDIGKEITSABHÄNGIGE ANREGUNGSSCHARAKTERISTIK

Im Folgenden wird der Verlauf von  $F_{x,Nabe}$  und  $F_{z,Nabe}$  während der Schlagleistenüberfahrt beschrieben und die geschwindigkeitsabhängige Anregungscharakteristik der Schlagleiste daraus abgeleitet.

Abb. 4.2 stellt den (mittelwertfreien) Verlauf beider Kräfte bei einer Geschwindigkeit von  $5 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und einem Reifendruck von 2,8 bar dar. Wie bereits von HILSCHER [Hil08] dargelegt, führt die geringe Überrollgeschwindigkeit und die damit verbundene lange Anregungsdauer dazu, dass hauptsächlich sehr geringe Frequenzen angeregt werden und die gemessenen Kräfte infolge der Leistenüberfahrt weitestgehend unbeeinflusst von Reifeneigenschwingungen sind. Sowohl für die Vertikalkraft als auch für die Längskraft werden in [Hil08] und [HE07] Approximationen durch kontinuierliche, mathematische Funktionen vorgestellt. In Abb. 4.2 ist zu erkennen, dass die Vertikalkraft beim Auffahren auf die Schlagleisten deutlich zunimmt, ein Maximum ausbildet, wenn die Leiste die Reifenmittelebene durchläuft, und anschließend wieder abfällt. Dagegen bildet die Längskraft beim Auffahren zunächst einen kleinen, positiven Kraftpeak aus und weist anschließend einen sinusförmigen Verlauf auf. Wie bereits oben beschrieben, wechseln außer der Vertikalkraft alle Anregungskräfte und -momente das Vorzeichen, wenn die Leiste die Reifenmittelebene durchläuft. Entsprechend wechselt das Vorzeichen der Längskraftanregung vom Negativen (entgegen der Fahrtrichtung) ins Positive (in Fahrtrichtung).



**Abbildung 4.2:** Verlauf von Vertikal- und Längskraft (mittelwertfrei) bei einer Schlagleistenüberfahrt mit einer Geschwindigkeit von  $5 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 2,8 bar Reifendruck

Um die spektrale Charakteristik der Schlagleistenanregung geschwindigkeitsabhängig zu analysieren, wird der Zeitbezug der bei niedriger Geschwindigkeit gemessenen Kräfte verkürzt und die resultierenden Verläufe werden in den Frequenzbereich transformiert. Nach HILSCHER et al. [HE07] ändert sich in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit sowohl die Vertikalsteifigkeit als auch die Reifengeometrie nur geringfügig, wodurch der Anregungsverlauf zumindest qualitativ unverändert bleibt. Zur Analyse sowohl der vertikalen Anregung als auch der longitudinalen Anregung wird zusätzlich die Annahme getroffen, dass sich auch die Reifenlängssteifigkeit über der Geschwindigkeit nur geringfügig ändert. Neben dieser experimentell-basierten Methode zur Bestimmung der Anregungscharakteristik werden von HAZELAAR [Haz94] und ZEGELAAR [Zeg98] modell-basierte Berechnungen der Längskraftanregung von kleinen Einzelhindernissen vorgestellt (siehe Kapitel 3.1.2 und Kapitel 3.3).

Abb. 4.3 stellt die resultierenden Amplitudenspektren für die Vertikalkraftanregung (links) und die Längskraftanregung (rechts) basierend auf den Messdaten von Abb. 4.2 dar. Es wird ersichtlich, dass sich die angeregten Frequenzen mit zunehmender Geschwindigkeit infolge der damit verbundenen kürzer werdenden Anregungsdauer der Schlagleiste zu höheren Frequenzen verschieben. Die qualitative Geschwindigkeitsabhängigkeit ist dabei für Vertikalkraft- und Längskraftanregung identisch. Die vorgestellte Charakteristik der Anregung durch ein Einzelhindernis korreliert damit mit den Berechnungsergebnissen von HAZELAAR [Haz94] und ZEGELAAR [Zeg98].

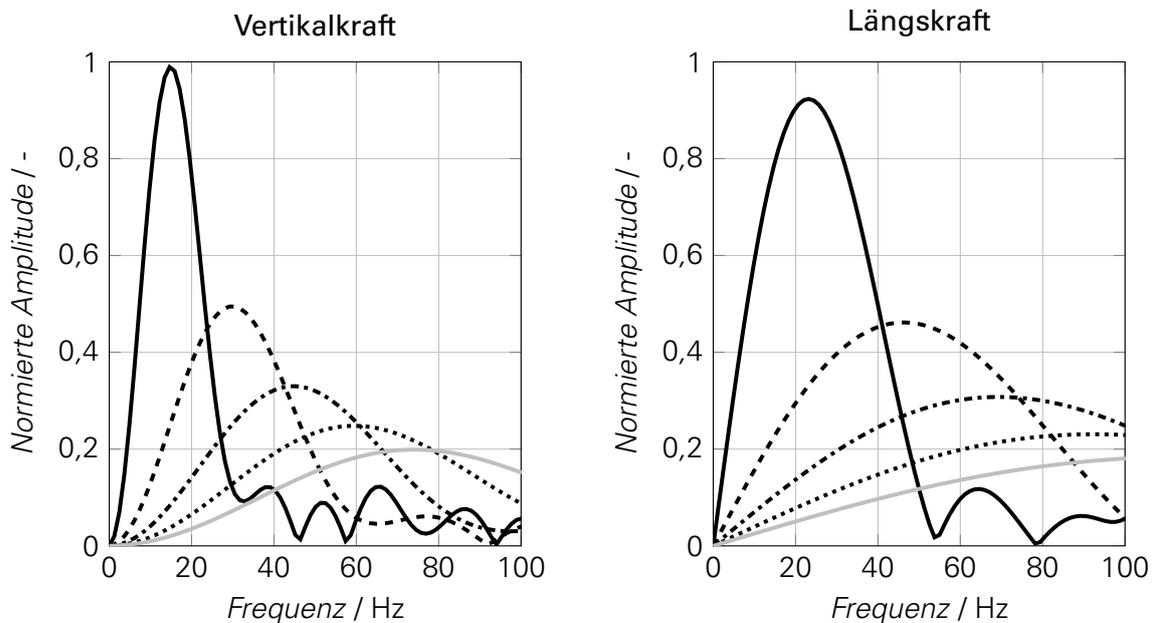


Abbildung 4.3: Geschwindigkeitsabhängige Anregungscharakteristik der Schlagleistenüberfahrt

— 20  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ; - - - 40  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ; ···· 60  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ; ····· 80  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ; — 100  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$

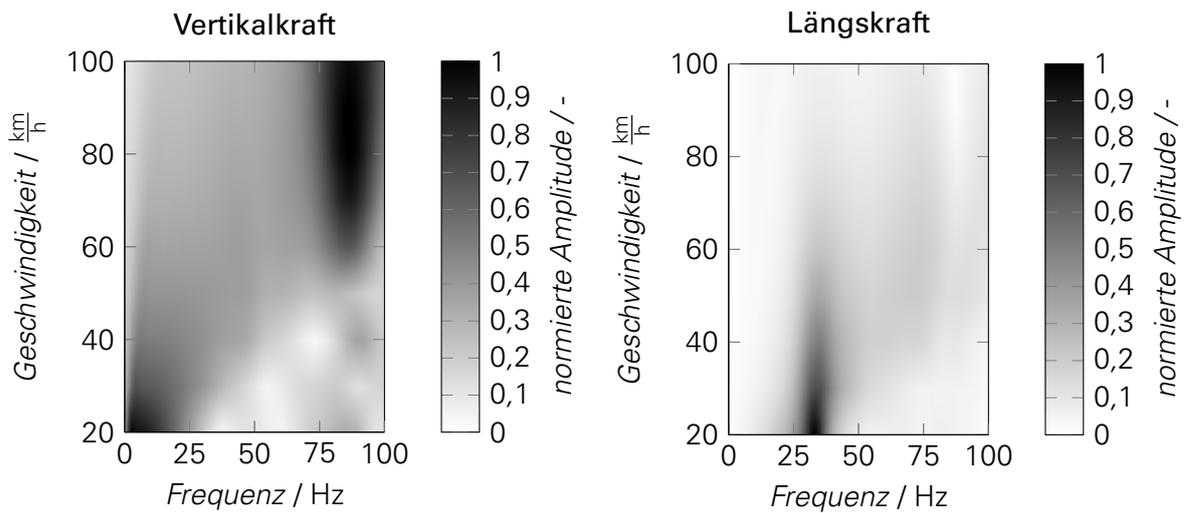
Zur Überprüfung der Plausibilität der experimentell-basierten Anregungsanalyse werden in Abb. 4.4 die Amplitudenspektren der Kraftantworten ( $F_{x,\text{Nabe}}$  und  $F_{z,\text{Nabe}}$ , siehe Abb. 4.1) der Vertikalkraft und der Längskraft bei Schlagleistenüberfahrten mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten dargestellt. Wie in Kapitel 3.1 dargelegt, besitzt der belastete Reifen eine vertikale Starrgürtel-Eigenschwingung bei ca. 80-90 Hz. In Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Anregungsanalyse (siehe Abb. 4.3, links) ist die vertikale Starrgürtel-Eigenschwingung in der Vertikalkraft erst ab ca. 60  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$  (siehe Abb. 4.4, links) deutlich sichtbar. Laut Kapitel 3.1 tritt die Torsions-Längseigenschwingung üblicherweise bei einer Frequenz zwischen 30-40 Hz auf. Entsprechend der Anregungsanalyse (Abb. 4.3, rechts) wird dieser Frequenzbereich nur bei geringeren Geschwindigkeiten bis ca. 30-40  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$  angeregt, was sich auch im Kraftantwortsignal der Längskraft (siehe Abb. 4.4, rechts) widerspiegelt.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass sich das geschwindigkeitsabhängige Kraftantwortverhalten bei einer Einzelhindernisüberfahrt sehr gut mit der experimentell-basierten Anregungsanalyse beschreiben bzw. erklären lässt. Die getroffenen Annahmen der geschwindigkeitsunabhängigen Reifensteifigkeiten und Reifengeometrie sind demnach zulässig, um die Anregungscharakteristik einer Schlagleistenüberfahrt qualitativ zu analysieren.

Durch Schlagleistenanregungen entstehen als Mess- bzw. Auswertegrößen deterministische Signale, da beispielsweise am Außentrommelprüfstand bei bekannten Randbedingungen wie Trommelgeschwindigkeit und -radius zu jedem Zeitpunkt bekannt ist, wo sich der Reifen auf der Trommel befindet. Über eine diskrete Fourier-Transformation bzw. eine schnelle Fouriertransformation lassen sich die Signale direkt in den Frequenzbereich transformieren.

## EINFLUSS DER SCHLAGLEISTENGEOMETRIE

Eine wesentliche Randbedingung bei der Schwingungsanalyse mittels Einzelhindernisanregung stellt die Geometrie der verwendeten Schlagleiste dar. Die Geometrie beeinflusst nicht nur den Verlauf und die Maximalwerte der Kraftantworten, sondern auch die spektralen Eigenschaften der Kraftantworten, da das Anregungszeitsignal geometrieabhängig ist. Im Folgenden wird der Einfluss der Schlagleistengeometrie mit Schwerpunkt auf die Auswirkung im Frequenzbereich



**Abbildung 4.4:** Geschwindigkeitsabhängige Amplitudenspektren der Reifenvertikalkraft und der Reifenlängskraft bei Schlagleistenmessungen mit 2,8 bar Reifendruck

am Beispiel einer Schlagleistenmessung am Außentrommelprüfstand diskutiert.

Abb. 4.5 stellt die prinzipiellen geometrischen Zusammenhänge bei einer Schlagleistenüberfahrt auf gekrümmter Oberfläche anhand eines starren Ringes mit dem Radius  $r_{\text{starr}}$  dar. Trifft die Schlagleiste im Punkt  $a$  auf den Ring, wird insgesamt ein Winkel  $2 \cdot \alpha$  überschritten, bis die Leiste den Kontakt mit dem Ring wieder verliert. Eine Vergrößerung der Schlagleistenhöhe führt dazu, dass sich der Kontaktpunkt beim Auftreffen auf die Leiste zu Punkt  $b$  verschiebt. Bei konstanter Winkelgeschwindigkeit der Trommel  $\Omega_{\text{Trommel}}$  bzw. des Ringes  $\Omega_{\text{Ring}}$  ergibt sich mit  $2 \cdot \beta > 2 \cdot \alpha$  eine Vergrößerung des überschrittenen Winkels bis zum Kontaktverlust und damit auch eine Verlängerung der Impulsdauer durch die Schlagleiste. Je länger jedoch die Impulsdauer ist, desto schwächer werden höhere Frequenzen angeregt (in Analogie zur Anregungsdauer eines Impulshammers). Bezogen auf die Schlagleistenanregung bedeutet dies, dass sich das erste Maximum im Anregungsspektrum (siehe Abb. 4.3) zu niedrigeren Frequenzen verschiebt. Unter Beibehaltung der vereinfachenden Vorstellung des Reifengürtels als starren Ring, der mit linearen Steifigkeiten an die Felge gekoppelt ist, ergeben sich mit Vergrößerung der Schlagleistenhöhe zudem höhere Kraftamplituden, da der Ring sowohl in der Vertikal- als auch in der Längsrichtung stärker ausgelenkt wird. In der Realität allerdings verformt sich der Reifengürtel während der Schlagleistenüberfahrt lokal, wobei die Größe des verformten Bereiches auch von der Breite der Schlagleiste abhängig ist. Stellt man sich den Reifengürtel diskretisiert vor, bei dem jedes Element u.a. mit einer radial ausgerichteten Steifigkeit an die Felge gekoppelt ist, ergibt sich eine höhere Vertikalkraft auch bei einer Verbreiterung der Schlagleiste aufgrund der parallel angeordneten, im Eingriff stehenden Elastizitäten. Dies wird von HILSCHER [Hil08] anhand von Schlagleistenmessungen mit unterschiedlichen Schlagleistenbreiten bestätigt.

Am Beispiel der Torsions-Längs-Eigenschwingung wird der Einfluss der Schlagleistengeometrie auf die Längskraftantwort bei einer Schlagleistenüberfahrt am Außentrommelprüfstand mit einer Geschwindigkeit von  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und drei verschiedenen Reifendrücken (1,79; 2,24 und 2,80 bar) diskutiert. Die Radlast ist dabei mit 4900 N konstant. Abb. 4.6 vergleicht die Schwingfrequenzen der Torsions-Längseigenschwingung (Abb. 4.6 links) und die maximalen Längskraftamplituden (Abb. 4.6 rechts) in Abhängigkeit von zwei verschiedenen Schlagleistengeometrien 5x25 (HxB) sowie 10x25 mm. Es ist zunächst zu erkennen, dass die Schwingfrequenzen über dem Reifendruck zunehmen und somit die erwartete Abhängigkeit vom Reifendruck zeigen. Im Vergleich der Schlagleistengeometrien zeigt sich, dass unter Beibehaltung der Breite und unter Verringerung der Leistenhöhe die Schwingfrequenz für alle Reifendrücke steigt. Der anhand der geometrischen Zusammenhänge erläuterte Einfluss der Schlagleistengeometrie auf die

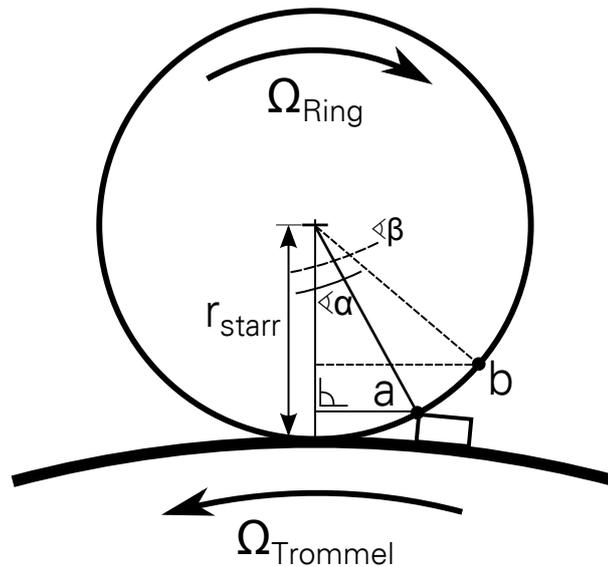


Abbildung 4.5: Geometrische Zusammenhänge bei einer Schlagleistenüberfahrt

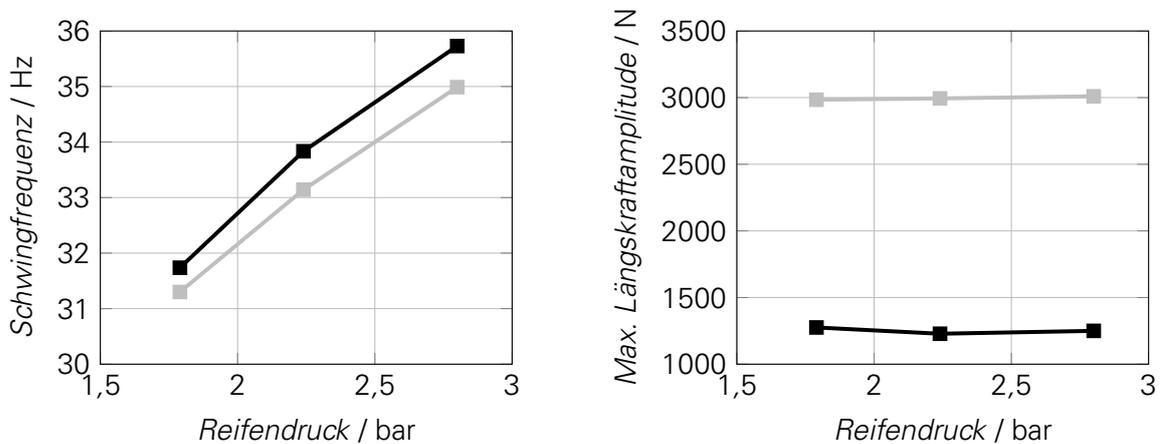


Abbildung 4.6: Längskraftantwort des Reifens für unterschiedliche Schlagleistengeometrien bei 30  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 4900 N Radlast  
 ■ 10x25 mm; ■ 5x25 mm

spektrale Anregungscharakteristik spiegelt sich damit auch im Frequenzbereich der Kraftantwort wider.

Die Analyse der maximalen Längskraft während der Schlagleistenüberfahrt zeigt deutlich, dass diese wesentlich von der Leistengeometrie abhängt und kaum vom Reifendruck beeinflusst wird. Durch die Verdopplung der Schlagleistenhöhe von 5 auf 10 mm steigt die maximale Längskraft um mehr als das Doppelte. Wie bereits diskutiert, resultiert der Anstieg der Maximalkraft aus einer stärkeren lokalen Verformung des Gürtels. Insbesondere die Längskraft wird zudem durch die Verschiebung des Kontaktpunktes von *a* nach *b* bei Vergrößerung der Schlagleistenhöhe (siehe Abb. 4.5) beeinflusst, da zu Beginn der Leistenüberfahrt die Verformung in Längsrichtung stärker betont wird.

#### 4.1.2 ANREGUNG DURCH FAHRBAHNUNEBENHEITEN

Neben der Einzelhindernisüberfahrt stellt die Anregung durch das stochastische Fahrprofil eine weitere Möglichkeit zur Schwingungsanalyse des belasteten, rotierenden Reifens dar. Dieser Fall ist insbesondere bei Fahrversuchen auf realen bzw. natürlichen Asphaltstrecken

relevant. Auch die Reifenschwingungsanalyse des indirekten Reifendruckkontrollsystems basiert auf der Schwingungsanregung durch die Oberflächenstruktur der Fahrbahn. Aber auch an Außentrommelprüfständen werden auf der Trommel Segmente mit einer Nachbildung der Oberflächenstruktur einer Asphaltstraße montiert, um mit der resultierenden semi-stochastischen Anregung Analysen (z.B. im Hinblick auf das Rollgeräusch) durchzuführen.

Im Folgenden wird zunächst die prinzipielle Charakteristik der realen Straßenoberfläche basierend auf Kenngrößen der Stochastik beschrieben. Anschließend erfolgt die Ableitung der daraus resultierenden Längskraftanregung des Reifens nach dem modell-basierten Ansatz von HAZELAAR [Haz94].

## EINFÜHRUNG UND MATHEMATISCHER HINTERGRUND

Das Längsprofil der Oberflächenstruktur einer Fahrbahn stellt ein stochastisches bzw. regelloses Signal dar. Das bedeutet, das Längsprofil ist nicht determiniert und weist für jeden Zeit- bzw. Wegpunkt einen zufälligen Wert auf, der nicht vorherbestimmbar ist. Die Analyse von stochastischen Signalen erfolgt zunächst nicht an einem einzelnen stochastischem Signal, sondern an einer Schar von stochastischen Signalen mit dem gleichen physikalischen Ursprung bzw. Entstehungsmechanismus. Eine solche Schar von Signalen mit identischem physikalischem Ursprung und demzufolge mit gemeinsamen statistischen Kennwerten wird stochastischer Prozess genannt. Für die Einzelsignale eines Prozesses wird der Begriff Musterfunktion eingeführt. Zur vereinfachten Analyse eines stochastischen Signals bzw. eines stochastischen Prozesses trifft man die Annahme, dass dieser stationär ist. Das bedeutet, dass die statistischen Kennwerte wie z.B. Erwartungswert, Standardabweichung, Varianz und Autokorrelationsfunktion nicht von der Zeit abhängen. Eine weitere Annahme, die zur Analyse von stochastischen Prozessen getroffen wird, ist die Ergodizität. Nach BEUCHER [Beu11] sind zur Definition stationärer, stochastischer Prozesse unendlich viele Musterfunktionen notwendig, was aber in der Praxis nicht realisierbar ist. Für einen ergodischen, stationären, stochastischen Prozess gilt allerdings, dass bei hinreichend großer Beobachtungsdauer die stochastischen Kennwerte jeder stationären Musterfunktion annähernd identisch zum sogenannten Scharmittelwert (dem Mittelwert über alle Musterfunktionen) sind. Gleichung (4.1) nach BEUCHER [Beu11] verdeutlicht diesen Zusammenhang am Beispiel des Erwartungswertes eines zeitdiskreten stochastischen Prozesses  $\mathbb{E}(X_n)$  mit den Musterfunktionen  $x_n$ .

$$\mathbb{E}(X_n) = (\bar{x}) := \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{2N+1} \cdot \sum_{n=-N}^N x_n \quad (4.1)$$

Auch bei der Charakterisierung des Längsprofils von Straßenoberflächen werden die Annahmen der Stationarität und Ergodizität getroffen. Als Konsequenz für die stochastische Anregung bei der Schwingungsanalyse eines Reifens ergibt sich daraus, dass der Test auf einer bestimmten Strecke (theoretisch) nicht unendlich oft wiederholt werden muss. Unter der Voraussetzung einer sich nicht signifikant ändernden Straßencharakteristik (über den Streckenverlauf) lassen sich die statistischen Kenngrößen des Oberflächenprofils auch durch eine entsprechend lange Versuchsstrecke annähern. Die folgenden Betrachtungen beziehen sich daher ausschließlich auf stationäre ergodische Prozesse bzw. Signale.

Die Grundlage zur Analyse der spektralen Eigenschaften bildet die Autokorrelationsfunktion. Die allgemeine Definition der Autokorrelationsfunktion  $r_{xx}$  eines zeitdiskreten stochastischen Signals ergibt sich nach BEUCHER [Beu11] aus dem Erwartungswert  $\mathbb{E}$  des stochastischen Signals  $x_n$  und eines dazu verschobenen Signals  $x_{n+k}$  entsprechend Gleichung (4.2).

$$r_{xx}(k) := \mathbb{E}(x_n \cdot x_{n+k}), \quad k \in \mathbb{Z} \quad (4.2)$$

Demnach beschreibt die Autokorrelationsfunktion die Ähnlichkeit bzw. die Korrelation eines Signals  $x_n$  mit dem identischen, aber um  $k$  verschobenen Signal  $x_{n+k}$ . Im Falle eines stochastischen

Signals hat die Funktion einen Maximalwert bei  $k = 0$ , welcher der mittleren Signalleistung entspricht, da die Werte des ursprünglichen und des dazu verschobenen Prozesses dann identisch sind. Daraus wird auch ersichtlich, dass die Autokorrelationsfunktion proportional zur Signalleistung ist und ihr somit die Einheit einer Leistung zugeordnet wird. Im Falle eines stationären stochastischen Signals ist die Selbstähnlichkeit des ursprünglichen Prozesses mit dem dazu verschobenen Prozess lediglich von der Größe der Verschiebung  $k$  abhängig und nicht vom Referenzpunkt  $n$ .

Aus der Definition der Autokorrelationsfunktion ist zu erkennen, dass sich damit im Signal enthaltene periodische Anteile darstellen lassen. So nähert sich die Autokorrelationsfunktion eines periodischen Signals bei zunehmenden Verschiebungen  $k$  nicht dem Wert Null, wie es bei rein stochastischen Signalen ohne periodische Anteile der Fall ist; sondern aufgrund der Periodizität nimmt die Funktion bei entsprechender Verschiebung  $k$  wieder den Wert an der Stelle  $k = 0$  an. Über die Fourier-Transformation der Autokorrelationsfunktion  $r_{xx}$  eines stochastischen Signals  $x_n$  erhält man das sogenannte Leistungsdichtespektrum (LDS), das die spektrale Charakteristik des stochastischen Signals im Frequenzbereich darstellt. Die Fourier-Transformierte  $\Phi_{xx}$  der Autokorrelationsfunktion  $r_{xx}$  eines zeitdiskreten stochastischen Signals  $x_n$  ist nach BEUCHER [Beu11] entsprechend Gleichung (4.3) definiert.

$$\Phi_{xx}(\omega_{norm}) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} r_{xx}(k) \cdot e^{-jk\omega_{norm}}, \quad \forall \omega_{norm} \in [-\pi \pi] \quad (4.3)$$

Entsprechend der Leistungsproportionalität der Autokorrelationsfunktion ergibt sich für das Leistungsdichtespektrum die Einheit Leistung pro Hz. Die spektrale Leistungsdichte stellt demnach die Verteilung (bzw. die Dichte) der Leistung über der Frequenz dar.

In Bezug auf reale Fahrbahnen haben Messungen von HERING [Her88] (referenziert von UECKERMANN et al. [UM91]) ergeben, dass die Annahmen der Stationarität und Ergodizität auch für inhomogene Fahrbahnen (z.B. mit Bitum ausgebesserte Pflasterstrecken) Gültigkeit besitzen. Demnach stellt die spektrale Leistungsdichte ein geeignetes Bewertungsmittel zur Charakterisierung des Straßenoberflächenprofils dar.

## BESCHREIBUNG UND CHARAKTERISIERUNG DES REALEN FAHRBAHNPROFILS

Zur Charakterisierung des Oberflächenprofils als eigenständige Eigenschaft unabhängig von gewählten Randbedingungen wie zum Beispiel der Fahrgeschwindigkeit ist es zweckmäßig, die Unebenheiten als Funktion des Weges bzw. als Funktion der Unebenheitswellenlänge im spektralen Bereich anzugeben. Entsprechend Gleichung (4.4) erfolgt die Kopplung zwischen der Wegkreisfrequenz  $\Omega$  mit der Unebenheitswellenlänge  $L$  und der Zeitkreisfrequenz  $\omega$  mit der Wellenlänge im Zeitbereich  $\tau$  über die Fahrgeschwindigkeit  $v$ .

$$\omega = 2\pi \cdot \frac{1}{\tau} = v \cdot \Omega = 2\pi \cdot \frac{v}{L} \quad (4.4)$$

Entsprechend ergibt sich der Zusammenhang zwischen den Leistungsdichtespektren der Fahrbahnunebenheiten (auch spektrale Unebenheitsdichte genannt) im Zeit- und im Wegbereich nach Gleichung (4.5) (siehe auch HAZELAAR [Haz94] und MITSCHKE et al. [MW04]).

$$S_{xx}(\omega) = \frac{1}{v} \cdot S_{xx}(\Omega) \quad (4.5)$$

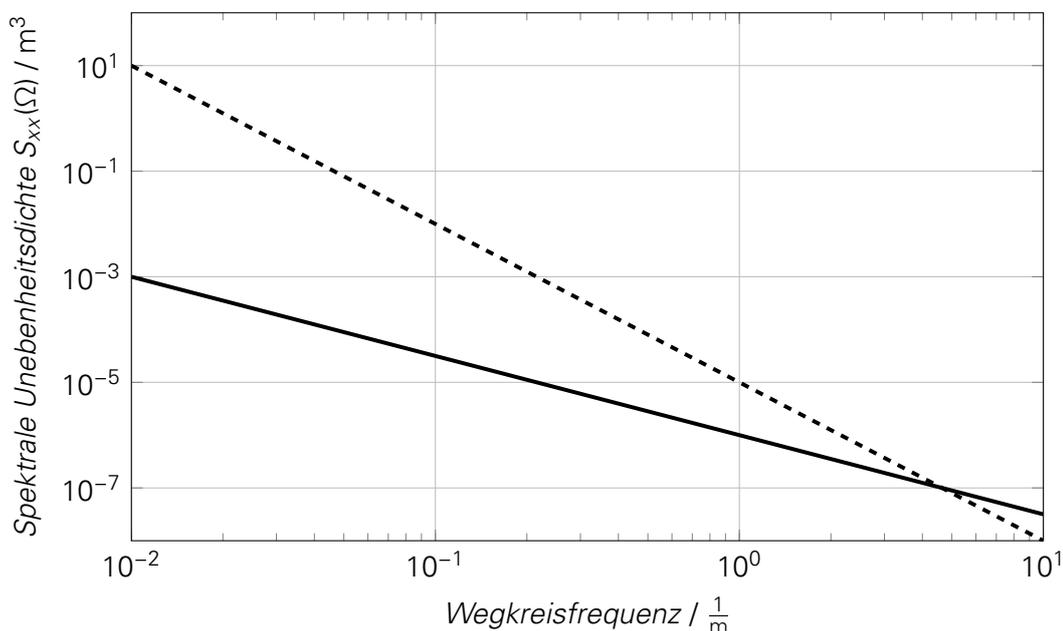
Die Messergebnisse des Fahrbahnlängsprofils von BRAUN [Bra66] zeigen, dass sich die spektrale Leistungsdichte der Unebenheit im doppeltlogarithmischen Maßstab in einem weiten Frequenzbereich anhand einer Geraden mit den Koeffizienten  $S_0$  als Unebenheitsmaß und  $W$  als Fahrbahnwelligkeit entsprechend Gleichung (4.6) annähern lässt.

$$S_{xx}(\Omega) = S_0 \cdot \Omega^{-W} \quad (4.6)$$

Nach Einführung der Bezugswegkreisfrequenz  $\Omega_0$  (in der Regel wird  $\Omega_0 = 1 \text{ m}^{-1}$  gewählt, siehe z.B. BRAUN [Bra91]) ergibt sich Gleichung (4.7) mit dem Unebenheitsmaß  $S_{xx}(\Omega_0)$ .

$$S_{xx}(\Omega) = S_{xx}(\Omega_0) \cdot \left[ \frac{\Omega}{\Omega_0} \right]^{-W} \quad (4.7)$$

Anhand des Unebenheitsmaßes lässt sich eine Straße im Hinblick auf die Fahrbahnebenheit charakterisieren, d.h. ob sie eher glatt oder uneben ist. Die Welligkeit spiegelt die Verteilung von lang- und kurzwelligen Anteilen der Fahrbahnebenheit wider. Im doppeltlogarithmischen Maßstab wird die spektrale Unebenheitsdichte durch das Unebenheitsmaß parallel entlang der Ordinatenachse verschoben; dagegen verändert sich durch die Welligkeit der Anstieg der Geraden. Dieser Zusammenhang wird in Abb. 4.7 mit Kennwerten, basierend auf den Messergebnissen von BRAUN [Bra91], verdeutlicht. Es ist zu erkennen, dass die spektrale Unebenheitsdichte durch ein größeres Unebenheitsmaß auf einem höheren Niveau liegt. Die Erhöhung der Welligkeit führt zu einer Vergrößerung der Unebenheitsdichte der langwelligen Anteile gegenüber den kurzwelligen Anteilen.



**Abbildung 4.7:** Spektrale Unebenheitsdichte der Fahrbahn  
 —  $S_{xx}(\Omega_0) = 1,0 \text{ cm}^3$ ,  $W = 1,5$ ; - - -  $S_{xx}(\Omega_0) = 10 \text{ cm}^3$ ,  $W = 3,0$

Tabelle 4.1 enthält die von BRAUN [Bra91] ermittelten Wertebereiche für die Kennwerte Unebenheitsmaß und Welligkeit basierend auf Messergebnissen von verschiedenen Straßenklassen. Es ist zu erkennen, dass Autobahnen im Vergleich zu beispielsweise Kreisstraßen erwartungsgemäß ein deutlich niedrigeres Unebenheitsmaß besitzen. Auch die Welligkeit ist tendenziell bei Bundesautobahnen am niedrigsten.

Ergebnisse in der gleichen Größenordnung sind in der ISO 8608 [95] enthalten, bei der Ergebnisse aus verschiedenen Messkampagnen unterschiedlicher Autoren ausgewertet werden. Auch KOLM et al. [KW99] stellen basierend auf erhobenen Messdaten vergleichbare Ergebnisse für das Unebenheitsmaß und die Welligkeit vor.

Des Weiteren wird in der ISO 8608 eine Klassifizierung von Straßen anhand des Unebenheitsmaßes  $S_{xx}(\Omega_0)$  bei einer Bezugswegkreisfrequenz  $\Omega_0 = 1 \text{ m}^{-1}$  sowie einer Welligkeit  $W = 2$  vorgenommen. Die Ergebnisse werden jeweils in Vergleich zum Subjektivurteil gesetzt. Tabelle 4.2 enthält die Wertebereiche des Unebenheitsmaßes für fünf verschiedene Straßenkategorien von sehr gut bis sehr schlecht.



**Tabelle 4.1:** Übersicht der Kennwerte für Straßenunebenheiten, BRAUN [Bra91]

Kennwerte	Straßenklassen (Anzahl Messstrecken)	Wertebandbreite		
		min...	Mittel...	max...
Unebenheitsmaß $S_{xx}(\Omega_0)$ in $\text{cm}^3$ bei $\Omega_0 = 1 \text{ m}^{-1}$	Bundesautobahn (240)	0,3	1,0	7,8
	Bundesstraßen (70)	0,4	2,1	9,5
	Landesstraßen (35)	0,4	5,3	29,0
	Kreisstraßen (30)	0,7	12,2	62,0
Welligkeit $W$	Bundesautobahn (240)	1,5	2,0	2,6
	Bundesstraßen (70)	1,7	2,3	2,9
	Landesstraßen (35)	1,9	2,4	2,9
	Kreisstraßen (30)	1,8	2,3	2,9

**Tabelle 4.2:** Klassifizierung von Straßen anhand des Unebenheitsmaßes, ISO 8608 [95]

Ebenheits- klasse	Unebenheitsmaß $S_{xx}(\Omega_0)/\text{cm}^3$ $\Omega_0 = 1/\text{m}^{-1}; W = 2$			Subjektivurteil für Ebenheit
	Untere Grenze	Mittelwert	Obere Grenze	
A	0	1	2	Sehr gut
B	2	4	8	Gut
C	8	16	32	Mittel
D	32	64	128	Schlecht
E	128	256	512	Sehr schlecht

### ANREGUNGSSCHARAKTERISTIK DER FAHRBAHNOBERFLÄCHE IN LÄNGSRICHTUNG

Basierend auf den vorgestellten Grundlagen zur Beschreibung der Fahrbahnunebenheiten entwickelt HAZELAAR [Haz94] einen Ansatz, um daraus die spektrale Charakteristik der Längskraftanregung des Reifens zu berechnen. Die grundlegende Idee dahinter ist, dass sich die Längskraftanregung mit der spektralen Charakteristik der Fahrbahnunebenheit als Systemeingang sowie mit den Übertragungseigenschaften des Reifens von der Fahrbahnunebenheit zur Längskraft berechnet. Gleichung (4.8), Gleichung (4.9) und Gleichung (4.10) stellen diesen Zusammenhang mit  $\left[\frac{\hat{F}_x}{\hat{h}}\right]^2$  als Übertragungsfunktion von Längskraft zu Unebenheitsamplitude dar. Dabei bezeichnet  $p_i$  den Reifeninnendruck,  $b_L$  die Latschbreite sowie  $l_L$  die Latschlänge. [Haz94]

$$S_{F_x}(\omega) = \left[\frac{\hat{F}_x}{\hat{h}}\right]^2 \cdot S_{xx}(\omega) \quad (4.8)$$

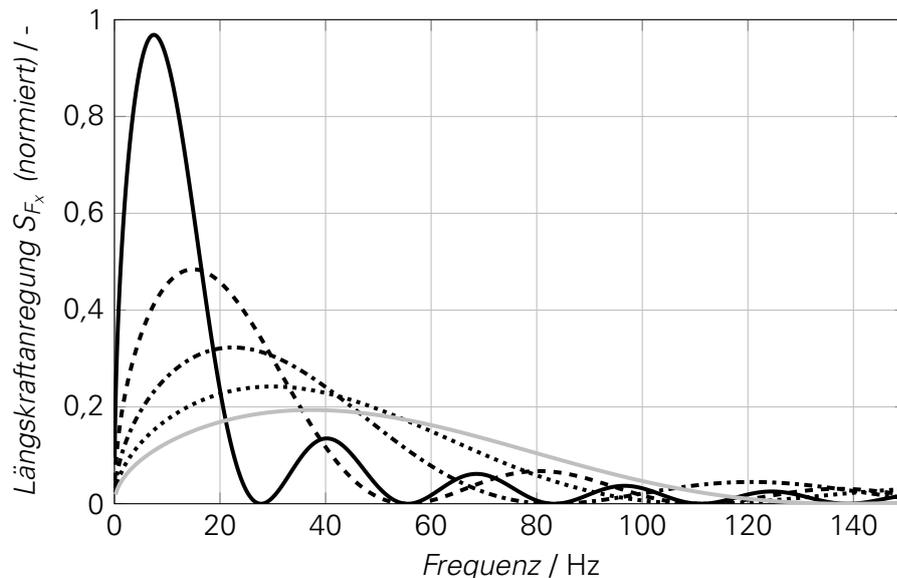
mit

$$\left[\frac{\hat{F}_x}{\hat{h}}\right] = p_i \cdot b_L \cdot 2 \cdot \sin(\Omega \cdot l_L) = p_i \cdot b_L \cdot 2 \cdot \sin\left(\frac{\omega}{v} \cdot l_L\right) \cdot S_{xx}(\omega) \quad (4.9)$$

und

$$S_{xx}(\omega) = \frac{1}{v} \cdot S_{xx}(\Omega_0) \cdot \left[ \frac{\Omega}{\Omega_0} \right]^{-W} \quad (4.10)$$

Abb. 4.8 stellt das Leistungsdichtespektrum der Längskraftanregung  $S_{F_x}(\omega)$  bei einer Latschbreite von  $b_L = 0,15$  m und einer Latschlänge von  $l_L = 0,10$  m in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit dar. Im relevanten Frequenzbereich für die Torsions-Längs-Mode (ca. 35-40 Hz) ist im Unterschied zur Schlagleistenanregung (siehe Abb. 4.3, rechts) zu erkennen, dass die Längskraftanregung unterhalb von ca.  $40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  vergleichsweise gering ist. Des Weiteren weist die Anregung der Fahrbahn im höheren Geschwindigkeitsbereich im Vergleich zur Schlagleistenanregung einen deutlich geringeren Abfall der Längskraftanregung auf.



**Abbildung 4.8:** Geschwindigkeitsabhängige Anregungscharakteristik der Fahrbahn  
 Berechnung mit  $S_{xx}(\Omega_0) = 1,0$  und  $W = 1,5$   
 — 20  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ; - - 40  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ; ···· 60  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ; - · - 80  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ; — 100  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$

Sowohl zur Überprüfung der Plausibilität der modell-basierten Anregungsanalyse von realen Fahrbahnen als auch zum direkten Vergleich mit der Schlagleistenanregung werden in Abb. 4.9 geschwindigkeitsabhängige Messdaten dargestellt. Der linke Teil der Abbildung zeigt das geschwindigkeitsabhängige Leistungsdichtespektrum der Radwinkelgeschwindigkeit bei einem Fahrversuch auf einer asphaltierten Teststrecke. Dem gegenübergestellt sind die ebenfalls geschwindigkeitsabhängigen Amplitudenspektren der Reifenlängskraft bei einer Schlagleistenüberfahrt am Außentrommelprüfstand (siehe auch Abb. 4.3). Der direkte Vergleich zwischen der Radwinkelgeschwindigkeit und der Reifenlängskraft ist aufgrund der Kopplung beider Größen für die Torsions-Längsmode zulässig (siehe Kapitel 3.1).

Es ist zu erkennen, dass die modell-basierte Analyse der Fahrbahnanregung im relevanten Frequenzbereich zwischen 35-45 Hz sehr gut mit der gemessenen Schwingungsantwort des Reifens korreliert. Nennenswerte Schwingamplituden der Torsions-Längsmode treten im Gegensatz zur Schlagleistenmessung erst ab ca.  $40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  auf. Zudem ist die Torsions-Längsschwingung im Fahrversuch auch bei  $100 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  erkennbar, während diese bei der Schlagleistenanregung, wie beschrieben, ausschließlich bei niedrigen Geschwindigkeiten angeregt wird. Darüber hinaus ist in den Messdaten zu beobachten, dass im Gegensatz zu den Ergebnissen von BRUNI et al. [BCR07] die Schwingfrequenz der Torsions-Längsmode über der Geschwindigkeit nahezu konstant ist, obwohl die spektrale Anregungscharakteristik deutlich geschwindigkeitsabhängig ist.

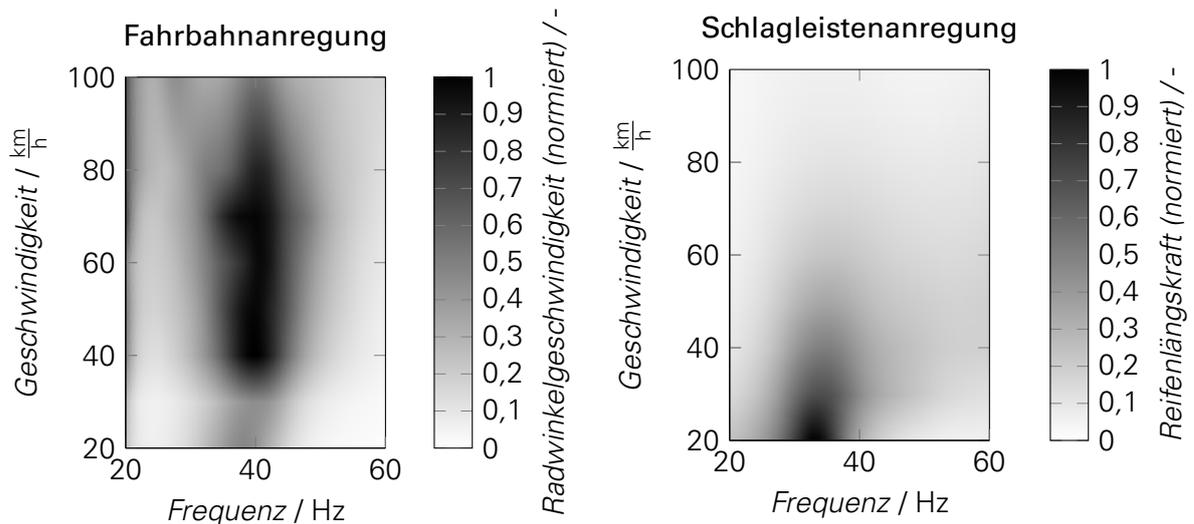


Abbildung 4.9: Vergleich der Messdaten im Fahrversuch und am Reifenprüfstand

Die Kenntnis über die spektrale Charakteristik der Fahrbahnnunehenheit bzw. der daraus resultierenden Längskraftanregung des Reifens ist einerseits für Fahrversuche, bei denen die Schwingungsanregung durch die Fahrbahnnunehenheiten realisiert wird, von großer Bedeutung. Veränderungen der Fahrbahncharakteristik als Eingang des Schwingungssystems Reifen führen zu Änderungen der Systemausgänge Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit hinsichtlich deren spektraler Charakteristik. Daher ist bei der Planung der Messungen sowie bei der Interpretation der Messdaten das Fahrbahnprofil mit zu berücksichtigen. Andererseits muss der Einfluss der Fahrbahnoberfläche natürlich auch bei der Systementwicklung eines indirekten Reifendruckkontrollsystems berücksichtigt werden. Eine Änderung der Fahrbahncharakteristik darf auf der einen Seite nicht zu einer Fehlwarnung bei konstantem Reifendruck führen. Auf der anderen Seite muss eine Reifendruckverringering auch dann erkannt werden, wenn die Veränderung des Fahrbahnprofils den spektralen Auswirkungen des Druckverlusts entgegenwirkt. Ein detaillierter Vergleich bzgl. der Änderung des Reifenschwingungsverhaltens in Abhängigkeit vom Reifendruck und von der Fahrbahnoberfläche konnte im Rahmen dieser Dissertation nicht durchgeführt werden. Es wird jedoch empfohlen, diese Untersuchung im Rahmen eines Forschungsprojekts für die Entwicklung von indirekten Reifendruckkontrollsystemen durchzuführen. Die Charakterisierung der Fahrbahnnunehenheit spielt neben dem Versuch eine wichtige Rolle bei der Berechnung bzw. bei der Simulation des Schwingungssystems Reifen-Fahrwerk, da damit eine Möglichkeit gegeben ist, Berechnungen mit realitätsnahen Anregungsszenarien durchzuführen.

## 4.2 ANALYSE DER SCHWINGUNGSANTWORT AM BELASTETEN, ROTIERENDEN REIFEN

Nach der Vorstellung der Methoden zur Schwingungsanregung am belasteten, rotierenden Reifen folgen die Methoden zur Analyse der Schwingungsantwort des Reifens. Diese werden unterteilt in kinematische und kinetische Größen sowie die optische Auswertung. Zur ersten Gruppe gehören die Raddrehzahl bzw. die Radwinkelgeschwindigkeit und die Reifenkräfte, die in Bezug auf das Reifenschwingverhalten gängige Auswertegrößen darstellen (siehe auch Kapitel 3.1.2). Anschließend folgen die Vorstellung und die Diskussion der Möglichkeiten zur optischen Auswertung des Reifenschwingungsverhaltens.

## 4.2.1 KINEMATISCHE UND KINETISCHE GRÖSSEN

Eine übliche bzw. standardmäßige Methode, um das Reifenschwingverhalten zu analysieren, stellt die Erfassung der Reifenkräfte dar. Dazu wird entweder das Komplettrad (Reifen + Felge) an eine Messnabe, sogenannte Raddynamometer, oder der Reifen auf ein spezielles Messrad anstatt auf die Felge montiert, um die Reifenkräfte in allen drei Raumrichtungen in der Reifennittelebene zu erfassen. Zusätzlich ist mit beiden System i.d.R. die Möglichkeit gegeben, auch die Drehmomente in den Raumrichtungen zu erfassen. Neben den kinetischen Größen Kraft und Drehmoment stellt insbesondere für indirekte Reifendruckkontrollsysteme die Radwinkelgeschwindigkeit eine wichtige Größe zur Analyse des Schwingverhaltens dar. Die messtechnische Erfassung erfolgt im Rahmen dieser Arbeit über Inkrementalgeber.

Abb. 4.10 stellt die kinetischen und kinematischen Messgrößen zur Analyse des Reifenschwingverhaltens dar.

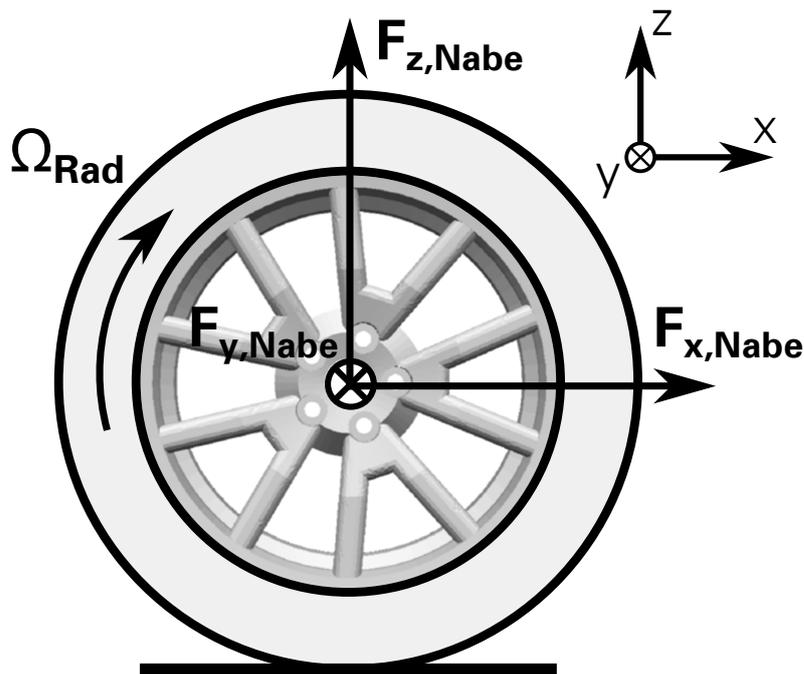


Abbildung 4.10: Kinematische und kinetische Messgrößen

## 4.2.2 OPTISCHE AUSWERTUNG

Berührungslose Betriebsschwinganalysen sind mit der Laser-Vibrometrie, auch Laser-Doppler-Vibrometrie genannt, als optischem Messverfahren realisierbar. In diesem Kapitel wird das grundlegende Funktionsprinzip der Laser-Vibrometrie vorgestellt. Bezüglich der Anwendung auf die Schwingungsanalyse von PKW-Reifen werden zudem Vor- und Nachteile dieser Messmethodik diskutiert.

Die Funktionsweise von Laser-Vibrometern basiert auf dem Doppler-Effekt elektromagnetischer Wellen. Im Vakuum breiten sich elektromagnetische Wellen stets mit Lichtgeschwindigkeit  $c_0$  aus. Infolge einer Relativbewegung zwischen Sender und Empfänger und der damit verbundenen Änderung des räumlichen Abstandes zwischen beiden tritt eine Verschiebung der Frequenz zwischen dem ausgesendeten und dem empfangenen Signal auf. Im Gegensatz zum akustischen Doppler-Effekt spielt es keine Rolle, ob sich der Sender und/oder der Empfänger bewegt. Mit der bekannten Frequenz des Senders  $f_S$  und der Relativgeschwindigkeit  $v_{rel}$  lässt sich die Frequenz des Empfängers  $f_E$  nach Gleichung (4.11) berechnen.

$$f_E = f_S \cdot \sqrt{\frac{c_0 + v_{rel}}{c_0 - v_{rel}}} \quad (4.11)$$

Laser-Vibrometer analysieren neben dem ausgesendeten Signal das vom Messobjekt reflektierte Signal. Da Sender und Empfänger somit identisch sind, ergibt sich eine Frequenzverschiebung sowohl für die ausgesandte Welle als auch für die reflektierte Welle. Unter der Voraussetzung, dass die Relativgeschwindigkeit sehr viel kleiner als die Lichtgeschwindigkeit ist ( $v_{rel} \ll c_0$ ), berechnet sich mit der bekannten Wellenlänge  $\lambda_L$  der ausgesandten Welle die absolute Frequenzverschiebung, die sogenannte Dopplerfrequenz, nach Gleichung (4.12).

$$\Delta f = \frac{2v_{rel}}{\lambda_L} \quad (4.12)$$

Mit einem feststehenden Messsystem lässt sich über die Bestimmung der Doppler-Frequenz die Schwinggeschwindigkeit der reflektierenden Oberfläche des Messobjekts bestimmen. Das allgemeine Funktionsprinzip eines Laser-Vibrometers, basierend auf den vorgestellten physikalischen Grundlagen, stellt Abb. 4.11 dar. Zunächst wird das von der Quelle ausgesandte Signal durch den Strahlteiler 1 in das Messsignal und das Referenzsignal aufgeteilt. Das Messsignal trifft auf das mit der Geschwindigkeit  $v$  schwingende Messobjekt und wird von dessen Oberfläche reflektiert. Messsignal und Referenzsignal werden im Detektor überlagert und die Frequenzverschiebung wird interferometrisch bestimmt. Da, wie oben beschrieben, die Richtung der Relativbewegung keine Auswirkung auf die Dopplerfrequenz hat, ist mit dem bisherigen Aufbau die Bewegungsrichtung des Messobjektes nicht detektierbar. Daher wird in das Referenzsignal ein akusto-optischer Modulator eingebracht, welcher die Frequenz des Signals um einen bestimmten Betrag verschiebt. Im entstehenden Interferenzmuster ist dann sowohl ein ruhendes Messobjekt als auch die Bewegungsrichtung des Messobjektes erkennbar.

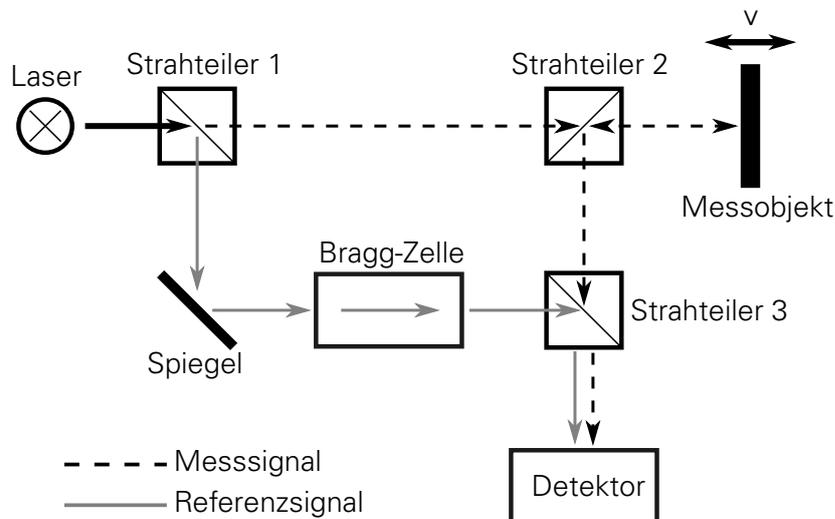


Abbildung 4.11: Grundlegendes Funktionsprinzip des Laser-Vibrometers

Erweiterte Anwendungsmöglichkeiten von kommerziell verfügbaren Laser-Doppler-Vibrometern sind sogenannte Scanning-Vibrometer, bei denen auf der Oberfläche des Messobjekts mehrere Messpunkte definierbar sind. Die integrierte Steuerung ermöglicht es, neben der Messzeit pro Messpunkt auch die Anzahl der Einzelmessungen pro Messpunkt zu definieren und die gesamte Messung automatisiert ablaufen zu lassen. Darüber hinaus besteht mit einem 3D Laser-Doppler-Vibrometer (3D LDV) die Möglichkeit, alle drei Geschwindigkeitskomponenten eines Messpunkts im Raum zu erfassen. Dafür ist der simultane Einsatz von drei Laser-Doppler-Vibrometern, welche versetzt im Raum zum Messobjekt ausgerichtet sind, notwendig. Damit

lassen sich dreidimensionale Strukturschwingungen eines Messobjektes bzw. dessen Oberfläche berührungslos detektieren.

BRÄUNIG et al. [Brä+14] applizieren ein 3D LDV mit Scanning-Funktion an einem Außentrommelprüfstand zur Schwingungsanalyse von PKW-Reifen. Die Messungen werden sowohl bei frei drehendem Reifen als auch bei Schlagleistenüberfahrten als Schwingungsanregung durchgeführt. Die Motivation für den Einsatz von Laser-Vibrometern zur Schwingungsmessung von belasteten, rotierenden Reifen ergibt sich aus dem Vorteil des berührungslosen Messverfahrens, da eine klassische Modalanalyse (mit aufgeklebten Beschleunigungssensoren und Anregung mittels Impulshammer) am belasteten, rotierenden Reifen nicht möglich ist. Mit einem 3D LDV besteht die Möglichkeit, mit einer hohen Messpunktanzahl sowohl Starrkörpermoden als auch flexible Moden des Reifengürtels zu detektieren und zu visualisieren. Damit bietet sich neben der Erhöhung des Grundlagenverständnisses von Reifenbetriebsschwingungen bis in hohe Frequenzbereiche bei definierten Anregungsszenarien auch die Möglichkeit, Reifenmodelle mit Messergebnissen abzugleichen.

Die Analyse des Schwingungsverhaltens von belasteten, stehenden Reifen mittels Laser-Vibrometrie haben bereits BRÄUNIG et al. [Brä+13] erfolgreich durchgeführt. Jedoch zeigen BRÄUNIG et al. [Brä+14], dass für den Einsatz am belasteten, rotierenden Reifen detaillierte und zeitaufwendige Voruntersuchen notwendig sind, insbesondere bzgl. Versuchsaufbau, Einrichtung des Messsystems sowie Versuchsdurchführung. Eine „schnelle“ und effiziente Applikation des Messsystems ist demnach nicht möglich. Als weiterer Nachteil des Messverfahrens hat sich ergeben, dass die Messung pro Betriebszustand aufgrund der Vielzahl von benötigten Einzelmessungen pro Messpunkt sowie aufgrund der hohen Messpunktanzahl einen großen Zeitaufwand erfordert. Zudem stellt das Messverfahren hohe Anforderungen sowohl an den Prüfstandsraum als auch an die Prüfstandskonstruktion, da ein freies Sichtfeld auf den Reifen für die optimale Positionierung der Laser-Köpfe erforderlich ist.

Zusammenfassend bleibt festzuhalten, dass nach [Brä+14] die Schwingungsanalyse von PKW-Reifen mit 3D LDV prinzipiell möglich ist, jedoch als Standardmessmethode (für eine Vielzahl von Reifen) aufgrund der erläuterten Nachteile bei Einsatz am belasteten, rotierenden Reifen ungeeignet ist. Dennoch besitzt die berührungslose Schwingungsanalyse von Reifen großes Potential in Bezug auf Grundlagenuntersuchungen des Reifenschwingungsverhaltens sowie zum Abgleich von Reifensimulationsmodellen.

### 4.3 EXPERIMENTELLE MODALANALYSE

Eine weitere, weit verbreitete Methode zur Schwingungsanalyse einfacher Bauteile bis hin zu komplexen Strukturen, wie zum Beispiel Fahrzeugkarosserien, stellt die experimentelle Modalanalyse dar. Ziel der Modalanalyse ist es, die Strukturdynamik anhand der modalen Parameter Eigenfrequenzen, Dämpfungen und Eigenschwingformen zu analysieren. Dazu werden die Übertragungsfunktionen der zu analysierenden Struktur vom Anregungsort zur Antwortstelle messtechnisch ermittelt. Die Identifikation der modalen Parameter aus den gemessenen Übertragungsfunktionen basiert dabei auf der Annahme eines linearen Systems mit proportionaler Dämpfung. Daraus folgt, dass diese Annahmen auch für das Schwingungssystem Reifen getroffen werden müssen, um aus den gemessenen Übertragungsfunktionen die modalen Parameter des Reifens bestimmen zu können.

Zur Ermittlung der modalen Parameter einer Struktur wird diese mit einer geeigneten Methode an einer oder mehreren Stellen angeregt und das Anregungssignal messtechnisch aufgezeichnet. Die Strukturantwort wird an einer oder mehreren Stellen in der Regel mittels Beschleunigungsaufnehmern aufgezeichnet. Aus den gemessenen Anregungen und Antworten lassen sich dann die Übertragungsfunktionen jeweils von der Anregung zur Antwort berechnen. Das Set von berechneten Übertragungsfunktionen mit  $N$  Strukturantworten und  $M$  Anregungen lässt sich entsprechend Gleichung (4.13) in der Übertragungsmatrix zusammenfassen.

$$H(j\omega) = \begin{bmatrix} H_{11} & \cdots & H_{1M} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{N1} & \cdots & H_{NM} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

Zur vollständigen Ermittlung der modalen Parameter reicht es jedoch aus, entweder eine Spalte oder eine Zeile der Übertragungsmatrix messtechnisch zu ermitteln. Das hier angewandte Verfahren beruht auf der Bestimmung einer Spalte der Übertragungsmatrix, d.h. es wird eine Anregungsstelle definiert und an mehreren Stellen die Strukturantwort des Reifens gemessen. Abb. 4.12 stellt das Test-Setup der experimentellen Modalanalyse am Reifen dar. Die Anregung wird mit einem Impulshammer, dessen Kraftsignal aufgezeichnet wird, realisiert. Der Reifen ist an der Messnabe eines Außentrommelprüfstandes montiert, wodurch die Felge einen rotatorischen Freiheitsgrad um die Drehachse (y-Achse, siehe Abb. 4.1) besitzt. Die Anregung erfolgt nicht direkt auf dem Reifengürtel, sondern senkrecht auf ein Aluminiumprisma, das auf den Reifen geklebt wird. Dadurch ergibt sich einerseits ein gleichmäßigeres Anregungsspektrum (siehe Abb. 4.13) und andererseits die gleichzeitige Anregung sowohl in der x-Ebene als auch in der z-Ebene mit einem Anregungsschlag. Dadurch werden die in dieser Arbeit relevanten in-Plane Reifenschwingungen in der x-z-Ebene angeregt. Zusätzlich besteht durch Drehung des Aluminiumprismas die Möglichkeit, gleichzeitig out-of-Plane Schwingungen, z.B. in der y-z-Ebene, anzuregen. Die Strukturantworten des Reifens werden mit triaxialen Beschleunigungsaufnehmern gemessen, welche im 60°-Winkel auf die Lauffläche des Reifens geklebt werden. Zusätzlich werden Sensoren auf dem Felgenrand angebracht, um auch die Drehschwingungen der Felge zu erfassen. Die Ausrichtung ist mit der tangentialen x-Koordinate und der radialen z-Koordinate für alle angebrachten Sensoren identisch.

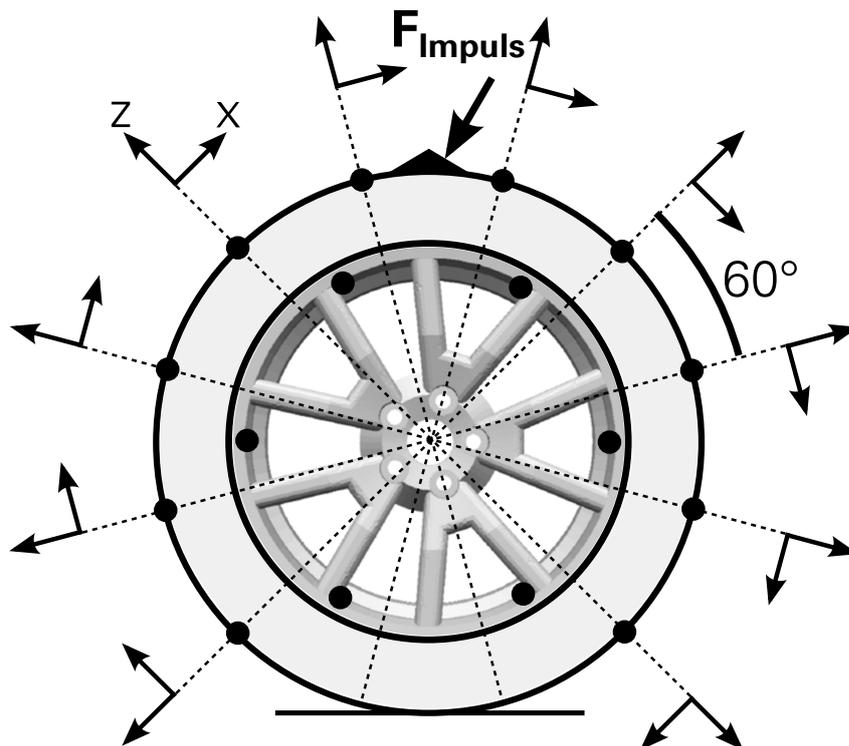


Abbildung 4.12: Test-Setup der experimentellen Modalanalyse

Die Charakteristik der Anregung lässt sich mit der Schlagkalotte des Impulshammers sowie mit den Materialeigenschaften des Anschlagpunktes auf der Struktur beeinflussen. Analysiert wird die spektrale Charakteristik der Anregung anhand der Fourier-Transformierten des Hammerkraftsignals beim Anschlagen der Struktur. Die theoretisch ideale Anregung wird mit einem

Dirac-Impuls erreicht. Aufgrund der infinitesimalen Dauer des Impulses ergibt sich im Spektrum eine konstante Amplitude für alle Frequenzen. Bezogen auf die Modalanalyse bedeutet dies, dass alle Frequenzen gleichmäßig mit der identischen Amplitude angeregt werden. In der Praxis ist jedoch die Impulsdauer nicht infinitesimal und hängt von der Schlagkalotte des Impulshammers sowie von der Nachgiebigkeit des Anschlagpunktes der Struktur ab. Abb. 4.13 vergleicht die Frequenzspektren des Impulshammersignals bei Verwendung von Hartplastikkalotten und einem im Vergleich dazu weicheren Kunststoff. Zusätzlich ist der Vergleich zwischen der Anregung direkt auf dem Reifengürtel und der Anregung über ein aufgeklebtes Aluminiumprisma (siehe Abb. 4.12) dargestellt. Daraus wird zum einen die Notwendigkeit eines möglichst steifen Anschlagpunktes ersichtlich, da die Anregungsamplituden sonst schon bei niedrigeren Frequenzen sehr schnell abnehmen und somit die höheren Eigenfrequenzen weit weniger stark angeregt werden. Zum anderen ist erkennbar, dass die Hartplastikkalotte im Vergleich zum weicheren Kunststoff Vorteile hat, da die Amplituden gleichmäßiger über das Frequenzband verteilt sind. Basierend auf diesen Untersuchungsergebnissen wird die experimentelle Modalanalyse mit der Hartplastikkalotte sowie mit dem Aluminiumprisma (vgl. Abb. 4.12) durchgeführt.

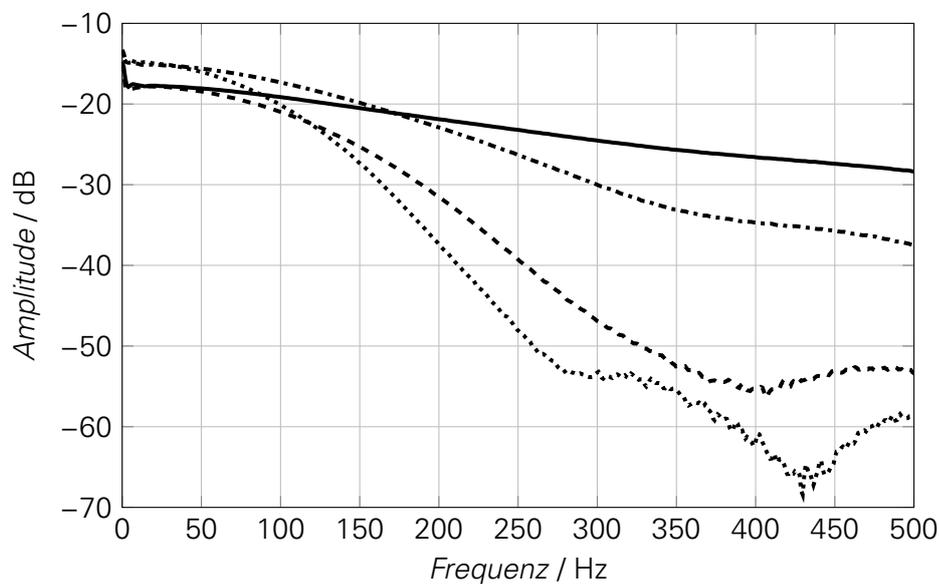


Abbildung 4.13: Anregungscharakteristik bei der experimentelle Modalanalyse  
 — Hartplastik-Alu; - - - Hartplastik-Reifen; - · - · - Soft-Alu; · · · · · Soft-Reifen

Die Ermittlung der gesuchten modalen Parameter (Eigenfrequenzen, Dämpfungen und Eigenvektoren) erfolgt über die Anpassung der analytischen Übertragungsfunktion von Ein- oder Mehrmassenschwingern an die gemessenen Übertragungsfunktionen. Nach Gleichung (4.14) und Gleichung (4.15) lässt sich die Übertragungsfunktion eines Einmassenschwingers anhand des Residuums  $R$  und der Polstelle  $p$  sowie ihrer komplex-konjugierten  $R^*$  und  $p^*$  darstellen.

$$H(j\omega) = \frac{R}{j\omega - p} + \frac{R^*}{j\omega - p^*} \quad (4.14)$$

mit

$$p = -\sigma + j\omega_d \quad (4.15)$$

Entsprechend Gleichung (4.16) lässt sich in Analogie zum Einmassenschwinger auch die Übertragungsfunktion eines Mehrmassenschwingers in der Residuum/Pol-Form als Linearkombination der  $N$  Freiheitsgrade bzw. Eigenfrequenzen ausdrücken.

$$H(j\omega) = \sum_{m=1}^N \frac{R_m}{j\omega - p_m} + \frac{R_m^*}{j\omega - p_m^*} \quad (4.16)$$

Die Residuen eines Mehrmassen- bzw. Mehrfreiheitsgradschwingers sind proportional zum entsprechenden Eigenvektor und können damit zur Identifikation der Schwingform herangezogen werden. Die Polstellen enthalten mit dem Abklingkoeffizienten  $\sigma$  sowie mit der gedämpften Eigenkreisfrequenz  $\omega$  die übrigen gesuchten Parameter. Die Anpassung der analytischen Ausdrücke im Eigenfrequenzbereich der gemessenen Übertragungsfunktion liefert damit die Informationen über alle drei gesuchten modalen Parameter.

Grundsätzlich ist (wie bereits angedeutet) die Parameteridentifikation zwischen dem SDOF (engl. Single Degree Of Freedom)-Verfahren und dem MDOFD (engl. Multi Degree Of Freedom)-Verfahren zu unterscheiden. Beim MDOF-Verfahren werden gleichzeitig mehrere Resonanzbereiche der gemessenen Übertragungsfunktion mit der Übertragungsfunktion eines Mehrmassenschwingers approximiert. Dagegen wird beim SDOF-Verfahren jeweils die Übertragungsfunktion eines Einmassenschwingers an eine einzelne Resonanzstelle der gemessenen Übertragungsfunktion angepasst (siehe Abb. 4.14). Damit wird lediglich der Einfluss der aktuell interessierenden Resonanzstelle berücksichtigt. Der Einfluss von Resonanzstellen über oder unterhalb des interessierenden Frequenzbereiches wird ausgeschlossen. Daraus folgt, dass SDOF-Verfahren besonders dann geeignet sind, wenn die Resonanzstellen der gemessenen Übertragungsfunktion weit auseinander liegen und die jeweilige Schwingform nur schwach gedämpft ist. Nach BAHNERT et al. [BLV12] und MUNDL et al. [Mun+07] nehmen sowohl die Modendichte als auch die Dämpfung der Reifeneigenschwingungen bei Radialreifen über der Frequenz stark zu. Damit stellen SDOF-Verfahren für die hier relevanten Eigenschwingungen im unteren Frequenzbereich bis ca. 100 Hz mit relativ niedriger Dämpfung sowie deutlichem Abstand der Eigenfrequenzen geeignete Identifikationsverfahren für die modalen Parameter dar.

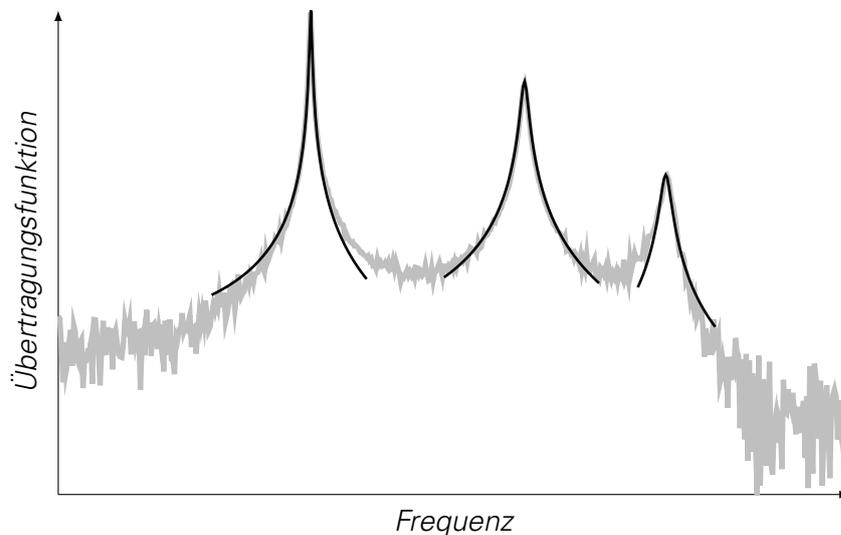


Abbildung 4.14: SDOF-Parameteridentifikation bei gegebener Übertragungsfunktion

## 4.4 ANALYSE DES DRUCKABHÄNGIGEN ABROLLUMFANGS

Wie in Kapitel 2.3 erläutert, basiert die Funktionsweise eines indirekten Reifendruckkontrollsystems neben dem druckabhängigen Schwingverhalten auch auf der Druckabhängigkeit des Abrollumfangs bzw. des dynamischen Rollradius (siehe auch Kapitel 3.2). Nach ROSCHER et al. [RSP12] und UNDERBERG et al. [Und+14] ist auch die Sensitivität des Abrollumfangs bzgl.

eines Druckverlusts sehr stark reifenabhängig und muss daher während des Fahrzeugentwicklungsprozesses überprüft bzw. bewertet werden. Abb. 4.15 vergleicht die Messmethodik zur Bewertung des dynamischen Rollradius bzw. Abrollumfangs am Außentrommelprüfstand und im Fahrversuch.

Am Prüfstand lässt sich der dynamische Rollradius entsprechend Gleichung (4.17) aus der umgekehrten Proportionalität des dynamischen Rollradius zum Trommelradius sowie der Winkelgeschwindigkeiten von Trommel und Rad berechnen. Bei bekanntem Trommelradius werden die beiden Winkelgeschwindigkeiten als Messgrößen benötigt. Der in Abb. 4.15 angegebene statische Rollradius  $r_{stat}$  bezeichnet den vertikalen Abstand zwischen dem Reifenmittelpunkt und der Trommeloberfläche und wird (zusätzlich) zur Plausibilisierung bzw. Überprüfung gemessen. Der Abrollumfang ergibt sich nach Gleichung (4.18).

$$\frac{r_{dyn}}{r_{Trommel}} = \frac{\Omega_{Trommel}}{\Omega_{Rad}} \quad (4.17)$$

$$U_{Reifen} = 2 \cdot \pi \cdot r_{dyn} \quad (4.18)$$

Die grundsätzliche Methodik zur Ermittlung des druckabhängigen Rollradius ist im Fahrversuch identisch zum Prüfstand. Jedoch ist die exakte Bestimmung der Fahrzeuggeschwindigkeit nur über GPS oder mittels der exakten Zeitmessung einer bestimmten Fahrstrecke möglich. Da einer der Hauptvorteile eines indirekten Reifendruckkontrollsystems darin besteht, dass ausschließlich im Fahrzeug bereits vorhandene Sensorsignale genutzt werden, erfolgt auch der Fahrversuch zur Bestimmung des druckabhängigen Rollradius ohne GPS und Zeitmessung zur exakten Ermittlung der Fahrgeschwindigkeit. Daraus ergibt sich, dass entweder die Bewertung nur auf der relativen Änderung der Winkelgeschwindigkeiten basiert oder die dynamischen Rollradien näherungsweise über die im ESP-Steuergerät berechnete Fahrzeuggeschwindigkeit ermittelt werden.

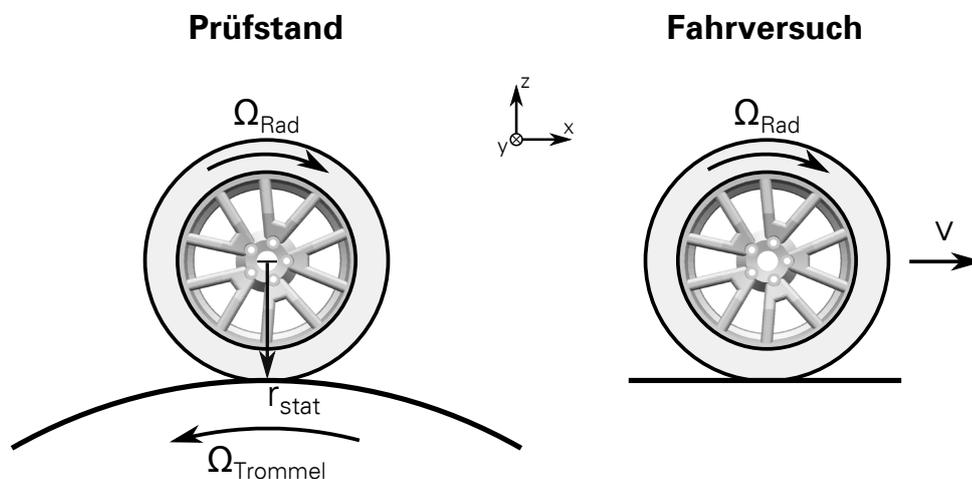


Abbildung 4.15: Test-Setup zur Bewertung des dynamischen Rollradius am Außentrommelprüfstand und im Fahrversuch

## 4.5 VORSTELLUNG DER VERWENDETEN PRÜFSTÄNDE UND FAHRZEUGE

Neben der Beschreibung der Messmethodiken werden für die Diskussion der Messergebnisse im folgenden Hauptkapitel (Kapitel 5) sowohl die Prüfstände als auch die Versuchsfahrzeuge zur Umsetzung der messtechnischen Methoden vorgestellt.

### 4.5.1 REIFENPRÜFSTAND

Der verwendete Reifenprüfstand nach Abb. 4.16 (links) entspricht einem Außentrommelprüfstand mit einem Trommeldurchmesser von 2 m, welcher auch in den Arbeiten von JESCHOR [Jes05], HILSCHER [Hil08] und EINSLE [Ein10] verwendet wurde. Die Trommel wird mittels eines Elektromotors mit vorgeschaltetem Getriebe angetrieben. Damit lässt sich ein Geschwindigkeitsbereich bis zu  $320 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  realisieren. Zur Schwingungsanregung des Reifens besitzt die Trommel Aufnahmepunkte zur Montage von z.B. Schlagleisten. Der Prüfstandsaufbau lässt sich in vertikaler Richtung verfahren, wodurch die Radlast einstellbar ist. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, sowohl Sturz- als auch Schräglaufwinkel einzustellen. Die Reifenkräfte und -momente werden über eine 6-Komponenten-Messnabe erfasst. Zudem werden u.a. Radwinkelgeschwindigkeit und Trommelgeschwindigkeit über Inkrementalgeber detektiert. Während der Messung lassen sich der vertikale Freiheitsgrad sowie die Winkeleinstellungen (Sturz und Schräglauf) blockieren. Der einzig verbliebene Freiheitsgrad des Rades ist dann die Rotation um die Drehachse ( $y$ -Achse).

Ein wichtiger Parameter des Prüfstands in Bezug auf die rotatorische (um die Rad-Rotationsachse) sowie die longitudinale Schwingungsanalyse von Reifen ist das Massenträgheitsmoment aller drehenden Teile um die  $y$ -Achse. Im verwendeten Prüfstand nach Abb. 4.16 (links) bestehen die drehenden Teile aus einer Bremsscheibe (zur Realisierung von Bremsschlupf), einem Ringfeder-Spannelement (zur Befestigung der Bremsscheibe an der Welle), den drehenden Teilen der Messnabe sowie einem Adapter, welcher zwischen Anschraubebene der Messnabe und der Felge sitzt. Das Gesamtmassenträgheitsmoment der Prüfstandsteile um die Drehachse beträgt am Reifenprüfstand  $0,1993 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ . Der Einfluss des Massenträgheitsmoments der Trommel wird aufgrund ihres großen Durchmessers von 2 m als vernachlässigbar klein angenommen.

Ein weiterer, sehr wichtiger Aspekt bei der Analyse des Reifenschwingverhaltens ist die ausreichend hohe Steifigkeit des Prüfstandsaufbaus, um die Beeinflussung des Reifenschwingverhaltens durch Prüfstandsschwingungen möglichst zu minimieren. Die hohe Relevanz der Prüfstandssteifigkeit wird auch von SCHMEITZ [Sch04] und OLDENETTEL et al. [OK97] erkannt (siehe Kapitel 3.1.2). Strukturdynamische Analysen des verwendeten Prüfstands zeigen, dass dessen erste relevante Eigenfrequenz in vertikaler Richtung oberhalb 200 Hz und in Längsrichtung oberhalb 400 Hz auftritt. Der für diese Arbeit relevante Frequenzbereich (bis 100 Hz) liegt damit deutlich unterhalb der Prüfstandseigenfrequenzen. Darüber hinaus weisen auch SARKISOV et al. [Sar+15] die hohe Struktursteifigkeit des verwendeten Reifenprüfstands nach und bestätigen damit die Eignung des Prüfstands zur Analyse des Reifenschwingverhaltens. Weiterführende Informationen zum Reifenprüfstand können dem Internet-Auftritt des Lehrstuhls Kraftfahrzeugtechnik der TU Dresden entnommen werden [KFT].

### 4.5.2 RAD-ACHS-PRÜFSTAND

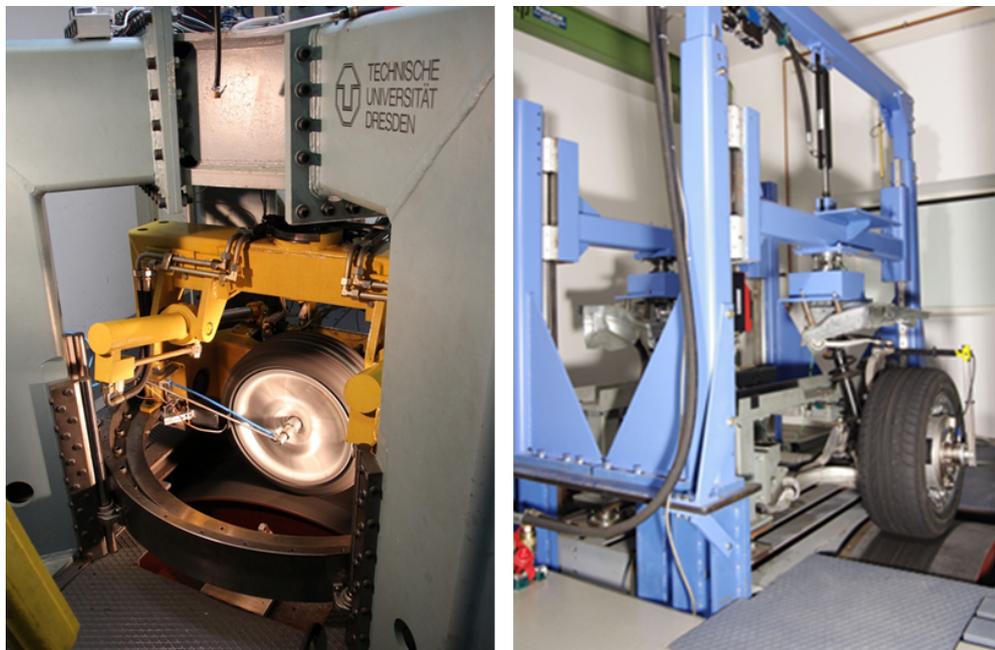
Analog zum Reifenprüfstand entspricht auch der Rad-Achs-Prüfstand Abb. 4.16 (rechts) einem Außentrommelprüfstand mit einer Trommel von 2 m Durchmesser, welche über einen Elektromotor angetrieben wird (Maximalgeschwindigkeit  $250 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ ). Auch die Trommel des Rad-Achs-Prüfstands hat Aufnahmepunkte zur Montage von z.B. Schlagleisten zur Durchführung von Schwingungsanalysen des Reifens. Im Gegensatz zum Reifenprüfstand ist der Reifen jedoch nicht an einem starren Aufbau befestigt, sondern an einer realen Mehrlenker-Vorderachse, welche identisch zur Radaufhängung des Versuchsfahrzeugs 1 (siehe Kapitel 4.5.3) ist. Die einzelnen Lenker sind im Fahrzeug über Elastomerlager bzw. Hydrolager mit der Karosserie verbunden. Am Prüfstand sind die karosserieseitigen Anbindungspunkte am Prüfstandsaufbau montiert. Aufgrund der Anbindung mittels Elastomerlagern besitzt das Rad prinzipiell Freiheitsgrade in allen Raumrichtungen. Zudem kommen die Federung und die Dämpfung in Hubrichtung sowie die Möglichkeit, den Lenkwinkel einzustellen, hinzu. Die Messung der Reifenkräfte erfolgt mittels eines 5-Komponenten-Messrad (einsetzbar für 17", 18" und 19" Reifen), auf das der Reifen

anstatt auf die Felge montiert wird. Zusätzlich werden analog zum Reifenprüfstand auch die Geschwindigkeit der Trommel sowie die Radwinkelgeschwindigkeit über den auch im Fahrzeug eingesetzten ABS-Drehzahlsensor erfasst.

Das Massenträgheitsmoment der drehenden Teile (um die y-Achse) des Rad-Achs-Prüfstands setzt sich lediglich aus der Bremsscheibe sowie der Radnabe zusammen, da am Prüfstand der Antriebsstrang nicht berücksichtigt ist. Damit beträgt das Massenträgheitsmoment  $0,1937 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$  und ist dem am Reifenprüfstand sehr ähnlich. Jedoch ist zu beachten, dass das Massenträgheitsmoment des Messrades für eine bestimmte Reifengröße (17", 18" oder 19") konstant ist, während am Reifenprüfstand das Massenträgheitsmoment für eine Reifendimension in Abhängigkeit vom Felgendesign variieren kann.

Des Weiteren kann der Rad-Achs-Prüfstand im Vergleich zum Reifenprüfstand konzeptbedingt nicht so steif ausgeführt werden. Konkrete Analysen bzgl. der Strukturdynamik des Rad-Achs-Prüfstandes liegen im Rahmen dieser Arbeit nicht vor. Jedoch ist zu erwarten, dass die ersten Eigenfrequenzen des Prüfaufbaus unterhalb denen des Reifenprüfstands liegen.

Weiterführende Informationen zum Rad-Achs-Prüfstand können dem Internet-Auftritt des Lehrstuhles Kraftfahrzeugtechnik der TU Dresden entnommen werden [KFT].



**Abbildung 4.16:** Reifenprüffeld (links Reifenprüfstand; rechts Rad-Achs-Prüfstand) des Lehrstuhls Kraftfahrzeugtechnik (LKT) an der Technischen Universität Dresden, [KFT]

### 4.5.3 VERSUCHSFAHRZEUGE

Im Rahmen dieser Arbeit werden die Fahrversuche mit zwei unterschiedlichen Versuchsfahrzeugen durchgeführt, welche jedoch im Hinblick auf das grundlegende Achskonzept identisch sind. Lediglich die konkrete Fahrwerkabstimmung unterscheidet sich. Tabelle 4.3 enthält die Eckdaten beider Versuchsfahrzeuge. Es ist zu erkennen, dass jeweils die Vorderachsen mit einer Fünflenker-Radaufhängung realisiert sind. Wie bereits angesprochen, wird die Vorderachsradaufhängung des Versuchsfahrzeuges 1 auch am Rad-Achs-Prüfstand eingesetzt. Das Hinterachskonzept beider Fahrzeuge entspricht einer Trapezlenker-Radaufhängung.

Die wichtigsten Messgrößen im Fahrversuch, sowohl in der vorliegenden Arbeit als auch für die indirekte Reifendruckkontrolle an sich, sind die ABS-Raddrehzahlsignale aller vier Räder. Neben

Tabelle 4.3: Versuchsfahrzeuge

Fahrzeugdaten	Versuchsfahrzeug 1	Versuchsfahrzeug 2
Modell	AUDI S5 Coupé	AUDI A6 Limousine
Baujahr	2009	2012
Antrieb	Allrad	Front
Motorbauart	V8-Ottomotor	Reihenvierzylinder TDI
Hubraum / cm <sup>3</sup>	4163	1968
Max. Leistung in kW bei min <sup>-1</sup>	260 / 7000	110 / 4200
Achskonzept Vorderachse	Fünflenker-Achse	Fünflenker-Achse
Achskonzept Hinterachse	Trapezlenker-Achse	Trapezlenker-Achse
Leergewicht / kg	1675	1700

der Drehzahl werden auch weitere standardmäßig vorhandene Sensordaten (z.B. Temperatur) erfasst. Im Hinblick auf die Korrelationsanalyse zu den Prüfstandsergebnissen werden analog zum Rad-Achs-Prüfstand Messräder eingesetzt, um die Reifenkräfte zu erfassen. Alle Fahrversuche wurden auf der Schnellbahn im „Prüfgelände Neustadt“ der AUDI AG durchgeführt.

## 4.6 ZUSAMMENFASSUNG

Zu Beginn des Kapitels wird beschrieben, mit welchen Methoden der belastete, rotierende Reifen im Hinblick auf die Schwingungsanalyse angeregt werden kann. Es wird gezeigt, dass sich sowohl bei der Einzelhindernisüberfahrt als auch bei der stochastischen Fahrbahnanregung eine stark geschwindigkeitsabhängige Anregungscharakteristik ergibt. Dies führt dazu, dass z.B. die Torsions-Längsreifenmode bei der Einzelhindernisüberfahrt nur bis ca.  $35 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  nennenswert angeregt wird. Dagegen ist der nutzbare Geschwindigkeitsbereich bei der stochastischen Fahrbahnanregung mit bis zu ca.  $95 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  deutlich größer. Des Weiteren wird dargestellt, dass die Anregungscharakteristik in Bezug sowohl auf die Frequenzlagen als auch auf die maximalen Kraftamplituden von der Schlagleisteengeometrie bzw. von der Charakteristik der Fahrbahnoberfläche beeinflusst wird.

Die Analyse der Schwingungsantwort wird unterteilt in die Auswertung von kinematischen (Radwinkelgeschwindigkeit) und kinetischen (Reifenkräfte) Größen und in die optische Auswertung. Aus der Bewertung der Methoden ergibt sich, dass die optische Auswertung im Vergleich zu den kinematischen und kinetischen Größen entscheidende Nachteile im Hinblick auf den zeitlichen Messaufwand sowie auf die Anforderungen an die Versuchsumgebung aufweist. Daher wird die optische Analyse im weiteren Verlauf der Arbeit nicht weiter berücksichtigt.

Als Sonderpunkt behandelt das Kapitel die experimentelle Modalanalyse am stehenden, belasteten Reifen zur Ermittlung der Strukturmechanik (hinsichtlich Eigenfrequenzen und Eigenmoden) des Reifens. Es wird sowohl der messtechnische Aufbau als auch die Auswertemethodik zur Ermittlung der modalen Parameter erläutert. Neben dem Reifenschwingverhalten wird die Methodik zur Ermittlung bzw. Abschätzung des dynamischen Rollradius bzw. des Abrollumfangs am Prüfstand sowie im Fahrversuch betrachtet.

Die verwendete Versuchsumgebung besteht aus einem Reifenprüfstand zur Durchführung von Reifenmessungen auf Komponentenebene. Als Zwischenstufe zwischen Komponentenmessung und Gesamtfahrzeugversuch wird der Rad-Achs-Prüfstand vorgestellt, gefolgt von den Versuchsfahrzeugen zur Durchführung der Fahrversuche auf dem Prüfgelände.

Tabelle 4.4 fasst die Methoden zur messtechnischen Ermittlung des Reifenschwingverhaltens, welche (im Hinblick auf die Weiterverwendung) in der vorliegenden Arbeit verwendet werden, zusammen. Daraus geht hervor, dass die Auswertung der kinematischen und kinetischen Größen sowohl an beiden Prüfständen (Reifenprüfstand und Rad-Achs-Prüfstand) mit Einzelhindernisüberfahrten als auch im Fahrversuch mit stochastischer Fahrbahnanregung weiterverfolgt wird. Ebenfalls weiter betrachtet wird die experimentelle Modalanalyse, deren Ergebnisse im folgenden Kapitel mit den Aussagen aus den Schlagleistenmessungen am Reifenprüfstand gegenübergestellt werden. Dagegen entfällt die optische Auswertung aufgrund der beschriebenen Nachteile im weiteren Verlauf der Arbeit.

**Tabelle 4.4:** Zusammenfassung der messtechnischen Methoden zur Analyse des Reifenschwingverhaltens

		Prüfmethodik		
		Einzelhindernis	Stoch. Fahrbahn	Exp. Modalanalyse
Auswertung	Kinematische und kinetische Größen	Prüfstände	Fahrversuch	x
	Optische Auswertung	x	x	x
	Exp. Modalanalyse	x	x	Reifenprüfstand

# 5 DRUCKABHÄNGIGES REIFENVERHALTEN IN DER MESSUNG

Der Schwerpunkt des folgenden Kapitels liegt auf dem druckabhängigen Reifenschwingverhalten, das mit den in Kapitel 4 vorgestellten Methoden ermittelt wird. Entsprechend Tabelle 4.4 wird das Reifenschwingverhalten am Reifenprüfstand und am Rad-Achs-Prüfstand mit Schlagleistenüberfahrten sowie im Fahrversuch bei stochastischer Fahrbahnanregung analysiert. Zudem erfolgt der Vergleich der Reifenprüfstandsergebnisse (für die Reifenlängskraft) mit den Ergebnissen der experimentellen Modalanalyse. Wie bereits in Kapitel 4.5.2 beschrieben, entspricht die am Rad-Achs-Prüfstand montierte Radaufhängung der Vorderachsradaufhängung des Versuchsfahrzeugs 1. Daher werden für den Vergleich zwischen Prüfstand und Fahrversuch die Ergebnisse an der Vorderachse des Versuchsfahrzeugs 1 ausgewertet. Basierend auf den Ergebnissen von Reifenprüfstand, Rad-Achs-Prüfstand und Fahrversuch erfolgt die Analyse der Interaktion zwischen dem Reifen und der Radaufhängung bzw. dem Fahrzeug in Hinblick auf das Reifenschwingverhalten.

Neben dem druckabhängigen Reifenschwingverhalten wird der Abrollumfang in Abhängigkeit vom Reifendruck am Reifenprüfstand entsprechend der in Kapitel 4.4 vorgestellten Methode analysiert.

## 5.1 STOCHASTISCHE FAHRBAHINANREGUNG IM FAHRVERSUCH

Gemäß der Zielsetzung des Forschungsprojekts wird in der vorliegenden Dissertation eine Methode entwickelt, um insbesondere die Druckabhängigkeit der Torsions-Längsreifenmode (siehe Kapitel 3.1.2) zu bewerten. Dementsprechend wird im Folgenden das Reifenschwingverhalten im Fahrversuch bei stochastischer Fahrbahnanregung diskutiert. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse dienen als Referenz für die Einzelhindernismessungen am Reifen- und am Rad-Achs-Prüfstand sowie für die experimentelle Modalanalyse.

Abb. 5.1 vergleicht die spektralen Leistungsdichten der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit bei gleichförmiger Fahrt mit  $60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  mit dem Versuchsfahrzeug 1. Die Reifenlängskraft wird mit einem Messrad, auf das der Reifen montiert ist, detektiert. Die Radwinkelgeschwindigkeit wird mit dem ABS-Drehzahlsensor aufgenommen. Es ist zu erkennen, dass sich die Torsions-Längsmode, welche typischerweise zwischen 30-45 Hz auftritt, sowohl in der Radwinkelgeschwindigkeit als auch in der Reifenlängskraft abbildet. Zudem ist ersichtlich, dass die qualitative Druckabhängigkeit für die Längskraft und die Radwinkelgeschwindigkeit identisch ist. Neben der abnehmenden Schwingfrequenz ist eine Zunahme der Schwingamplitude bei sinkendem Reifendruck zu beobachten. Der Vergleich der Absolutfrequenzen zwischen der Reifenlängskraft und der Winkelgeschwindigkeit zeigt, dass die Schwingfrequenzen der Reifenlängs-

kraft für beide Reifendrucke minimal höher sind als die der Radwinkelgeschwindigkeit. Aus den dargestellten Ergebnissen wird ersichtlich, dass die Schwingform der Torsions-Längsreifenmode eine starke Kopplung zwischen der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit hervorruft und beide Größen auch die qualitativ identischen Abhängigkeiten von Randbedingungen wie dem Reifendruck ausweisen. Damit kann diese Schwingung als eine Eigenschwingung des gekoppelten Schwingungssystems Reifen-Felge mit einem Rotationsfreiheitsgrad (um die Drehachse) der Felge sowie mit zwei Freiheitsgraden des Gürtels (in Längs- und Rotationsrichtung) aufgefasst werden.

Darüber hinaus ist zu erkennen, dass im Frequenzbereich bis 100 Hz die Torsions-Längsreifenmode dominant im Spektrum auftritt und keine weiteren ausgeprägten Resonanzstellen auftreten. Lediglich die Radwinkelgeschwindigkeit zeigt bei knapp 70 Hz einen kleinen Peak. Nach ZEGELAAR [Zeg98] und SCHMEITZ [Sch04] tritt in diesem Frequenzbereich die „anti-phase“ Mode auf, bei der Gürtel und Felge gegenphasig zueinander schwingen.

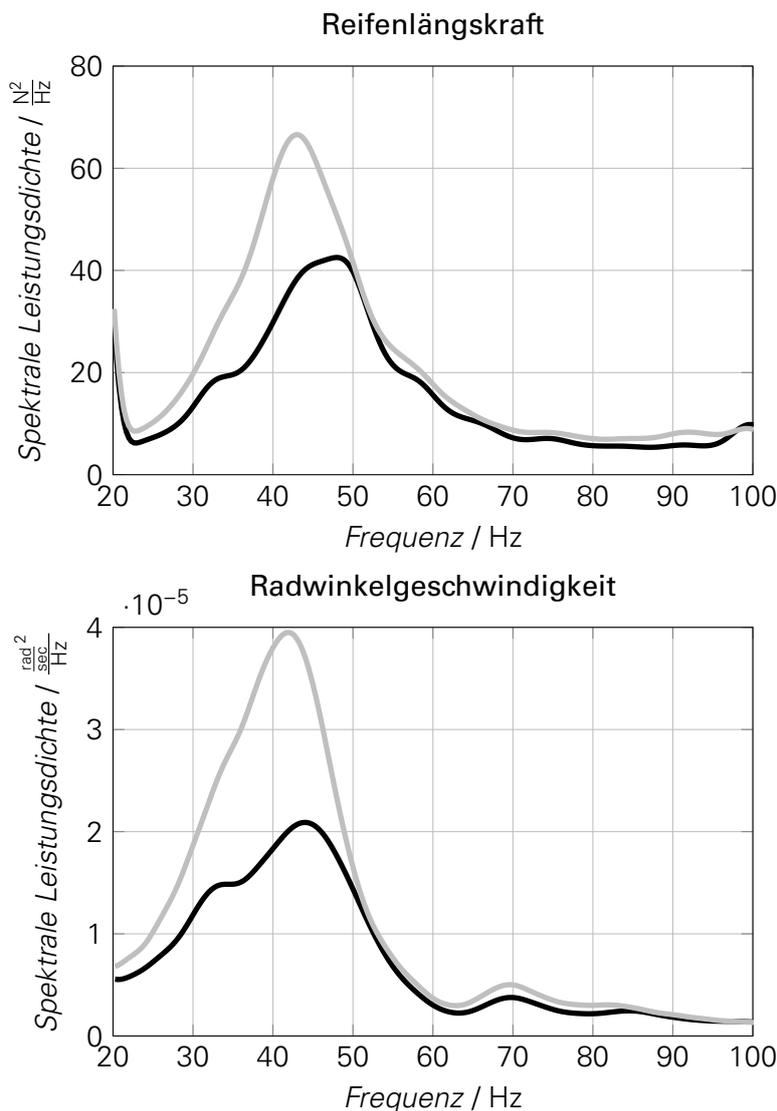
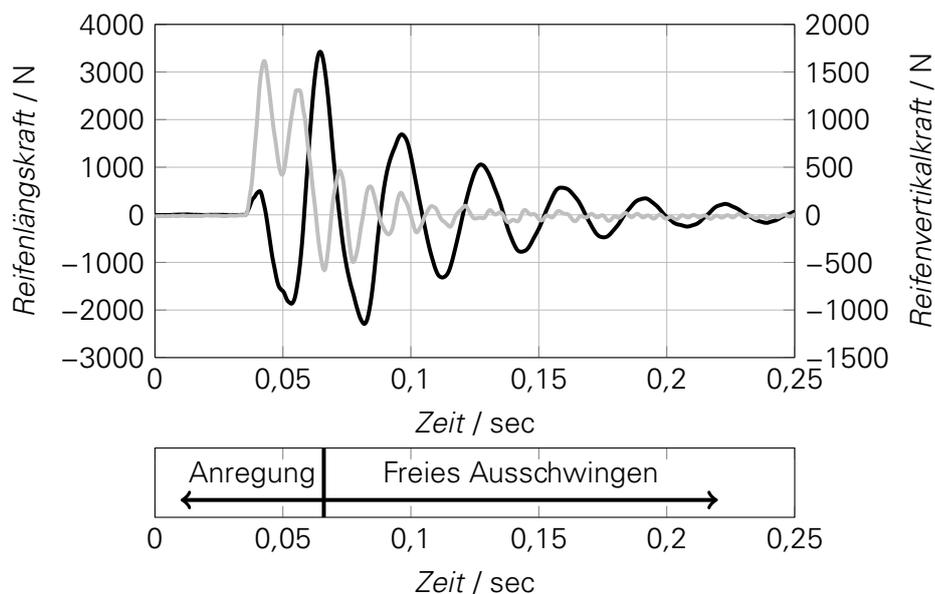


Abbildung 5.1: Druckabhängigkeit der Torsions-Längsreifenmode bei 60  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$  am linken Vorderrad des Versuchsfahrzeuges 1  
 — 2,1 bar; — 2,6 bar

## 5.2 EINZELHINDERNISÜBERFAHRT AM REIFENPRÜFSTAND

Nach der Vorstellung und der Diskussion des Reifenschwingverhaltens bei stochastischer Fahrbananregung im Fahrversuch als Referenz erfolgt die Analyse der Reifenlängskraft sowie der Radwinkelgeschwindigkeit bei Schlagleistenüberfahrten am Reifenprüfstand. Dabei werden die Messdaten sowohl im Zeitbereich als auch im Frequenzbereich vorgestellt und diskutiert. Abb. 5.2 enthält die zeitlich synchronisiert erfassten, mittelwertbereinigten Reifenkräfte in Längs- und Vertikalrichtung bei einer Schlagleistenüberfahrt am Reifenprüfstand mit  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ . Insbesondere anhand der Vertikalkraft sind die unterschiedlichen Phasen der Hindernisüberfahrt sehr gut zu beobachten. Trifft der Reifen auf das Hindernis, steigt die Vertikalkraft zunächst stark an. Im weiteren Verlauf umschließt der Reifen die Schlagleiste, wodurch die Vertikalkraft sinkt, um beim Verlassen der Schlagleiste wieder anzusteigen. Wenn der Reifen das Hindernis komplett überfahren hat, wechselt die mittelwertbereinigte Vertikalkraft das Vorzeichen. Ab diesem Zeitpunkt schwingt der Reifen auf der Trommel frei aus. Dementsprechend wird die Schlagleistenüberfahrt in die beiden Bereiche „Anregung“, wenn der Reifen in Kontakt mit der Schlagleiste steht, und „freies Ausschwingen“, wenn der Reifen auf der Trommel ausschwingt, unterteilt. Ebenfalls wird aus der Darstellung ersichtlich, dass bei niedrigen Geschwindigkeiten die Reifenlängskraft betragsmäßig deutlich höhere Kraftamplituden aufweist als die Vertikalkraft. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei der Geschwindigkeit von  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  die Torsions-Längsreifenmode angeregt wird, nicht jedoch die vertikale Starrgürtelmode (siehe Kapitel 3.1.2 bzgl. Modenbeschreibung).

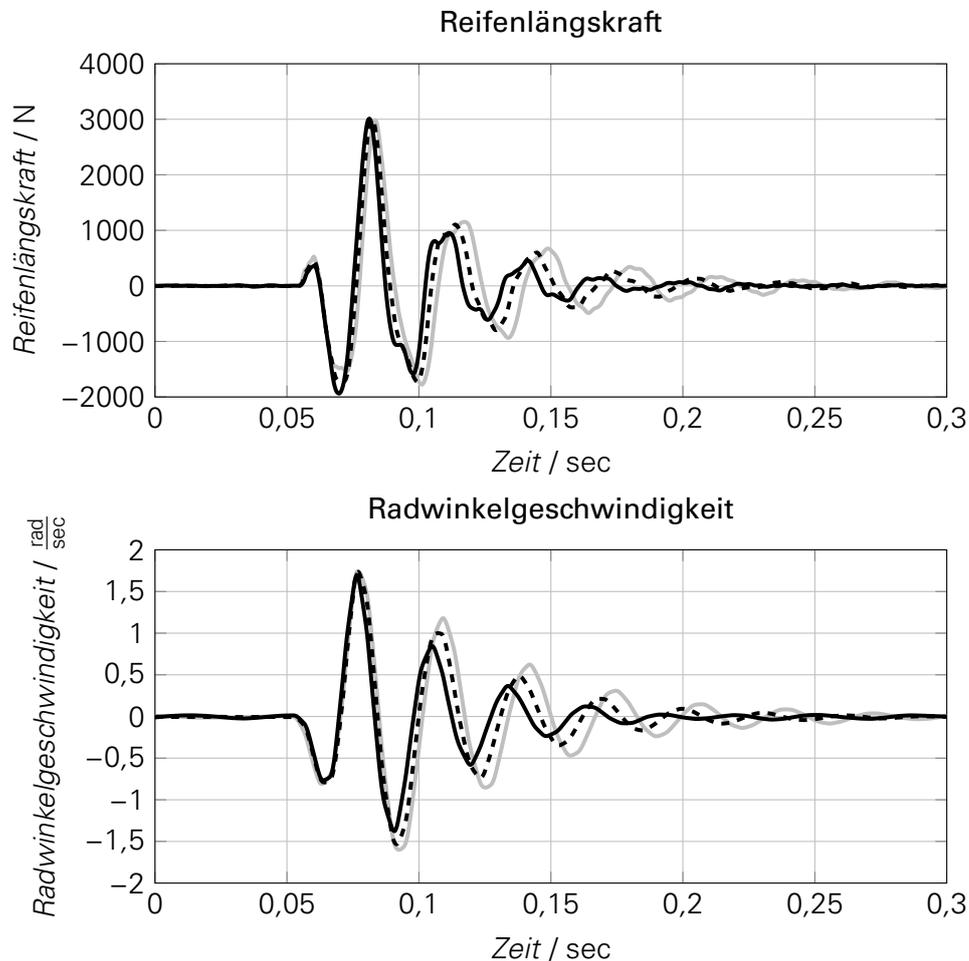


**Abbildung 5.2:** Charakteristik der Reifenlängs- und Vertikalkraft bei einer Schlagleistenüberfahrt am Reifenprüfstand mit einer Geschwindigkeit von  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 4900 N Radlast (mittelwertfrei)  
 — Reifenlängskraft; — Reifenvertikalkraft

Die Messung der Reifenkräfte erfolgt nicht synchronisiert zur Messung der Radwinkelgeschwindigkeit, da unterschiedliche Messsysteme zum Einsatz kommen. Die Diskussion der zeitlichen Verläufe von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit, jeweils in Abhängigkeit vom Reifendruck, erfolgt daher in separaten Abbildungen.

Abb. 5.3 (oben) stellt die mittelwertbereinigten Zeitverläufe der Reifenlängskraft für drei verschiedene Reifendrucke bei einer Schlagleistenüberfahrt mit  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  dar. Es zeigt sich, dass während der Anregungsphase keine Frequenzverschiebung auftritt. Lediglich die Kraftamplituden steigen mit zunehmendem Reifendruck leicht an, da der Reifen aufgrund der Pressluft stärker vorgespannt ist und damit eine höhere Längssteifigkeit besitzt. Daraus folgt, dass bei gegebenem Reifen der Kraftverlauf in der Anregungsphase maßgeblich durch die geometrische Gestaltung

der Schlagleiste beeinflusst wird. Während der Ausschwingphase ist bei geringerem Reifendruck eine Erhöhung der Wellenlänge sowie der Kraftamplituden zu beobachten. Abb. 5.3 (unten) enthält im direkten Vergleich zur Reifenlängskraft die mittelwertbereinigten Zeitverläufe der Radwinkelgeschwindigkeit. Während der Anregungsphase bleiben die Amplituden nahezu konstant. Die Ausschwingphase zeigt das qualitativ identische Verhalten wie bei der Reifenlängskraft. Neben der Zunahme der Wellenlänge steigen bei sinkendem Reifendruck die Schwingamplituden der Radwinkelgeschwindigkeit.



**Abbildung 5.3:** Zeitverläufe von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit bei einer Schlagleistenüberfahrt am Reifenprüfstand mit einer Geschwindigkeit von  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 4900 N Radlast (mittelwertfrei)  
 — 1,79 bar; - - - 2,24 bar; — 2,80 bar

Im direkten Vergleich zum Fahrversuch (siehe Abb. 5.1) enthält Abb. 5.4 die zu Abb. 5.3 korrespondierenden Amplitudenspektren der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit. Im Vergleich zum Fahrversuch zeigt sich für die Torsions-Längsreifenmode im Bereich zwischen 30-45 Hz ein qualitativ identisches Verhalten. Mit abnehmendem Reifendruck sinkt in beiden Signalen die Schwingfrequenz bei gleichzeitiger Zunahme der Schwingamplitude. Das bedeutet, die starke Kopplung zwischen Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit bei der Torsions-Längsmode, welche im Fahrversuch beobachtet werden kann (siehe Abb. 5.1), zeigt sich in gleicher Weise auch bei Einzelhindernisüberfahrten am Reifenprüfstand.

Wie in Kapitel 4.1.1 verdeutlicht, werden aufgrund der Anregungscharakteristik der Einzelhindernisüberfahrt höherfrequente Eigenschwingungen von  $ca. 50 \text{ Hz} \leq f \leq 100 \text{ Hz}$  erst bei höheren Geschwindigkeiten angeregt. So ist die „anti-phase“ Mode, bei der Gürtel und Felge gegenphasig schwingen (siehe Kapitel 3.1.2), erst bei höheren Geschwindigkeiten zu beobachten.

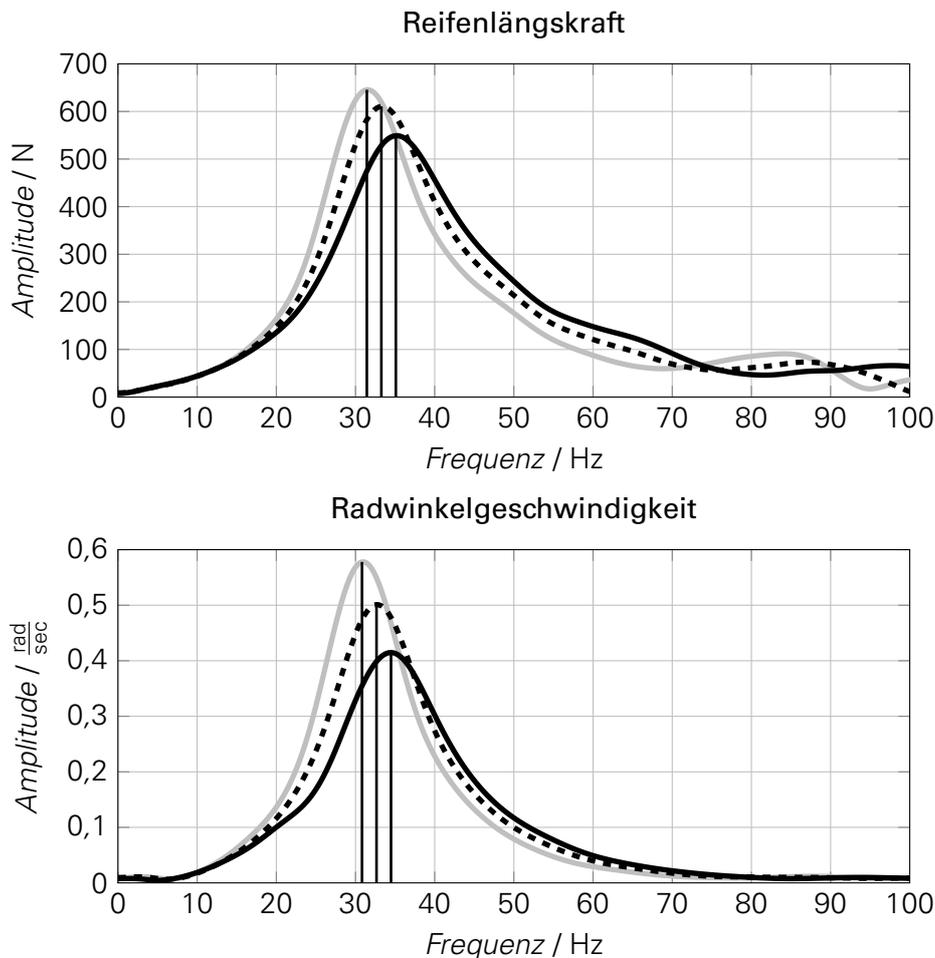


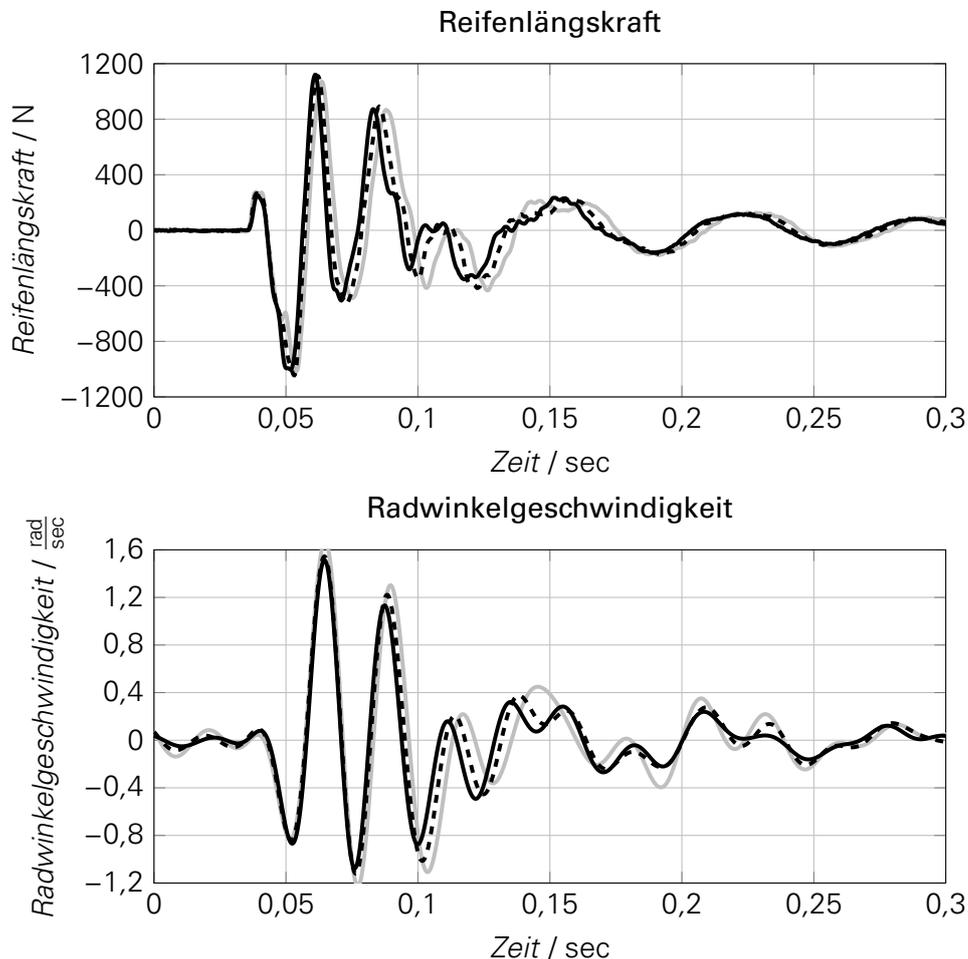
Abbildung 5.4: Amplitudenspektren von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit bei einer Schlagleistenüberfahrt am Reifenprüfstand mit einer Geschwindigkeit von  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 4900 N Radlast  
 — 1,79 bar; - - - 2,24 bar; — 2,80 bar

### 5.3 EINZELHINDERNISÜBERFAHRT AM RAD-ACHS-PRÜFSTAND

Der Rad-Achs-Prüfstand stellt eine Zwischenstufe zwischen dem Reifenprüfstand auf Komponentenebene und dem Fahrversuch auf Gesamtfahrzeugebene dar. Im Folgenden werden die Reifenlängskraft sowie die Radwinkelgeschwindigkeit am Rad-Achs-Prüfstand bei einer Schlagleistenüberfahrt mit  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 4900 N Radlast im Zeit- und Frequenzbereich vorgestellt und diskutiert. Analog zum Reifenprüfstand erfolgt am Rad-Achs-Prüfstand die Messung der Reifenkräfte und der Radwinkelgeschwindigkeit mit unterschiedlichen, nicht synchronisierten Messsystemen, weshalb die Zeitsignale getrennt voneinander betrachtet werden.

Abb. 5.5 (oben) stellt die Verläufe der mittelwertbereinigten Reifenlängskraft im Zeitbereich für drei verschiedene Reifendrucke bei einer Schlagleistenüberfahrt mit  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 4900 N Radlast dar. Während der Anregungsphase zeigt der Verlauf das vom Reifenprüfstand bekannte Verhalten mit geringfügig veränderter Amplitude und Wellenlänge. In der Ausschwingphase ist im Gegensatz zum Reifenprüfstand die eigentliche Reifenschwingung mit einer zweiten langwelligeren Schwingung überlagert, welche in der Elastokinematik der Radaufhängung begründet ist. Diese überlagerte Achs-Schwingung zeigt jedoch bzgl. Frequenz und Amplitude nahezu keine Abhängigkeit vom Reifendruck. Die Torsions-Längsreifenschwingung ist im Vergleich zum Reifenprüfstand weniger ausgeprägt beobachtbar. Die Diskussion der Druckabhängigkeit erfolgt daher ausführlich im Frequenzbereich (siehe Abb. 5.6).

Im Vergleich zur Reifenlängskraft zeigt Abb. 5.5 (unten) die Zeitverläufe der mittelwertbereinigten Radwinkelgeschwindigkeit am Rad-Achs-Prüfstand. Neben den nahezu konstanten Amplituden und Frequenzen während der Anregungsphase zeigt sich auch in der Radwinkelgeschwindigkeit der Einfluss der Elastokinematik der Radaufhängung durch eine überlagerte, langwelligere Schwingung. Die ausführliche Diskussion der Druckabhängigkeit beider Schwingungen erfolgt analog zur Reifenlängskraft im Frequenzbereich (siehe Abb. 5.6).



**Abbildung 5.5:** Zeitverläufe von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit bei einer Schlagleistenüberfahrt am Rad-Achs-Prüfstand mit einer Geschwindigkeit von  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 4900 N Radlast (mittelwertfrei)  
 — 1,79 bar; - - - 2,24 bar; — 2,80 bar

Abb. 5.6 enthält die (zu Abb. 5.5 korrespondierenden) Amplitudenspektren der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit. Zu erkennen ist in beiden Signalen bei ca. 13 Hz die im Zeitbereich beobachtbare, niederfrequente Schwingung infolge der Achselastizitäten. In beiden Signalen ist diese Schwingung in Frequenz und Amplitude nahezu unabhängig vom Reifendruck. Das bedeutet, die Kopplung zwischen der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit tritt auch für die longitudinale Achseigenschwingung auf. Im niederfrequenten Bereich bis einschließlich der Eigenfrequenz der Torsions-Längsreifenmode kann der Rad-Achs-Prüfstand (in Längsrichtung und Rotationsrichtung um die y-Achse) bei einer Schlagleistenüberfahrt als ein gekoppeltes Schwingungssystem mit einem Längsfreiheitsgrad der Radaufhängung, einem Rotationsfreiheitsgrad der Felge (um die y-Achse) sowie zwei Freiheitsgraden des Gürtels (in Längs- und Rotationsrichtung) interpretiert werden. Prinzipiell tritt die Achseigenschwingung im Fahrversuch genauso auf. Jedoch ist dies aufgrund der geringeren Anregungsintensität sowie des auf der Autokorrelationsfunktion basierenden Auswertalgorithmus, der zu sehr hohen

spektralen Leistungsdichten bei geringen Frequenzen führt, nur eingeschränkt beobachtbar. Daher wird auf die Darstellung des Frequenzbereichs  $0 \text{ Hz} \leq f \leq 20 \text{ Hz}$  in Abb. 5.1 verzichtet. Unabhängig von der Wechselwirkung mit der Radaufhängung zeigt die Torsions-Längsmode das bekannte druckabhängige Verhalten. Mit sinkendem Reifendruck nehmen sowohl in der Reifenlängskraft als auch in der Radwinkelgeschwindigkeit die Schwingfrequenzen ab und die Schwingamplituden zu. Daraus folgt, dass die Charakteristik der Torsions-Längsreifenmode bzgl. der Druckabhängigkeit durch die Wechselwirkung mit der Elastizität der Radaufhängung nicht grundlegend beeinflusst wird.

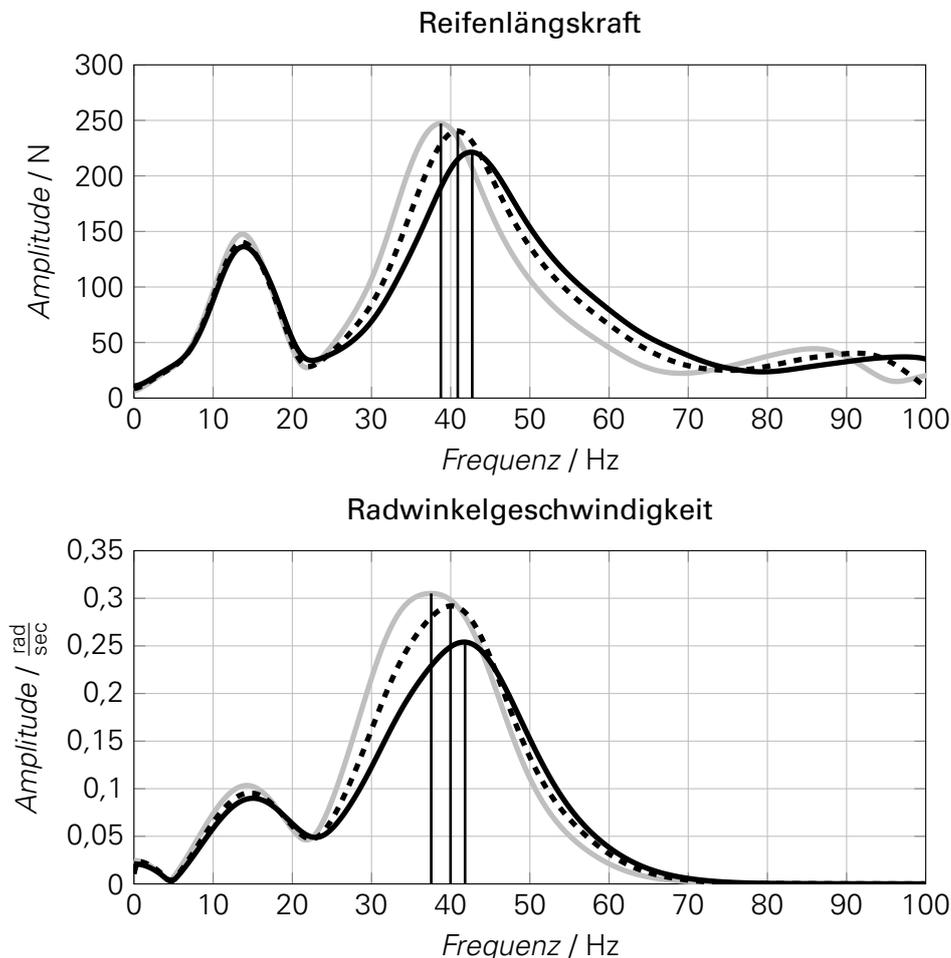
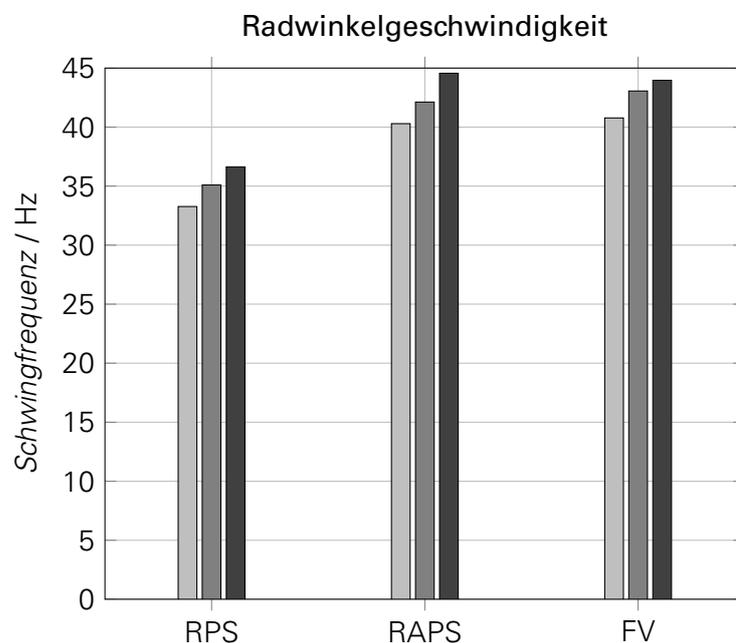


Abbildung 5.6: Amplitudenspektren von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit bei einer Schlagleistenüberfahrt am Rad-Achs-Prüfstand mit einer Geschwindigkeit von  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 4900 N Radlast  
 — 1,79 bar; - - - 2,24 bar; — 2,80 bar

## 5.4 DIREKTER VERGLEICH ZWISCHEN PRÜFSTAND UND FAHRVERSUCH

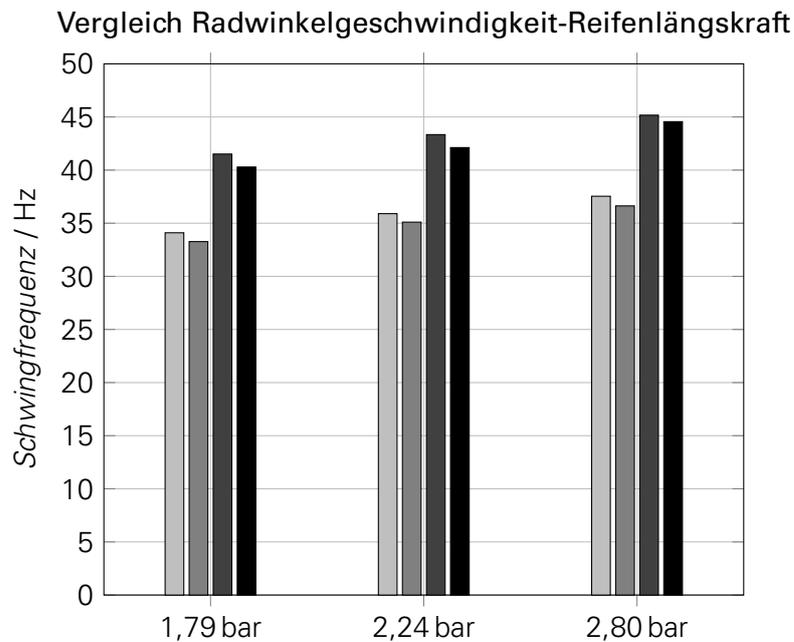
Nach der ausführlichen Darstellung und Diskussion des Reifenschwingverhaltens im Fahrversuch mit stochastischer Fahrbahnregung sowie bei Prüfstandstests am Reifenprüfstand und am Rad-Achs-Prüfstand mit Einzelhindernisanregung werden im Folgenden die druckabhängigen, quantitativen Ergebnisse für einen konkreten Reifen (Bridgestone Potenza 245/40 R18 93Y) zusammengefasst.

Abb. 5.7 vergleicht die Schwingfrequenzen der Torsions-Längsmode in der Radwinkelgeschwindigkeit am Reifenprüfstand, am Rad-Achs-Prüfstand sowie im Fahrversuch mit Versuchsfahrzeug 1 bei drei verschiedenen Drücken 1,79 bar, 2,24 bar sowie 2,80 bar. Bei den Prüfstandtests beträgt die Radlast 4900 N und ist in etwa vergleichbar mit den Vorderachsraddlasten des Versuchsfahrzeugs 1. Die Geschwindigkeit bei den Prüfstandstests beträgt  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ , die im Fahrversuch  $45 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ . Es ist zu erkennen, dass die Druckabhängigkeit bei allen Prüfzenarien gleichartig auftritt und demzufolge die generelle Druckabhängigkeit der Torsions-Längsreifenmode durch die Prüfumgebung nicht beeinflusst wird. Außerdem stellt Abb. 5.7 dar, dass die Absolutlage der Schwingfrequenz durch die Interaktion mit der Radaufhängung bzw. mit den Elastizitäten der Radaufhängung deutlich beeinflusst wird. Die Frequenzen am Rad-Achs-Prüfstand und am Fahrzeug liegen auf annähernd gleichem Niveau, während die Schwingfrequenzen am Reifenprüfstand signifikant niedrigere Werte aufweisen. Daraus folgt, dass die Elastokinematik der Radaufhängung den Haupteinflussfaktor auf die Verschiebung der Schwingfrequenz darstellt. Die ermittelten Ergebnisse korrelieren mit den Aussagen von ROPERS [Rop05], der angibt, dass die Längssteifigkeit der Radaufhängung sowie das Massenträgheitsmoment um die Rotationsachse die wesentlichen Fahrwerksparameter bei einer Einzelhindernisüberfahrt sind.



**Abbildung 5.7:** Vergleich der Schwingfrequenzen für die Radwinkelgeschwindigkeit am Reifenprüfstand (RPS), am Rad-Achs-Prüfstand (RAPS) und im Fahrversuch (FV) mit dem Versuchsfahrzeug 1  
 ■ 1,79 bar; ■ 2,24 bar; ■ 2,80 bar

Im Vergleich zu Abb. 5.7 stellt Abb. 5.8 die Schwingfrequenzen der Radwinkelgeschwindigkeit denen der Reifenlängskraft bei den drei Reifendrücken 1,79 bar, 2,24 bar und 2,80 bar am Reifenprüfstand sowie am Rad-Achs-Prüfstand gegenüber. Die Radlast bei allen Tests beträgt 4900 N, die Geschwindigkeit  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ . Neben der bekannten Druckabhängigkeit zeigt Abb. 5.8, dass die Schwingfrequenzen der Reifenlängskraft gegenüber denen der Radwinkelgeschwindigkeit bei allen drei Drücken um ca. 1-2 Hz höher liegen. Dieser Effekt zeigt sich sowohl am Reifenprüfstand als auch am Rad-Achs-Prüfstand. Das bedeutet, dass die geringfügigen Unterschiede in der Schwingfrequenz beider Signale auch unter dem Einfluss des Fahrwerks auftreten. Dies stellt einen zusätzlichen Beleg dafür dar, dass die generelle Charakteristik der Torsions-Längsreifenmode nicht durch Fahrzeugparameter und insbesondere die Radaufhängung beeinflusst wird.



**Abbildung 5.8:** Vergleich der Schwingfrequenzen zwischen Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit am Reifenprüfstand (RPS) und Rad-Achs-Prüfstand (RAPS)  
 □  $F_x$  RPS; □  $\omega$  RPS; ■  $F_x$  RAPS; ■  $\omega$  RAPS

## 5.5 EXPERIMENTELLE MODALANALYSE

Im Folgenden werden die mit der in Kapitel 4.3 vorgestellten Methode identifizierten Eigenfrequenzen und Eigenschwingformen in Abhängigkeit vom Reifendruck analysiert und diskutiert. Dabei werden nur die Schwingformen im Bereich von ca.  $0 \text{ Hz} \leq f < 100 \text{ Hz}$  betrachtet, bei denen der Reifengürtel näherungsweise als starrer Ring schwingt. Dies ergibt sich aus dem technischen Hintergrund der indirekten Reifendruckkontrolle, bei der die Torsions-Längsreifenmode ausgewertet wird, die als Starrgürtelmode angesehen werden kann. Zudem ist zu beachten, dass einerseits die Modendichte mit zunehmender Frequenz ansteigt und andererseits die Schwingformen bei höheren Frequenzen als flexible Gürtelmoden auftreten (siehe Kapitel 3.1), wodurch die Identifikation zunehmend schwieriger und weniger eindeutig wird. Die Analyse und Diskussion erfolgen anhand der Ergebnisse von zwei Reifen A (Michelin Pilot Sport 3 AO, 245/40 ZR18 93Y) und Reifen B (Michelin Latitude Sport 3 MO, 235/65 R17 104V).

Tabelle 5.1 stellt die experimentell identifizierten Schwingformen der ersten beiden Eigenfrequenzen des Reifens A bei einem Reifendruck von 2,50 bar dar. Dabei erfolgt der Vergleich zwischen dem unbelasteten Reifen und dem mit 4905 N belasteten Reifen. Wie bereits in Kapitel 4.3 angesprochen, ist der Reifen während der Messung am Reifenprüfstand montiert, wodurch sich ein rotatorischer Freiheitsgrad der Felge ergibt. Ebenfalls ist zu beachten, dass die Messungen unter dem Einfluss der Gewichtskraft  $F_G$  erfolgen.

Die Eigenschwingform der ersten Eigenfrequenz beim unbelasteten Reifen stellt eine rotatorische Bewegung der Reifengürtelmassen um die Drehachse ( $y$ -Achse) bei einer Frequenz von 63 Hz dar. Beim belasteten Reifen ist der Reifengürtel über die Kontaktzone am Untergrund gefesselt. Dadurch verändert sich die Eigenschwingform hin zu einer Kippelschwingung mit einem rotatorischen Anteil um die Drehachse ( $y$ -Achse) und einem translatorischen Anteil in  $x$ -Richtung. Die entsprechende Eigenfrequenz steigt im Vergleich zum unbelasteten Reifen von 63 Hz auf 76,5 Hz, was auf eine geringere, schwingfähige Gürtelmasse zurückzuführen ist, da ein Teil der Gürtelmasse im Aufstandsbereich gefesselt ist. Diese Schwingform ist näherungsweise vergleichbar mit der Torsions-Längsreifenmode, die in den Versuchen mit rotierenden Reifen ausgewertet wird. Durch den rotatorischen Anteil um die Drehachse ist die Eigenschwingung auch

in den Messpunkten an der Felge gleichphasig zur Gürtelrotation identifizierbar. Im Vergleich zu den Messpunkten am Reifengürtel betragen die Resonanzamplituden an der Felge jedoch nur ungefähr ein Zehntel. Infolge der geringen Anregungsintensität durch den Impulshammer besitzt die rotatorische Schwingung der Felge im Vergleich zu den Gürtelschwingungen eine untergeordnete Rolle (im Vergleich zu den Messungen mit belasteten, rotierenden Reifen). Das gekoppelte Schwingungssystem kann damit näherungsweise auf die Reifengürtelschwingungen reduziert werden. Damit ergibt sich eine deutliche Frequenzverschiebung gegenüber der Schwingfrequenz der Torsions-Längsreifenmode bei belasteten, rotierenden Reifen.

Die Eigenschwingung der zweiten identifizierten Eigenfrequenz ist durch eine Starrgürtelbewegung in vertikaler Richtung charakterisiert. Beim belasteten Reifen führt die Verringerung der schwingfähigen Gürtelmasse infolge der Gürtelbiegung im Kontaktbereich (analog zur ersten Eigenschwingung) zu einer Erhöhung der Eigenfrequenz von 96 Hz auf 101,5 Hz. In Übereinstimmung mit ZEGELAAR [Zeg98] wird aufgrund des Schwerkrafteinflusses die translatorische Starrgürtelschwingung beim unbelasteten Reifen nur in vertikaler Richtung identifiziert. Die Moden ab der dritten Eigenfrequenz treten als flexible Gürtelmoden auf und bleiben im Folgenden unberücksichtigt.

Um die Aussagekraft der Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse am stehenden, belasteten Reifen in Bezug auf die Reifenbewertung für indirekte Reifendruckkontrollsysteme zu überprüfen, wird der direkte Vergleich mit der Schlagleistenüberfahrt am Reifenprüfstand anhand von charakteristischen Kennwerten analysiert. Die Versuche erfolgen mit den vorgestellten Reifen A und Reifen B bei verschiedenen Reifendrücken. Zur Auswertung der Modalanalyse wird die „Kippelschwingung“ (erste Eigenfrequenz am belasteten Reifen) herangezogen. Die Kennwerte der Prüfstandsmessung basieren auf der Torsions-Längsschwingung, ermittelt anhand der Reifenlängskraft bei einer Schlagleistenüberfahrt mit  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ .

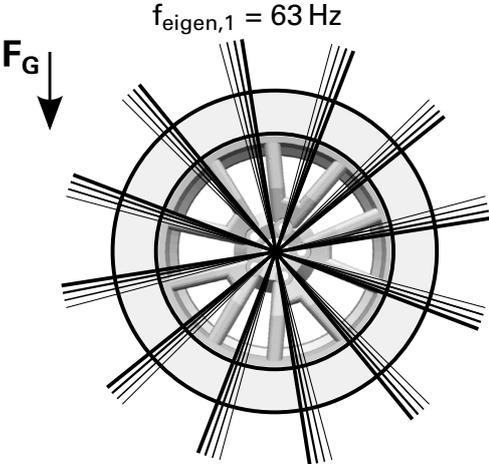
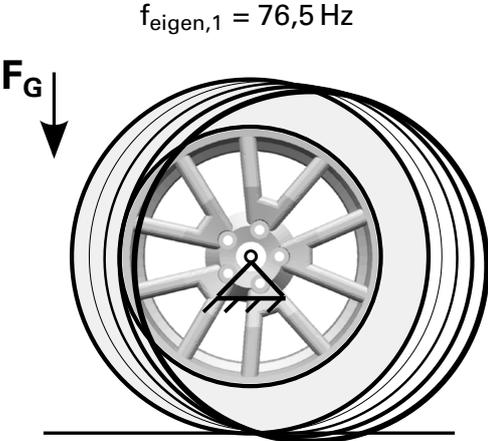
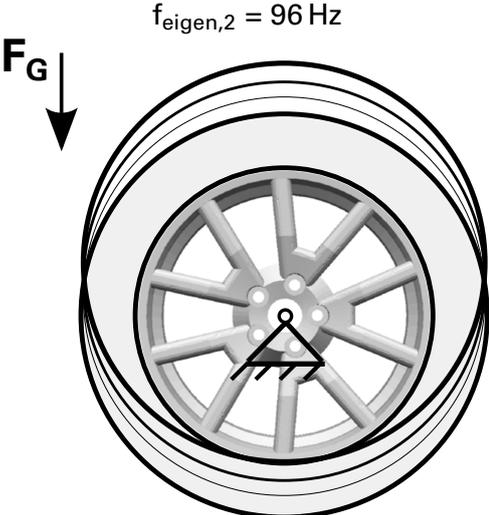
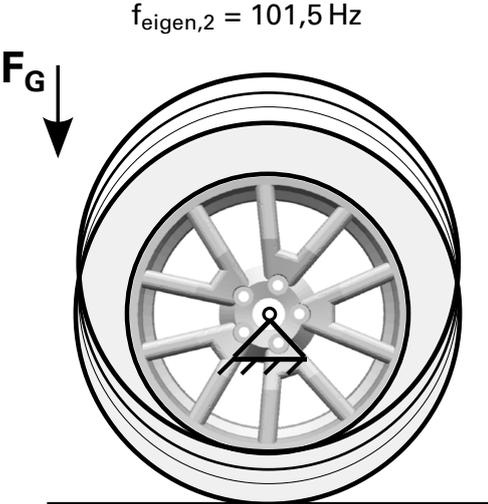
Tabelle 5.2 enthält eine Übersicht der Versuchsrandbedingungen sowie der ermittelten Kennwerte. Es ist zu erkennen, dass Reifen A im Vergleich zu Reifen B sowohl durch die experimentelle Modalanalyse als auch durch die Schlagleistenüberfahrt als weniger sensitiv (d.h. geringere Verschiebung der Schwingfrequenz bei Druckverlust) bewertet wird. Auch der relative Reifenvergleich in Bezug auf die absolute Schwingfrequenz sowie die Schwingamplitude bei jeweils 2,50 bar ist für beide Messarten identisch. Lediglich der Vergleich des über alle Reifendrücke gemittelten Dämpfungsmaßes verändert sich in Abhängigkeit der Messmethode.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass die Unterscheidung und Bewertung unterschiedlicher Reifen bzgl. deren Schwingungseigenschaften für indirekte Reifendruckkontrollsysteme mittels einer experimentellen Modalanalyse möglich ist. Jedoch ergibt sich im Vergleich zur Schlagleistenmessung am Reifenprüfstand, die eine weit verbreitete Messmethode an Außentrommelprüfständen darstellt, ein signifikant höherer zeitlicher Messaufwand. Grund dafür ist im Wesentlichen die Applikation der gesamten Messkette inklusive der Befestigung der Beschleunigungsaufnehmer auf dem Reifenelastomer. Die Durchführung der Modalanalyse als Werkzeug zur Bewertung einer Vielzahl von Reifen im Fahrzeugentwicklungsprozess ist aufgrund des erhöhten zeitlichen Messaufwandes nicht geeignet. Aus diesem Grund wird diese Methode zur Bewertung des Reifenschwingverhaltens im weiteren Verlauf der Arbeit nicht weiter berücksichtigt.

## 5.6 WECHSELWIRKUNG REIFEN-FAHRZEUG

Nachdem in den vorangegangenen Kapiteln das grundsätzliche, druckabhängige Verhalten der Torsions-Längsmode im Fahrversuch, am Reifenprüfstand, am Rad-Achsprüfstand sowie anhand der experimentellen Modalanalyse beschrieben wird, behandelt das folgende Kapitel die Interaktion zwischen dem Reifenschwingverhalten und dem Fahrzeug. Der erste Teil der Wechselwirkungsanalyse zwischen Reifen und Fahrzeug behandelt den Einfluss von Elastizitäten der Vorderachsradaufhängung. Es wird analysiert, wie sich die Variation der Längssteifigkeit der

Tabelle 5.1: identifizierte Starrkörpermoden am unbelasteten und belasteten Reifen

unbelastet 2,50 bar	belastet, 4905 N 2,50 bar
$f_{\text{eigen},1} = 63 \text{ Hz}$ 	$f_{\text{eigen},1} = 76,5 \text{ Hz}$ 
$f_{\text{eigen},2} = 96 \text{ Hz}$ 	$f_{\text{eigen},2} = 101,5 \text{ Hz}$ 

Vorderachsradaufhängung auf das druckabhängige Reifenschwingverhalten auswirkt. Der zweite Teil diskutiert den Einfluss eines elastisch gelagerten Hilfsrahmens an der Hinterachse. Die nachfolgenden Ergebnisse wurden teilweise im Rahmen der Diplomarbeit von FRANKE [Fra14] erarbeitet, die im Zusammenhang mit der vorliegenden Dissertation betreut und bearbeitet wurde.

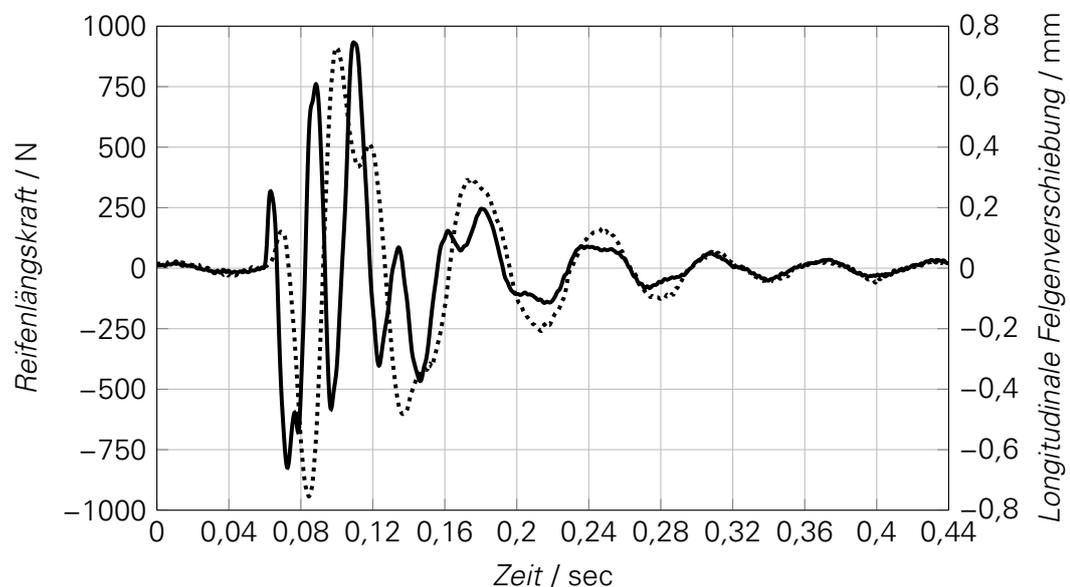
### 5.6.1 VARIATION DER LÄNGSSTEIFIGKEIT DER VORDERACHSRADAUFHÄNGUNG

Anhand der Messdaten am Rad-Achs-Prüfstand (siehe Kapitel 5.3) wird die Überlagerung der Achseigenschwingung mit der Torsions-Längsreifenschwingung beschrieben. Um die Interaktion der Radaufhängung mit dem Reifen detaillierter analysieren zu können, wird die Bewegung des Felgenmittelpunkts in longitudinaler Richtung bei einer Schlagleistenüberfahrt synchron mit der Reifenlängskraft aufgezeichnet.

**Tabelle 5.2:** Kennwertvergleich zwischen experimenteller Modalanalyse und Schlagleistenüberfahrt

	Einzelhindernis Reifenprüfstand		Experimentelle Modalanalyse	
	Reifen A	Reifen B	Reifen A	Reifen B
Radlast / N	4787	6622	4905	4905
Geschwindigkeit / $\frac{\text{km}}{\text{h}}$	30		0	
Reifendrucke / bar	2,0; 2,5; 3,1		1,5; 2,0; 2,5; 3,0	
Verschiebung Schwingfrequenz / $\frac{\text{Hz}}{\text{bar}}$	3,47	3,87	1,22	1,86
Schwingfrequenz 2,5 bar / Hz	37,84	33,45	76,06	62,25
Schwingamplitude 2,5 bar / N bzw. $\frac{\frac{\text{m}}{\text{sec}^2}}{\text{N}}$	726,3	923,5	0,38	0,56
Mittleres Dämpfungsmaß / -	0,1623	0,1381	0,0923	0,106

Abb. 5.9 vergleicht die Reifenlängskraft mit der longitudinalen Felgenverschiebung (jeweils mittelwertbereinigt) im Zeitbereich. Es ist zu erkennen, dass sowohl in der Reifenlängskraft als auch in der Längsbewegung der Felge beide charakteristischen Schwingungen, Torsions-Längsreifenmode und Achslängsschwingung, deutlich identifizierbar sind. Dem Vergleich kann zudem entnommen werden, dass sich bei der höherfrequenten Reifenschwingung die Reifenlängskraft und die Achslängsbewegung gegenphasig ausbilden, während sie bei der Achslängsschwingung in Phase zueinander sind. Dieses Ergebnis korreliert mit den Simulationsergebnissen von HAZELAAR [Haz94] und SCHMEITZ [Sch04] (die ebenfalls die Gegenphasigkeit des translatorischen Achsfreiheitsgrades mit der Reifenschwingung für die Torsions-Längsreifenmode beschreiben).

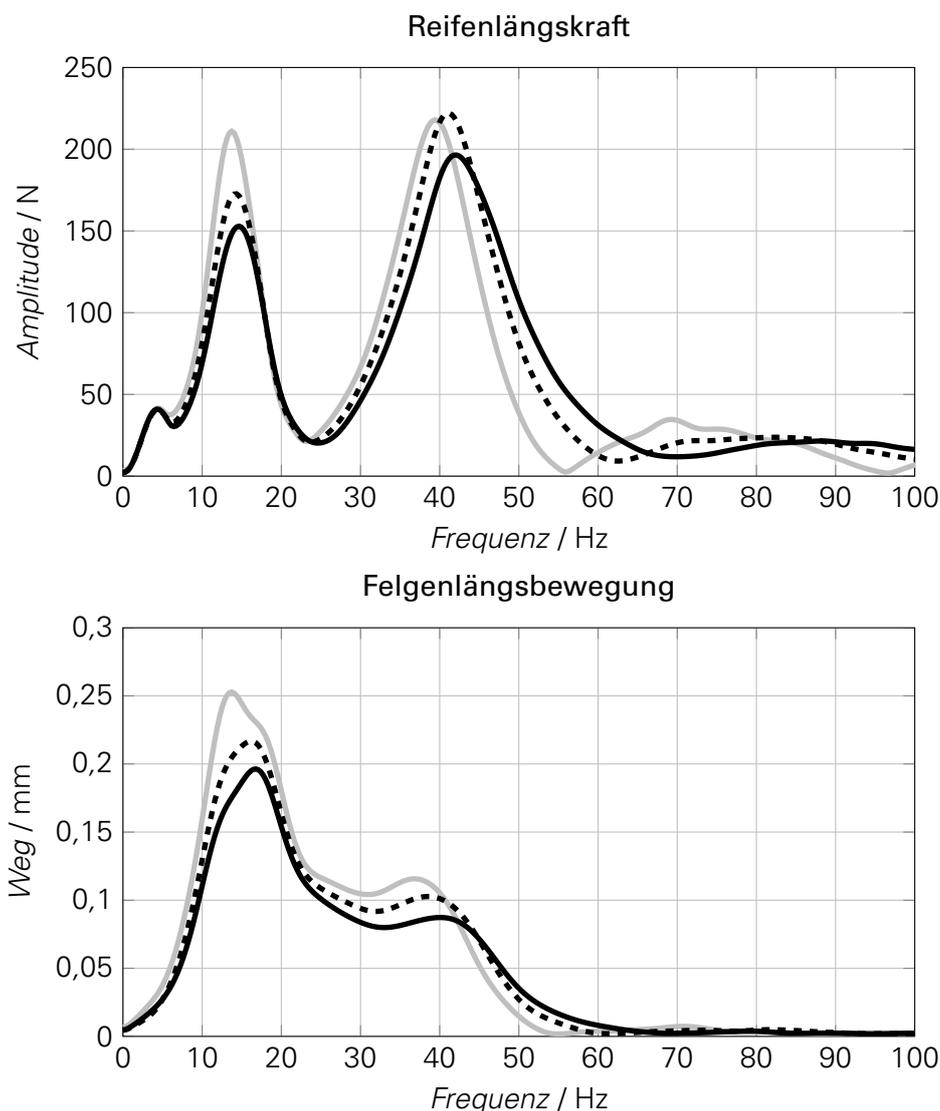


**Abbildung 5.9:** Zeitverläufe von Reifenlängskraft und Felgenlängsbewegung bei einer Schlagleistenüberfahrt am Rad-Achs-Prüfstand mit einer Geschwindigkeit von  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 6377 N Radlast (mittelwertfrei)  
 — Reifenlängskraft; ..... longitudinale Felgenverschiebung

Abb. 5.10 stellt die zu Abb. 5.9 korrespondierenden Amplitudenspektren der Reifenlängskraft und der Felgenlängsbewegung dar. Zusätzlich wird die Abhängigkeit beider Größen vom Rei-

fendruck betrachtet. Im Amplitudenspektrum der Reifenlängskraft ist zu erkennen, dass die Amplitude der niederfrequenten Achsschwingung bei dem niedrigsten Reifendruck 1,50 bar deutlich höher gegenüber den Amplituden bei 2,00 bar und 2,50 bar ist. Zusätzlich tritt bei sehr niedrigem Reifendruck der Effekt einer fallenden Amplitude der Torsions-Längsreifenmode auf. Die Schwingfrequenz der Achsschwingung ist nahezu konstant über dem Reifendruck, die der Reifenschwingung fällt bei abnehmendem Reifendruck ab. Damit zeigen beide Schwingungen das bereits aus Kapitel 5.3 bekannte druckabhängige Verhalten.

Das Amplitudenspektrum der Felgenlängsbewegung enthält, wie bereits anhand Abb. 5.9 diskutiert, sowohl die Achsschwingung als auch die Torsions-Längsreifenmode. Anhand Abb. 5.10 wird deutlich, dass die enthaltenen Schwingfrequenzen annähernd denen der Reifenlängskraft entsprechen. Die Druckabhängigkeit sowohl der Achsschwingung als auch der Reifenschwingung ist bzgl. Amplitude und Frequenz identisch im Vergleich zur Reifenlängskraft und damit auch zur Radwinkelgeschwindigkeit (siehe Kapitel 5.3).



**Abbildung 5.10:** Amplitudenspektren von Reifenlängskraft und Felgenlängsbewegung bei einer Schlagleistenüberfahrt am Rad-Achs-Prüfstand mit einer Geschwindigkeit von  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 6377 N Radlast  
 — 1,50 bar; - - - 2,00 bar; — 2,50 bar

Aus den dargestellten Ergebnissen wird deutlich, dass der Reifen und die Radaufhängung aufgrund ihrer Elastizitäten ein gekoppeltes Schwingungssystem darstellen. Die Auswirkungen

dieser Kopplung auf die Druckabhängigkeit des in dieser Dissertation relevanten Reifenschwingverhaltens werden bereits in Abb. 5.7, Abb. 5.8, Abb. 5.9 sowie Abb. 5.10 diskutiert. Im Folgenden wird analysiert, inwieweit sich die Reifensensitivität bzgl. eines Druckverlusts, d.h. die Frequenzverschiebung bei abnehmendem Druck, in Abhängigkeit von der Elastizität der Radaufhängung ändert. Im Rahmen einer Voruntersuchung wird mithilfe geeigneter Mehrkörpersimulationsmodelle der Radaufhängung das Elastomerlager der Vorderachsradaufhängung identifiziert, welches in longitudinaler Richtung am stärksten belastet ist. Abb. 5.11 stellt den konstruktiven Aufbau der am Versuchsfahrzeug 2 verwendeten Fünflenker-Radaufhängung (deren Grundkonzept ist im Vergleich zum Versuchsfahrzeug 1 und zum Rad-Achs-Prüfstand identisch) dar. Die Auslegung der Lagersteifigkeiten erfolgt nach dem Prinzip der Funktionstrennung. Zur Aufnahme von Querkräften im Hinblick auf die Fahrdynamik weisen die Elastomerlager in der Querrichtung eine hohe Steifigkeit auf, in Längsrichtung hingegen eine niedrige Steifigkeit zur Realisierung eines guten Fahrkomforts. Hervorzuheben sind hier insbesondere die unteren Lager (in Abb. 5.11 markiert), welche bzgl. der Radmitte entlang des Führungslenkers (vom Radträger zum Lager) in Längsrichtung nach hinten versetzt sind und somit in Längsrichtung am stärksten belastet werden. Des Weiteren ist der Hilfsrahmen, an dem die Elastomerlager der Radaufhängung befestigt sind, starr am Aufbau montiert. Damit existiert zwischen der Achsmasse und dem Aufbau keine weitere elastisch gelagerte bzw. schwingfähige Masse.

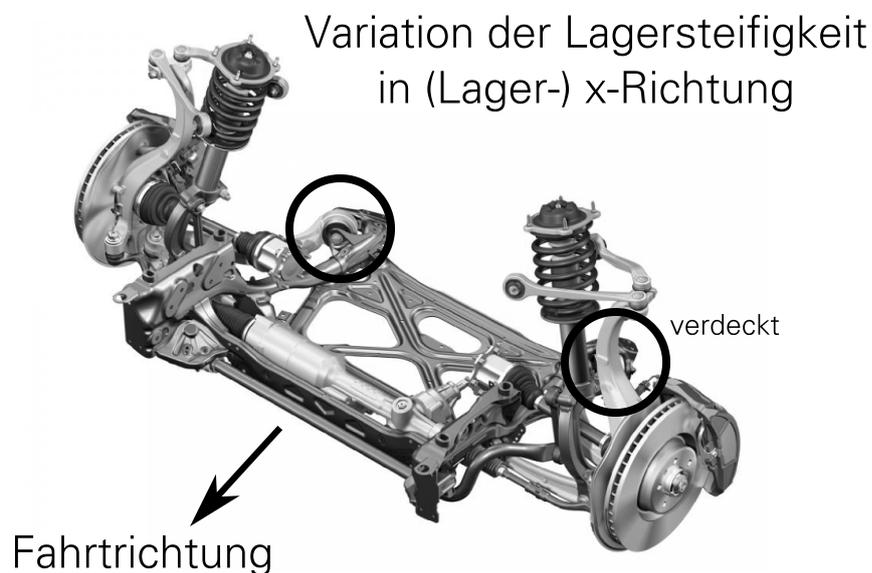


Abbildung 5.11: Vorderachskonstruktion des Versuchsfahrzeugs 1, [AG]

Zur Analyse des Einflusses der Elastizität der Radaufhängung auf die Sensitivität der Torsions-Längsreifenmode bzgl. eines Druckverlusts wird die dynamische Steifigkeit der in Abb. 5.11 markierten Lager erhöht, um damit die Gesamtachssteifigkeit in Längsrichtung zu vergrößern. Dies führt wiederum zu einer Verstimmung des gekoppelten Schwingungssystem Reifen-Achse. Diese Lager sind Hydrolager, welche neben der Elastizität eine hydraulische Dämpfung besitzen. Die Änderung der Lagersteifigkeit erfolgt nicht in der x-Koordinate des Fahrzeugkoordinatensystems, sondern im Lagerkoordinatensystem, dessen x-Koordinate entlang des Führungslenkers (vom Radträger zum Lager) ausgerichtet ist.

Abb. 5.12 stellt die prozentuale Zunahme der Steifigkeit in der Lager-x-Koordinate über der Frequenz dar. Daraus geht hervor, dass im Frequenzbereich um ca. 40 Hz, in dem typischerweise die Torsions-Längsreifenmode liegt, die Zunahme der Lagersteifigkeit rund 40% beträgt.

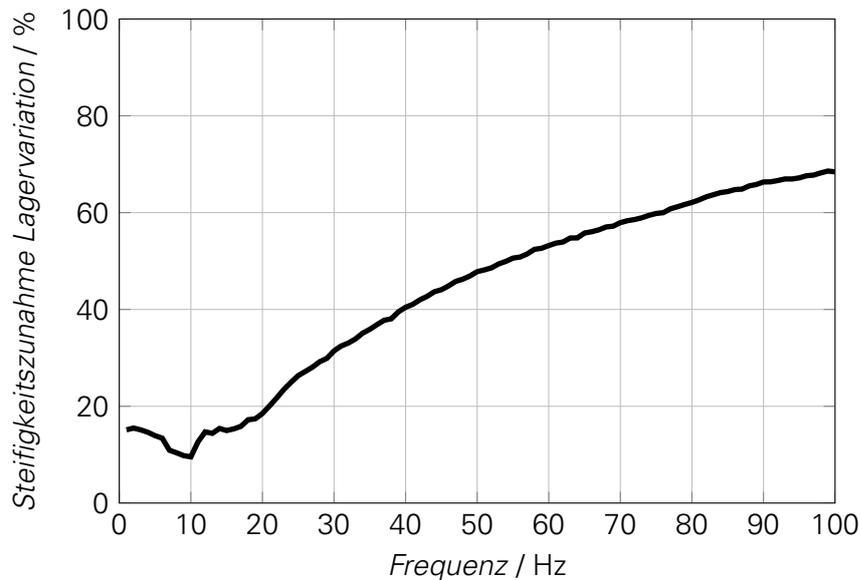


Abbildung 5.12: prozentuale Steifigkeitszunahme durch die Lagervariation bei 0,1 mm Wegamplitude

Die Ergebnisse der entsprechenden Fahrversuche im Ausgangszustand, d.h. mit den ursprünglichen Lagersteifigkeiten, sowie mit der Steifigkeitsvariation werden im Folgenden für zwei unterschiedliche Reifen Pirelli Cinturato P7 in der Dimension 225/55 R17 97Y sowie Michelin Primacy 3 in der Dimension 245/45 R18 100Y vorgestellt und diskutiert.

Abb. 5.13 stellt im oberen Teil die aus der Radwinkelgeschwindigkeit ermittelten Schwingfrequenzen der Torsions-Längsreifenmode im Ausgangszustand und bei Erhöhung der Lagersteifigkeit in Abhängigkeit vom Reifendruck dar. Aus dem Vergleich geht hervor, dass bei beiden Reifen die Schwingfrequenzen für jeden getesteten Reifendruck infolge der Erhöhung der Lagersteifigkeit steigen. So steigt die Schwingfrequenz des Michelin-Reifens um durchschnittlich 1 Hz; die des Pirelli-Reifens im Mittel um 1,5 Hz. Es wird jedoch auch ersichtlich, dass der Verlauf der Schwingfrequenz über dem Reifendruck bei beiden Reifen annähernd parallel verschoben ist. Die Reifensensitivität bzgl. eines Druckverlusts wird demnach durch eine Änderung der Achslängssteifigkeit nicht signifikant beeinflusst.

Im unteren Teil von Abb. 5.13 erfolgt für beide Reifen der Vergleich der Schwingamplituden der Torsions-Längsreifenmode. Hintergrund für diesen Vergleich ist die Tatsache, dass die Identifizierung eines Druckverlustes im Reifen anhand des Frequenzspektrums umso einfacher und eindeutiger ist, je größer die Schwingamplituden sind. Dadurch hebt sich die Torsions-Längsreifenmode gegenüber dem Messrauschen und auftretenden, benachbarten Störfrequenzen stärker ab. Die Versuchsergebnisse ergeben für beide Reifen tendenziell eine Abnahme der Schwingamplitude bei Erhöhung der Achslängssteifigkeit. So nimmt die Schwingamplitude des Michelin-Reifens um durchschnittlich 13% ab, die des Pirelli-Reifens um 17%.

Aus den Vergleichen der Schwingfrequenzen und der Schwingamplituden geht damit auch hervor, dass der absolute Wert der Änderung des Reifenschwingverhaltens bei Variation der Achseigenschaften reifenabhängig ist. Dies ist allgemein durch das gekoppelte, nichtlineare Schwingungssystem Reifen-Achse begründet, bei dem auch die Rückkopplung der Achseigenschaften auf das Schwingungssystem Reifen durch die Reifeneigenschaften selbst beeinflusst wird. Beispielsweise haben die in Abb. 5.12 markierten Fahrwerkslager (bei denen die dynamische Steifigkeit erhöht wurde) einen frequenzabhängigen Steifigkeitsverlauf. Da die Eigenfrequenz der Torsions-Längsmode u.a. von der Reifencharakteristik abhängig ist, ändert sich die generalisierte Fahrwerkssteifigkeit, welche an der Torsions-Längsreifenmode beteiligt ist, in Abhängigkeit von der Reifencharakteristik. Somit sind auch die Auswirkungen von Variationen

der Achseigenschaften bzgl. Schwingfrequenz und Schwingamplitude der Torsions-Längsreifenmode reifenabhängig.

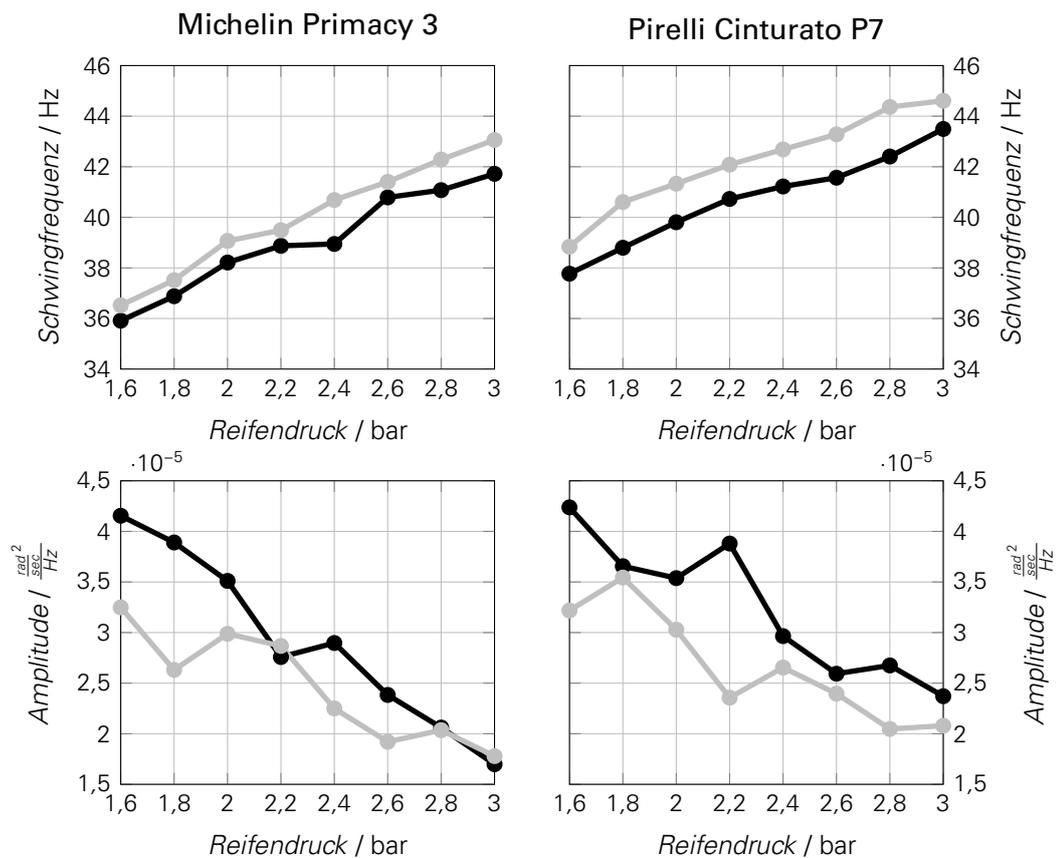


Abbildung 5.13: Schwingfrequenz und Schwingamplitude der Torsions-Längsreifenmode bei Lagervariation und einer Geschwindigkeit von  $40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$   
 ● Ausgangszustand; ● Erhöhung der Lagersteifigkeit

### 5.6.2 EINFLUSS EINES ELASTISCH GELAGERTEN HILFSRAHMENS AN DER HINTERACHSE

Abb. 5.14 stellt den konstruktiven Aufbau der am Versuchsfahrzeug 2 verwendeten Trapezlenker-Hinterachse dar. Zur Realisierung der akustischen Eigenschaften (z.B. im Hinblick auf Rollgeräuschübertragung) ist der Hilfsrahmen im Gegensatz zum Vorderachshilfsrahmen elastisch an der Fahrzeugkarosserie befestigt. Die Anbindungsstellen des Hilfsrahmens an die Karosserie sind in Abb. 5.14 markiert. Rein formal wird das Schwingungssystem neben der schwingfähigen Reifenmasse bzw. Massenträgheit und der schwingfähigen Achsmasse um eine dritte Masse (die des Hilfsrahmens) erweitert, da an der Hinterachse die einzelnen Lenker elastisch mit dem Hilfsrahmen gekoppelt sind. Die folgende Analyse zeigt, inwieweit sich die zusätzliche Masse und die damit verbundenen zusätzlichen Eigenfrequenzen und Eigenschwingformen auf das Frequenzspektrum der Radwinkelgeschwindigkeit auswirken. Dazu werden die in Abb. 5.14 markierten Lagerstellen durch Aluminiumhülsen ersetzt und die Ergebnisse mit dem Ausgangszustand verglichen. Durch die starre Anbindung des Hilfsrahmens wird das Schwingungssystem um die Masse des Hilfsrahmens reduziert, wodurch eine direkte Beschreibung der Beeinflussung durch den entkoppelten Hilfsrahmen ermöglicht wird.

Die Ergebnisse der entsprechenden Fahrversuche mit entkoppeltem Hilfsrahmen und Hilfsrahmen mit starrer Anbindung werden im Folgenden anhand des auch in Kapitel 5.6.1 verwendeten Reifens Michelin Primacy 3 in der Dimension 245/45 R18 100Y dargestellt und diskutiert.

## Vergleich starre-elastische Aufhängung

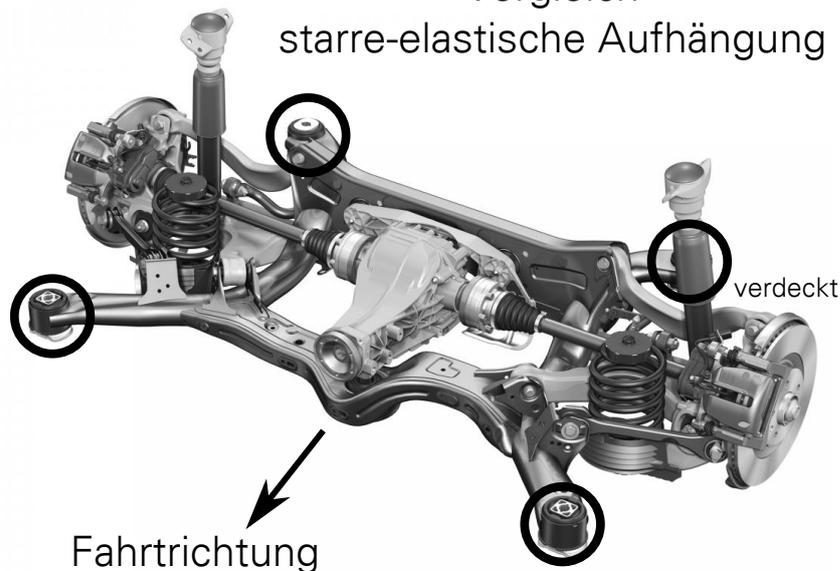


Abbildung 5.14: Hinterachskonstruktion des Versuchsfahrzeugs 2, [AG]

Abb. 5.15 vergleicht das Leistungsdichtespektrum der Radwinkelgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit an der Hinterachse bei entkoppeltem Hilfsrahmen (links) mit dem Leistungsdichtespektrum bei starr angebundenem Hilfsrahmen (rechts). Bei entkoppeltem Hilfsrahmen zeigt sich neben der Torsions-Längsreifenmode (bei ca. 40 Hz) eine benachbarte Schwingung bei ca. 55 Hz. Zudem wird ersichtlich, dass bei zunehmender Geschwindigkeit diese zweite Schwingung dominant wird. So ist bei  $100 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  die Torsions-Längseigenschwingung nicht mehr identifizierbar. Zudem ist ein starker Amplitudenanstieg über den kompletten Frequenzbereich bei  $80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  auffällig, was auch bei Verwendung des Reifens Pirelli Cinturato P7 in der Dimension 225/55 R17 97Y auftritt.

Im Gegensatz zum Ergebnis bei entkoppeltem Hilfsrahmen zeigen die Leistungsdichtespektren der Radwinkelgeschwindigkeit bei starr angebundenem Hilfsrahmen keine benachbarte Eigenfrequenz im Bereich 55 Hz. Für alle Geschwindigkeiten ist im betrachteten Frequenzbereich bis 100 Hz ausschließlich die Torsions-Längsreifenmode bei ca. 40 Hz dominant sichtbar. Daraus folgt, dass die zusätzliche Schwingfrequenz bei ca. 55 Hz direkt im elastisch gelagerten Hilfsrahmen begründet liegt. Die Torsions-Längsreifenmode zeigt die höchsten Amplituden bei  $80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ . Generell ist jedoch das in Kapitel 4.1.2 beschriebene Verhalten zu beobachten, nachdem die Anregung durch das stochastische Fahrprofil über der Geschwindigkeit langsam abnimmt. So ist die Schwingamplitude bei  $100 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  am niedrigsten.

Die Entkopplung des Hilfsrahmens führt zu einer weiteren Resonanzstelle im Leistungsdichtespektrum der Radwinkelgeschwindigkeit, die sich mit zunehmender Geschwindigkeit immer stärker ausbildet und dominant gegenüber der Torsions-Längsreifenmode auftritt. Da die Frequenzlage sehr dicht an der relevanten Reifenschwingung ist, wirkt sich diese Störschwingung stark negativ auf die Identifikation eines Druckverlustes basierend auf dem Reifenschwingverhalten aus. Es sei jedoch darauf verwiesen, dass dieses Ergebnis speziell für die in dieser Arbeit verwendete Hinterachs-Radaufhängung (siehe Abb. 5.14) Gültigkeit besitzt. Zur Abstraktion der Auswirkung eines entkoppelten Hilfsrahmens auf das komplette Schwingungssystem Fahrwerk-Reifen sind weiterführende Analysen notwendig.

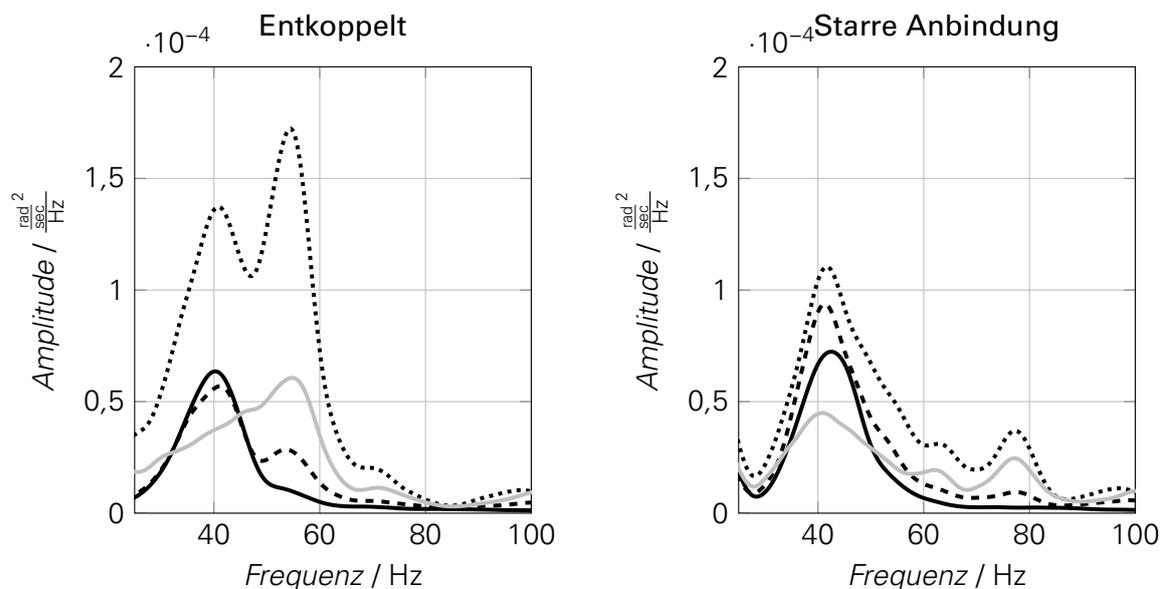


Abbildung 5.15: Vergleich starre und elastische Hilfsrahmenaufhängung  
 — 40  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ; - - - 60  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ; ..... 80  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ; — 100  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$

## 5.7 ZUSAMMENFASSUNG DES DRUCKABHÄNGIGEN REIFENSCHWINGVERHALTENS

Anhand des Fahrversuchs mit stochastischer Fahrbahnanregung bei einer Geschwindigkeit von  $55 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  wird als Referenz gezeigt, dass die Torsions-Längsreifenmode im Bereich von 40 Hz sowohl in der Reifenlängskraft als auch in der Radwinkelgeschwindigkeit auftritt. Die Abhängigkeit vom Reifendruck zeigt sich in beiden Signalen mit zunehmenden Amplituden und abnehmenden Frequenzen bei sinkendem Reifendruck in gleicher Weise.

Mittels Schlagleistenüberfahrten am Reifenprüfstand sowie am Rad-Achs-Prüfstand wird nachgewiesen, dass die Torsions-Längsreifenmode auch im Prüfstandstest mit Schlagleistenanregung sowohl in der Reifenlängskraft als auch in der Radwinkelgeschwindigkeit zu beobachten ist. Die Schwingfrequenzen treten in vergleichbarer Größenordnung wie beim Fahrversuch auf.

Durch einen direkten Vergleich zwischen beiden Prüfständen und dem Fahrversuch wird außerdem für einen bestimmten Reifen gezeigt, dass zum einen die druckabhängige Frequenzverschiebung in der Radwinkelgeschwindigkeit am Reifenprüfstand, am Rad-Achs-Prüfstand und im Fahrversuch gleichermaßen zu beobachten ist. Zum anderen wird dargestellt, dass die absoluten Schwingfrequenzen in der Radwinkelgeschwindigkeit am Rad-Achs-Prüfstand und im Fahrversuch annähernd identisch sind und um ca. 1-2 Hz über denen am Reifenprüfstand liegen. Daraus folgt, dass die Elastokinematik der Radaufhängung den wesentlichen Einflussparameter auf die Frequenzverschiebung zwischen Reifenprüfstand und Fahrversuch darstellt.

Die Auswertung der experimentellen Modalanalyse am belasteten, stehenden Reifen zeigt, dass die Resultate zwar nicht direkt mit denen am belasteten, rotierenden Reifen vergleichbar sind. Jedoch konnte im relativen Vergleich zwischen zwei Reifen gezeigt werden, dass für die „Kippelschwingung“, welche in ihrer Charakteristik ähnlich zur Torsions-Längsmode beim rotierenden Reifen ist, die druckabhängige Frequenzverschiebung identisch zum Schlagleistentest am Reifenprüfstand ist. Aufgrund des vergleichsweise hohen zeitlichen Messaufwandes wird die experimentelle Modalanalyse im weiteren Verlauf der Arbeit nicht weiter berücksichtigt, da damit das Ziel, die Reifenbewertung in einem angemessenen Zeitraum durchführen zu können, nicht erreicht wird.

Mithilfe von speziellen Versuchen am Rad-Achs-Prüfstand mit Wegmessung der Felge in Längsrichtung synchron zur Messung der Reifenlängskraft wird die prinzipielle Wechselwirkung zwischen dem Reifen und der Fahrwerkselastizität beschrieben. Im Bereich der niederfrequenten, longitudinalen Achseigenschwingung ist die translatorische Bewegung der Felge gleichphasig zur Reifenlängskraft. Im Gegensatz dazu ist die Torsions-Längsreifenmode durch den gegenphasigen Verlauf von Felgenlängsbewegung und Reifenlängskraft gekennzeichnet. Die Erhöhung der Längssteifigkeit der Radaufhängung an der Vorderachse führt infolge der Wechselwirkung zwischen Reifen und Achse auch zu höheren Schwingfrequenzen der Torsions-Längsreifenmode. Jedoch wird gezeigt, dass die Längssteifigkeit der Radaufhängung keinen signifikanten Einfluss auf den Anstieg der Schwingfrequenz über dem Reifendruck hat und damit die Reifensensitivität nahezu unbeeinflusst ist. In Bezug auf die Hilfsrahmenanbindung an der Hinterachse wird dargestellt, dass mit entkoppeltem Hilfsrahmen infolge der elastischen Lagerung eine weitere schwingungsfähige Masse hinzukommt, wodurch sich im Frequenzspektrum der Radwinkelgeschwindigkeit ein zusätzlicher Eigenfrequenzbereich nahe der Torsions-Längsreifenmode ergibt. Da diese zusätzliche Resonanzfrequenz bei höheren Geschwindigkeiten dominant im Spektrum auftritt, wird die Identifikation des Druckverlusts anhand der Torsions-Längsreifenmode erschwert. Mit starrer Hilfsrahmenanbindung ergibt sich für das Reifendruckkontrollsystem der Vorteil, dass diese Störfrequenz nicht auftritt.

## 5.8 DRUCKABHÄNGIGES ROLLRADIUSVERHALTEN

Abb. 5.16 stellt den nach Kapitel 4.4 ermittelten absoluten Abrollumfang in Abhängigkeit vom Reifendruck und der Geschwindigkeit dar. Dagegen enthält Abb. 5.17 die Differenz des Abrollumfangs zwischen den Reifendrücken 2,00 bar, 2,50 bar und 3,10 bar in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit. Die in beiden Diagrammen präsentierten Ergebnisse werden mit einem Reifen Nankang NS 20 in der Dimension 215/40 ZR17 83W bei einer konstanten Radlast von 3924 N ermittelt.

Der absolute Abrollumfang verringert sich erwartungsgemäß mit abnehmendem Reifendruck, da die Vertikalsteifigkeit des Reifens abnimmt und sich dadurch bei konstanter Radlast ein geringerer Rollradius ergibt. Mit steigender Geschwindigkeit nimmt der Abrollumfang des Reifens zu, da sich durch die an der Gürtelmasse angreifende Fliehkraft der Reifen auf der Seitenwandsteifigkeit radial aufweitet. Bei konstanter Radlast führt die damit verbundene Erhöhung der Vertikalsteifigkeit zu einem steigenden Abrollumfang (siehe auch ZEGELAAR [Zeg98] und HILSCHER [Hil08]).

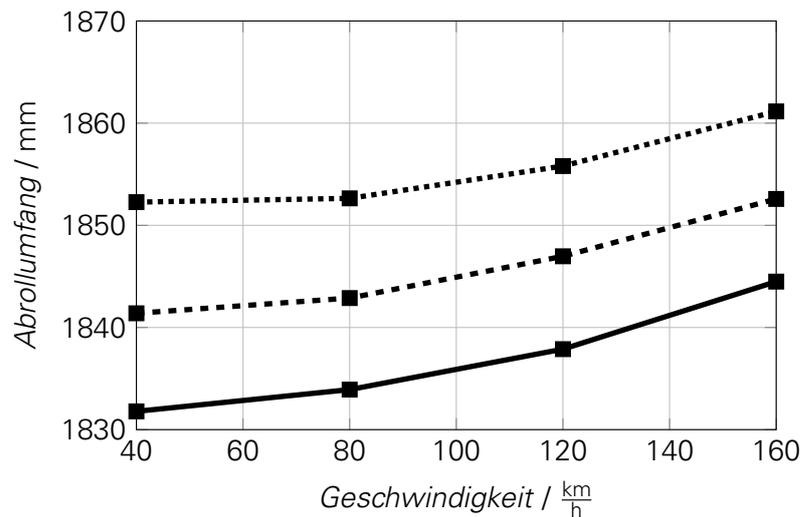


Abbildung 5.16: Abrollumfang in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Reifendruck bei 3924 N Radlast  
 ■ 2,00 bar; ■ 2,50 bar; ■ 3,10 bar

Aus Abb. 5.17 wird ersichtlich, dass die Differenz des Abrollumfangs zwischen zwei Reifendrücken über der Geschwindigkeit abnimmt. Das bedeutet, die Druckabhängigkeit des Abrollumfangs verringert sich mit steigender Geschwindigkeit. Erklärbar ist dieser Effekt durch die angreifende Fliehkraft, welche quadratisch mit der Geschwindigkeit zunimmt, wodurch sich der Reifen gewissermaßen selbst abstützt.

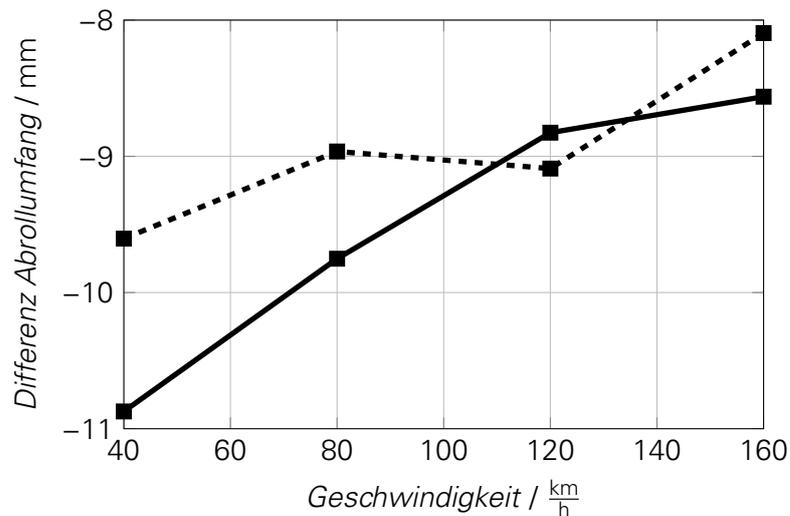


Abbildung 5.17: Geschwindigkeitsabhängige Änderung des Abrollumfangs durch Reifendruckänderung bei 3924 N Radlast  
 ■ Differenz 2,50 bar - 3,10 bar; ■ Differenz 2,00 bar - 2,50 bar

# 6 DRUCKABHÄNGIGES REIFENVERHALTEN IN DER SIMULATION

## 6.1 EINLEITUNG

Im folgenden Kapitel wird eine Simulationsumgebung entwickelt, um das druckabhängige Reifenschwingverhalten zu simulieren. Dies hat zum Ziel, das Verständnis des Schwingungssystems Rad-Reifen-Achse insbesondere in Bezug auf die Torsions-Längsreifenmode zu erhöhen. Gemäß der Aufgabenstellung liegt der Fokus auf der druckabhängigen Korrelation zwischen der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit sowie auf der Wechselwirkung zwischen dem Reifen auf Komponentenebene und der Elastokinematik der Radaufhängung. Damit beschreibt das Kapitel das für indirekte Reifendruckkontrollsysteme relevante Schwingverhalten auf theoretischer Ebene.

Basierend auf den Erkenntnissen aus den Prüfstandsmessungen und Fahrversuchen beschäftigt sich der erste Teil des Kapitels mit der Modellierung des Reifens als Komponente (Kapitel 6.2) und der Modellierung der Wechselwirkung der Komponente Reifen mit der Elastokinematik der Radaufhängung (Kapitel 6.3). Im zweiten Teil werden die Parametrierung sowie die Charakteristik der Teilmodelle anhand von Betrag und Phase ihrer jeweiligen Eigenvektoren diskutiert. Darüber hinaus werden die Eigenfrequenzen der Teilmodelle in Abhängigkeit vom Reifendruck analysiert. Der dritte Teil stellt die Berechnungsergebnisse der Reifenlängskraft sowie der Radwinkelgeschwindigkeit bei einer Einzelhindernisanregung vor. Sowohl im zweiten als auch im dritten Teil wird Bezug auf die in Kapitel 5.2 und Kapitel 5.3 dargestellten Messergebnisse genommen. Den Abschluss des Kapitels bildet eine Zusammenfassung der Ergebnisse im Hinblick auf die Definition einer Bewertungsmethodik von Reifen für das indirekte Reifendruckkontrollsystem gemäß der Aufgabenstellung.

## 6.2 REIFENMODELL „KOMPONENTE“

Basierend auf den Messdaten hat sich gezeigt, dass das Modell zur Abbildung der Torsions-Längsmode des Reifens auf Komponentenebene neben der Rotation der Felge auch die Längskraftgenerierung beinhalten muss. Die in Kapitel 3.3 diskutierten Literaturstellen haben nachgewiesen, dass sich ein entsprechendes Verhalten durch ein Modell realisieren lässt, bei dem der Reifengürtel als starrer Ring abgebildet wird, der durch translatorische und rotatorische Freiheitsgrade mit der Felge gekoppelt ist. Ein gleichartiger Ansatz wird in dieser Arbeit zur

Entwicklung des Teilmodells „Komponente“ verwendet, dessen Struktur in Abb. 6.1 dargestellt ist.

Die Felge hat ausschließlich einen rotatorischen Freiheitsgrad  $\varphi_F$  (um die Rad-Rotationsachse) mit einer zugehörigen Massenträgheit  $J_F$ . Damit entspricht das Teilmodell „Komponente“ der Situation am Reifenprüfstand bei kinematischer Fixierung des Rades in vertikaler Richtung. Der Reifengürtel wird als starrer Ring modelliert und besitzt einen translatorischen Freiheitsgrad  $x_G$  sowie einen rotatorischen Freiheitsgrad  $\varphi_G$  (als Relativwinkel Reifengürtel-Felge um die Rad-Rotationsachse). Dementsprechend hat der Gürtel als starrer Ring eine Masse  $m_G$  und eine Massenträgheit  $J_G$ . In Längsrichtung ist der Ring über eine Steifigkeit  $c_x$  und eine Dämpfung  $d_x$  an die Felge gekoppelt, welche die Seitenwandsteifigkeit sowie die Dämpfungscharakteristik des Reifens in Längsrichtung symbolisieren. Des Weiteren erfolgt die Kopplung an die Felge in Umfangsrichtung über eine rotatorische Steifigkeit  $c_\varphi$  und eine Dämpfung  $d_\varphi$ , welche die torsionale Charakteristik der Reifenseitenwand repräsentieren. Mit dem Modellansatz eines starren Rings lassen sich prinzipiell nur die Reifenmoden simulieren, die näherungsweise als Starrkörpermoden, d.h. ohne Verformung des Ringes selbst, betrachtet werden können. Die Simulation höherfrequenter Reifenmoden, bei denen sich der Reifengürtel selbst verformt, ist mit diesem Modellansatz nicht möglich, da der Gürtel dann als flexibles Element modelliert werden muss.

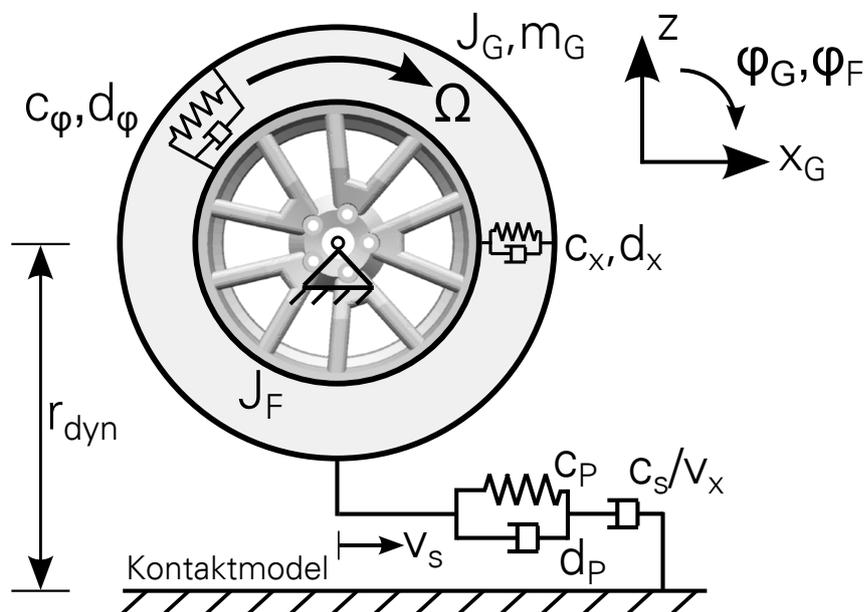


Abbildung 6.1: Reifenmodell „Komponente“

Nach ZEGELAAR [Zeg98] lässt sich das dynamische Übertragungsverhalten zwischen dem Reifen und der Kontaktoberfläche bei transienter Schlupf- und Radlaständerung durch ein lineares System erster Ordnung darstellen. Die Zeitkonstante des Systems erster Ordnung entspricht dabei dem Verhältnis aus Einlauflänge und translatorischer Rollgeschwindigkeit  $\frac{\sigma}{v_x}$  und der Verstärkungsfaktor entspricht dem Verhältnis aus Schlupfsteifigkeit und translatorischer Rollgeschwindigkeit  $\frac{c_s}{v_x}$ . ZEGELAAR zeigt zudem, dass sich ein System erster Ordnung für den longitudinalen Schlupf  $s_x$  nach Gleichung (6.7) mit Berücksichtigung der Seitenwandelastizität am besten zur Implementierung in das Reifenmodell eignet (bei Schlupf- und Radlastvariation sowie im Hinblick auf numerische Stabilität). Ein Vorteil bei der Anwendung für ein Reifenmodell mit starrem Ring besteht darin, dass die Seitenwandnachgiebigkeit direkt durch die Bewegungsfreiheitsgrade des Rings  $x_G$  und  $\varphi_G$  abgebildet werden. Die Schlupfgeschwindigkeit in der Kontaktzone  $v_s$  als Systemeingang des Kontaktmodells ergibt sich demnach entsprechend Gleichung (6.1) aus der Differenz von translatorischer Geschwindigkeit des Rings und dessen Umfangsgeschwindigkeit. Gleichung (6.2) stellt den Schlupf im stationären Zustand dar. Per De-

definition ist die Schlupfgeschwindigkeit positiv und der Schlupf negativ, wenn die translatorische Geschwindigkeit des Rings größer als dessen Umfangsgeschwindigkeit ist.

$$v_s = \dot{x}_G - r_{dyn} \cdot \dot{\varphi}_G \quad (6.1)$$

$$s_{x,stat} = -\frac{\dot{x}_G - r_{dyn} \cdot \dot{\varphi}_G}{r_{dyn} \cdot \Omega} \quad (6.2)$$

Ein weiterer Vorteil der Formulierung des Kontaktmodells nach Gleichung (6.7) besteht darin, dass die Schlupfdefinition nicht direkt eingeht und somit auch die Situation Relativgeschwindigkeit Reifengürtel-Felge gleich Null abbildbar ist. Die weiteren Größen in der Kontaktmodelldefinition sind die Profilstollensteifigkeit  $c_P$  und die Profilstollendämpfung  $d_P$  (Größen siehe Abb. 6.1), der dynamische Rollradius  $r_{dyn}$  als konstante Größe sowie die translatorische Rollgeschwindigkeit  $v_x$  nach Gleichung (6.8).

Damit besteht der Freiheitsgradvektor des Teilmodells „Komponente“  $FG_K$  (entsprechend Gleichung (6.3)) aus der Rotation der Felge  $\varphi_F$ , der Translation  $x_G$  und der Rotation  $\varphi_G$  des Gürtels sowie aus dem Schlupf  $s_x$  gemäß dem Kontaktmodell. Die linearen Bewegungsgleichungen des Modells bei freier Schwingung mit einer Kontaktmodellierung basierend auf den Ergebnissen von ZEGELAAR [Zeg98] werden in Gleichung (6.4) bis Gleichung (6.8) angegeben:

$$FG_K = \begin{bmatrix} \varphi_F & x_G & \varphi_G & s_x \end{bmatrix} \quad (6.3)$$

$$J_F \cdot \ddot{\varphi}_F + d_\varphi \cdot \dot{\varphi}_F - d_\varphi \cdot \dot{\varphi}_G + c_\varphi \cdot \varphi_F - c_\varphi \cdot \varphi_G = 0 \quad (6.4)$$

$$m_G \cdot \ddot{x}_G + d_x \cdot \dot{x}_G + c_x \cdot x_G - c_s \cdot s_x = 0 \quad (6.5)$$

$$J_G \cdot \ddot{\varphi}_G - d_\varphi \cdot \dot{\varphi}_F + d_\varphi \cdot \dot{\varphi}_G - c_\varphi \cdot \varphi_F + c_\varphi \cdot \varphi_G + c_s \cdot s_x \cdot r_{dyn} = 0 \quad (6.6)$$

$$\left( \sigma + \frac{d_P}{c_P} \cdot |v_x| \right) \cdot \dot{s}_x + |v_x| \cdot s_x = -v_s - \frac{d_P}{c_P} \cdot \dot{v}_s \quad (6.7)$$

$$v_x = r_{dyn} \cdot \Omega \quad (6.8)$$

### 6.3 REIFENMODELL „SUBSYSTEM“

Wie eingangs angesprochen, wird das zweite Teilmodell „Subsystem“ entwickelt, um die Wechselwirkung zwischen dem Reifen als Komponente und der Elastokinematik der Radaufhängung auf einer allgemeinen, grundsätzlichen Ebene zu analysieren. Abb. 6.2 stellt die Struktur des Teilmodells „Subsystem“ dar. Es ist zu erkennen, dass der prinzipielle Modellaufbau identisch mit dem Teilmodell „Komponente“ ist. Auch im Teilmodell „Subsystem“ hat der Ring einen translatorischen Freiheitsgrad  $x_G$  (in Längsrichtung) sowie einen rotatorischen Freiheitsgrad  $\varphi_G$  (als Relativwinkel Reifengürtel-Felge um die Rad-Rotationsachse) und ist an die Felge sowie an den Untergrund gekoppelt. Ebenfalls identisch ist das Kontaktmodell, basierend auf den Ergebnissen von ZEGELAAR [Zeg98].

Der Unterschied liegt in einem zusätzlichen Freiheitsgrad  $x_F$  der Felge in longitudinaler Richtung, welche im Vergleich zur fixierten Umgebung mit der Steifigkeit  $x_A$  und der Dämpfung  $d_A$  gekoppelt ist. Dieser zusätzliche Freiheitsgrad symbolisiert die generalisierte, translatorische Längselastizität der Vorderachs-Radaufhängung. Folgerichtig wird zudem eine Masse  $m_A$  definiert, welche die schwingfähige Masse der Radaufhängung darstellt. Die Modellstruktur entspricht (unter Vernachlässigung der Vertikalrichtung) im weitesten Sinne der Situation am Rad-Achs-Prüfstand sowie unter Vernachlässigung der Fahrzeugaufbaumasse der Situation im

Fahrversuch. Im Falle der Hinterachse ist der elastisch gelagerte Hilfsrahmen zu berücksichtigen. Die Vernachlässigung der Fahrzeugaufbaumasse ist zulässig, da die anteilige Fahrzeugaufbaumasse gegenüber den hier betrachteten schwingfähigen Massen deutlich höher ist.

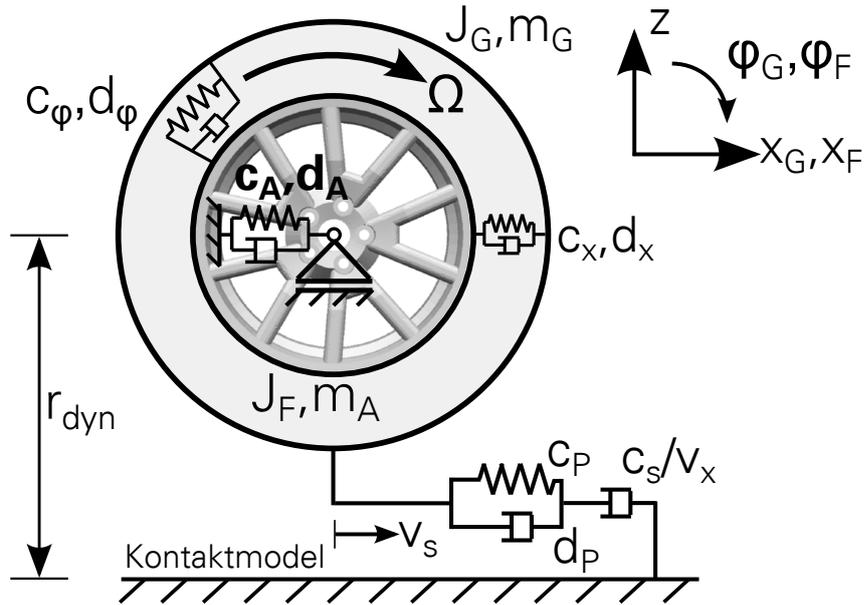


Abbildung 6.2: Reifenmodell „Subsystem“

Damit besteht der Freiheitsgradvektor des Teilmodells „Subsystem“  $FG_S$  (entsprechend Gleichung (6.9)) aus der Translation  $x_F$  und der Rotation  $\varphi_F$  der Felge, der Translation  $x_G$  und der Rotation  $\varphi_G$  des Gürtels sowie aus dem Schlupf  $s_x$  gemäß dem Kontaktmodell. Die linearen Bewegungsgleichungen des Modells bei freier Schwingung lauten entsprechend Gleichung (6.10) bis Gleichung (6.15):

$$FG_S = \begin{bmatrix} x_F & \varphi_F & x_G & \varphi_G & s_x \end{bmatrix} \quad (6.9)$$

$$m_A \cdot \ddot{x}_F + (d_A + d_x) \cdot \dot{x}_F + (c_A + c_x) \cdot x_F - d_x \cdot \dot{x}_G - c_x \cdot x_G = 0 \quad (6.10)$$

$$J_F \cdot \ddot{\varphi}_F + d_\varphi \cdot \dot{\varphi}_F - d_\varphi \cdot \dot{\varphi}_G + c_\varphi \cdot \varphi_F - c_\varphi \cdot \varphi_G = 0 \quad (6.11)$$

$$m_G \cdot \ddot{x}_G - d_x \cdot \dot{x}_F + d_x \cdot \dot{x}_G - c_x \cdot x_F + c_x \cdot x_G - c_s \cdot s_x = 0 \quad (6.12)$$

$$J_G \cdot \ddot{\varphi}_G - d_\varphi \cdot \dot{\varphi}_F + d_\varphi \cdot \dot{\varphi}_G - c_\varphi \cdot \varphi_F + c_\varphi \cdot \varphi_G + c_s \cdot s_x \cdot r_{dyn} = 0 \quad (6.13)$$

$$\left( \sigma + \frac{d_P}{c_P} \cdot |v_x| \right) \cdot \dot{s}_x + |v_x| \cdot s_x = -v_s - \frac{d_P}{c_P} \cdot \dot{v}_s \quad (6.14)$$

$$v_x = r_{dyn} \cdot \Omega \quad (6.15)$$

## 6.4 PARAMETRIERUNG UND MODELLCHARAKTERISTIK

In diesem Kapitel wird die Parametrierung beider Teilmodelle vorgestellt. Anschließend erfolgt die Beschreibung und Diskussion der Modellcharakteristik beider Teilmodelle anhand von Betrag und Phase der komplexen Eigenvektoren des jeweiligen Teilmodells.

## 6.4.1 PARAMETRIERUNG

Beide Simulationsmodelle sind als lineare Modelle konzipiert. Dies stimmt jedoch mit dem realen physikalischen System nicht überein, da im Prinzip alle Parameter nichtlinear auftreten. Als Beispiel soll die generalisierte Achssteifigkeit bzw. Achsdämpfung der Vorderachse angeführt werden. Wie bereits diskutiert, wird diese maßgeblich durch die Charakteristik der in Abb. 5.11 markierten Lager beeinflusst, die als Hydrolager einen frequenzabhängigen Verlauf von Steifigkeit und Dämpfung aufweisen und deshalb nichtlineare Kräftelemente darstellen. Abb. 6.3 stellt die normierte dynamische Steifigkeit und den normierten Verlustwinkel des Lagers in Abhängigkeit von der Frequenz dar. Es ist zu erkennen, dass das Dämpfungsmaximum des Lagers auf den Bereich der Achslängseigenfrequenz bei ca. 15 Hz ausgelegt ist, um aus Komfortgründen diese Eigenschwingung zu bedämpfen. Im Bereich der Torsions-Längsreifenschwingung ist der Verlustwinkel um ca. 50% geringer. Konstruktionsbedingt steigt die dynamische Steifigkeit von Hydrolagern im Bereich des Dämpfungsmaximums stark an. Dies führt dazu, dass die dynamische Steifigkeit im Bereich der Achseigenfrequenz nur rund ein Drittel der Steifigkeit im Bereich der Torsions-Längsreifenschwingung beträgt.

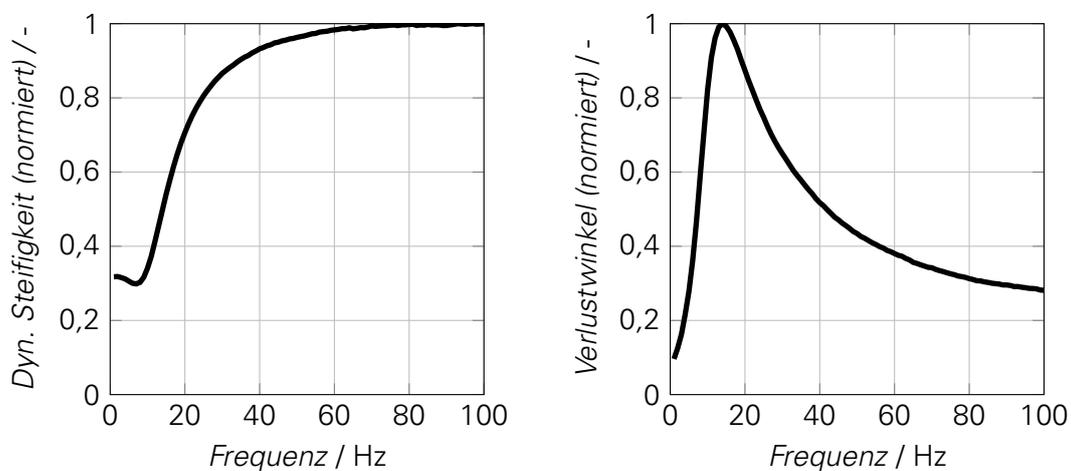


Abbildung 6.3: Dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel (jeweils normiert) der in Abb. 5.11 markierten Lager

Für die Parametrierung der linearen Teilmodelle ergibt sich daraus der Umstand, dass die Abbildung der generalisierten Achslängssteifigkeit mit einer linearen Steifigkeit und einem linearen Dämpfer eigentlich nicht möglich ist. Eine Möglichkeit zur Lösung des Problems ist die Darstellung der frequenzabhängigen Steifigkeit und Dämpfung von Elastomer- bzw. Hydrolagern mit geeigneten mechanischen Ersatzmodellen. Ansätze zur Abbildung von konventionellen Elastomerlagern sowie von Hydrolagern werden u.a. von ROSCHER [Ros05] und PFEFFER et al. [PH02] vorgestellt. Zur Ableitung prinzipieller Aussagen bzgl. der Wechselwirkung zwischen der Komponente Reifen und der Fahrwerkselastizität genügt in dieser Arbeit die Berücksichtigung einer konstanten Steifigkeit bzw. einer konstanten Dämpfung. Anhand des Beispiels der generalisierten Achslängselastizität wird deutlich, dass die realen Parameter der Simulationsmodelle z.T. starken Nichtlinearitäten unterliegen, was dazu führt, dass die Simulationsergebnisse nicht für den kompletten Arbeitsbereich eines Reifens Gültigkeit besitzen, sondern nur im Bereich eines bestimmten Arbeitspunkts.

Tabelle 6.1 enthält den vollständigen Satz an Parametern beider Teilmodelle mit Symbol und Einheit für drei unterschiedliche Reifendrucke „Druck 1“, „Druck 2“ und „Druck 3“, wobei der erste den höchsten und der letzte den niedrigsten Reifendruck darstellt. Für die Reifendrucke werden lediglich qualitative Angaben eingeführt, da die Parametrierung nicht auf dem Verhalten eines bestimmten Reifens bei definierten Reifendrucken basiert. Die konkreten Parameterwerte basieren teils auf Messungen (wie z.B. Gewicht, Massenträgheiten und Schlagleistenmessungen) und stellen teils Annahmen dar.

Die Massenparameter  $m_G$  und  $J_G$  des Reifengürtels werden mit abnehmenden Werten bei sinkendem Reifendruck definiert, da sich aufgrund der abnehmenden Vertikalsteifigkeit der Reifenlatsch vergrößert. Das bedeutet, dass ein größerer Teil des Reifens in der Kontaktfläche gefesselt ist und der schwingfähige Anteil des Gürtels verringert wird. Dagegen werden die Massenparameter der Achse bzw. Felge  $m_A$  und  $J_F$  nicht vom Reifendruck beeinflusst. Basierend auf den Ergebnissen der Prüfstandsvorstellung (siehe Kapitel 4.5), wird für die Felge in beiden Teilmodellen das gleiche Massenträgheitsmoment definiert.

Die Reifenlängssteifigkeit  $c_x$  sowie die longitudinale Reifendämpfung  $d_x$  werden aufgrund der abnehmenden Verspannung des Reifens infolge des geringeren Pressluftanteils im Reifen als abnehmend bei sinkendem Reifendruck definiert. Gleiches gilt (in identischer Weise) für die torsionale Reifenelastizität bestehend aus der Steifigkeit  $c_\varphi$  und der Dämpfung  $d_\varphi$ . Die wirksame Profilstollensteifigkeit  $c_P$  und die Profilstollendämpfung  $d_P$  hängen maßgeblich von der Positivfläche (in Eingriff stehende Fläche) des Reifenlatsches ab, welche sich bei sinkendem Reifendruck aufgrund der abnehmenden Vertikalsteifigkeit vergrößert. Daraus folgt, dass die wirksame Profilstollensteifigkeit sowie die entsprechende Dämpfung bei abnehmendem Reifendruck zunehmen. HAZELAAR [Haz94] gibt eine lineare Berechnungsvorschrift für die wirksame Profilstollensteifigkeit in Abhängigkeit von der Latschfläche und dem Schubmodul an.

Tabelle 6.1: Parameterset der Simulationsmodelle

Symbol	Parameter, Einheit	„Druck 1“	„Druck 2“	„Druck 3“
$m_G$	Schwingfähige Reifengürtelmasse, kg	6,9	6,0	5,5
$J_G$	Massenträgheitsmoment Reifengürtel, $\text{kg m}^2$	0,7	0,65	0,6
$m_A$	Schwingfähige Achsmasse, kg	30	30	30
$J_F$	Massenträgheitsmoment Radnabe, $\text{kg m}^2$	0,69	0,69	0,69
$c_x$	Reifenlängssteifigkeit, $\frac{\text{kN}}{\text{m}}$	1500	1300	1100
$c_\varphi$	Reifentorsionssteifigkeit, $\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$	225000	210000	195000
$c_P$	Profilstollensteifigkeit, $\frac{\text{kN}}{\text{m}}$	1500	1575	1650
$c_s$	Schlupfsteifigkeit, N	170000	175000	180000
$c_A$	Achslängssteifigkeit, $\frac{\text{kN}}{\text{m}}$	400	400	400
$d_x$	Longitudinale Reifendämpfung, $\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	412,87	319,87	259,13
$d_\varphi$	Torsionale Reifendämpfung, $\text{Nm s}$	39,74	34,16	26,1
$d_P$	Profilstollendämpfung, $\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	200	300	400
$d_A$	Achslongitudinaldämpfung, $\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	3000	3000	3000
$r_{dyn}$	Dynamischer Rollradius, m	0,35	0,34	0,33
$\sigma$	Einlauflänge, m	0,06	0,066	0,072
$v_x$	Rollgeschwindigkeit, $\frac{\text{m}}{\text{s}}$	8,33	8,33	8,33

Basierend auf den Ergebnissen von HOOGH [Hoo05] erhöht sich die longitudinale Schlupfsteifigkeit mit abnehmendem Reifendruck und mit zunehmender Radlast für einen getesteten Reifen in der Dimension 225/55 R16. Maßgeblich hierfür ist vor allem die verlängerte Aufstandsfläche. Zwar konnten die Ergebnisse mit einem Reifen in der Dimension 155/70 R13 nicht bestätigt werden; da diese Reifendimension jedoch einem ungewöhnlich kleinen Reifen entspricht, wird in dieser Arbeit die Schlupfsteifigkeit  $c_s$  als zunehmend bei sinkendem Reifendruck definiert. In Korrelation zu den Messergebnissen der querdynamischen Einlauflänge in Abhängigkeit vom Reifendruck (siehe z.B. EINSLE [Ein10]) verlängert sich die longitudinale Einlauflänge  $\sigma$  bei

abnehmendem Reifendruck. Die generalisierte Achselastizität mit der Steifigkeit  $c_A$  und der Dämpfung  $d_A$  ist dagegen konstant über dem Reifendruck.

### 6.4.2 MODELLCHARAKTERISTIK „KOMPONENTE“

Abb. 6.4 stellt die Modellcharakteristik des Teilmodells „Komponente“ anhand von Betrag und Phase der komplexen Eigenvektoren bei der Parametrierung für „Druck 1“ dar. Zusätzlich enthalten die Titel der einzelnen Diagramme die zugehörigen Eigenfrequenzen.

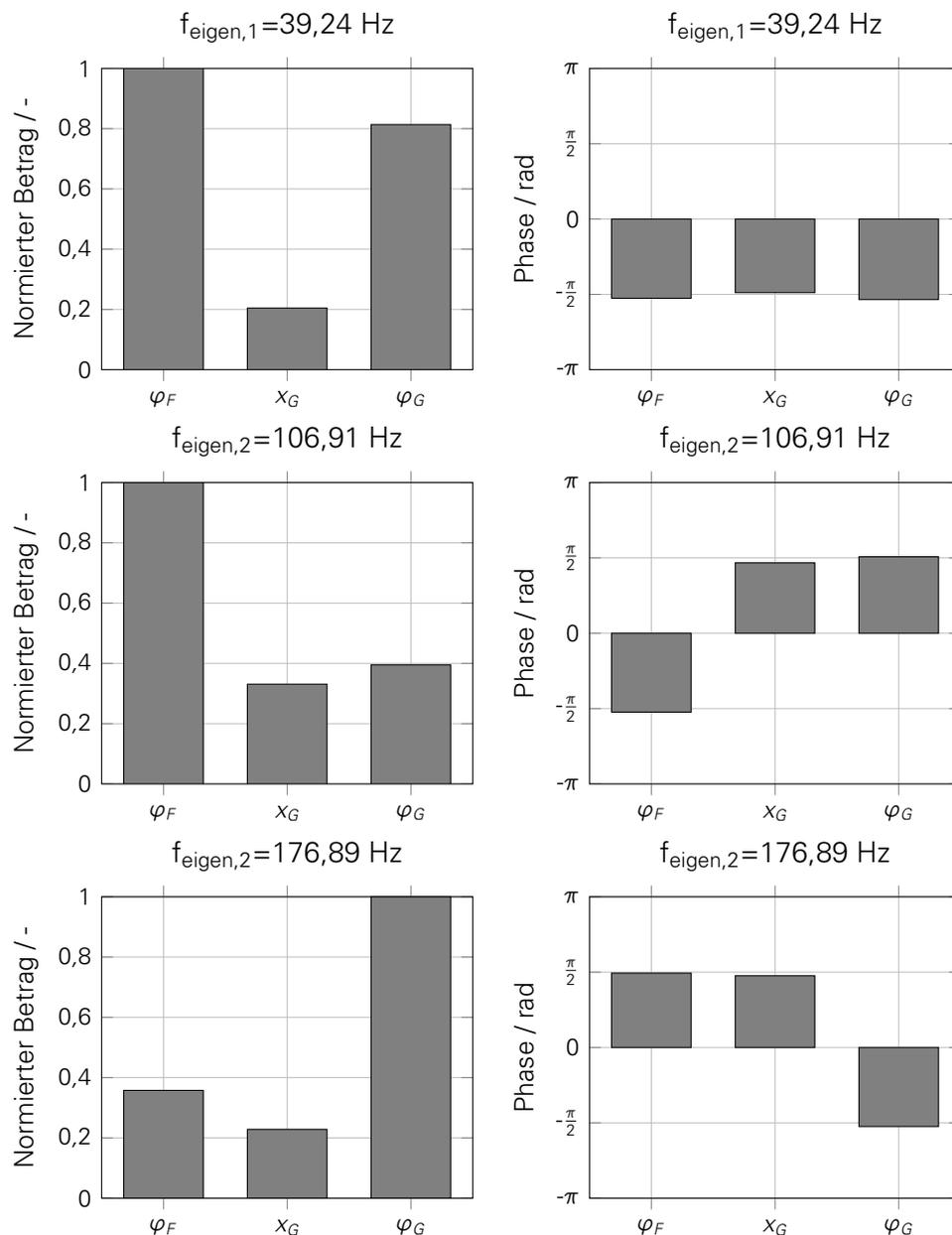


Abbildung 6.4: Eigenvektoren des Modells „Komponente“ bei „Druck 1“

Für das Teilmodell „Komponente“ ergeben sich aufgrund der drei Massenkennwerte drei Eigenwerte. Die erste Eigenmode entspricht der Torsions-Längsreifenmode, welche auch in den Messdaten als erste Reifenmode auftritt (siehe Abb. 5.4) und hat eine zugehörige Eigenfrequenz von 39,24 Hz. Aus der Phaseninformation wird ersichtlich, dass bei dieser Schwingform die Freiheitsgrade  $\varphi_F$ ,  $X_G$  und  $\varphi_G$  annähernd gleichphasig auftreten. Daraus erklärt sich die in den Messdaten beobachtete starke Kopplung zwischen der Reifenlängskraft und der Radwinkelge-

schwindigkeit. Eine Änderung von Randbedingungen, z.B. aufgrund eines Druckverlustes im Reifen, ist somit in gleicher Weise in der Reifenlängskraft und in der Radwinkelgeschwindigkeit sichtbar. Die Charakteristik dieser Schwingform korreliert mit den Ergebnissen von u.a. ZEGELAAR [Zeg98], welcher diese Schwingform als „in-phase rotational mode“ bezeichnet, bei der Reifen und Felge gleichphasig schwingen. Aus den Beträgen des Eigenvektors geht hervor, dass die rotatorischen Schwingamplituden des Reifengürtels im Vergleich zur Felge geringer ausfallen.

Im Gegensatz zur ersten Eigenmode ist die zweite Eigenschwingung bei 106,91 Hz durch die Gegenphasigkeit von Felgenrotation und Gürtelbewegung gekennzeichnet. Eine entsprechende Charakteristik findet sich auch in den Ergebnissen von ZEGELAAR [Zeg98], welcher als zweite Schwingform eine „anti-phase rotational mode“ identifiziert, bei der die Schwingungen von Felge und Gürtel gegenphasig auftreten. Aus der Betragsinformation des Eigenvektors geht hervor, dass bei dieser Schwingform die Amplituden der Felgenrotation deutlich höher als die der Rotation des Gürtels sind.

Die dritte Eigenmode des Teilmodells „Komponente“ hat eine Eigenfrequenz von 176,89 Hz. Aus der Phaseninformation des zugehörigen Eigenvektors geht hervor, dass diese Schwingform durch die gegenphasige Bewegung von Gürteltranslation und -rotation charakterisiert ist. Die Rotation der Felge ist, wie bei der zweiten Eigenmode, zur Gürtelrotation gegenphasig. Im Gegensatz zur zweiten Schwingform tritt jedoch die Gürtelrotation mit höheren Amplituden als die Felgenrotation auf.

Um insbesondere das Auftreten der zweiten Eigenschwingform in den Messdaten zu überprüfen, wird die Schlagleistenüberfahrt am Reifenprüfstand eines Reifens Bridgestone Potenza in der Dimension 245/40 R18 93Y mit einer Geschwindigkeit von  $60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  analysiert. Hintergrund der Geschwindigkeit von  $60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  ist nach Kapitel 4.1.1 die Tatsache, dass mit höheren Geschwindigkeiten auch höhere Frequenzbereiche (bis ca. 100 Hz) angeregt werden. Jedoch ist zu berücksichtigen, dass die Anregungsamplituden im Vergleich zum Frequenzbereich der Torsions-Längsreifenmode deutlich geringer sind. Abb. 6.5 stellt die Amplitudenspektren der Reifenlängskraft sowie der Radwinkelgeschwindigkeit bei einer Schlagleistenanregung mit  $60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  dar.

Im Spektrum der Radwinkelgeschwindigkeit sind im Frequenzbereich bis 200 Hz zwei Eigenfrequenzbereiche zu erkennen. Die erste Resonanzstelle ist die Torsions-Längsreifenmode mit dem bereits bekannten druckabhängigen Verhalten, welche auch bei  $60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  noch angeregt wird. Der zweite Resonanzfrequenzbereich lässt sich im Bereich von ca. 100-120 Hz mit identischer druckabhängiger Charakteristik identifizieren. Dieser Resonanzbereich tritt im Bereich von ca. 100 Hz auch im Amplitudenspektrum der Reifenlängskraft auf. Jedoch sind die Amplitudenmaxima im Vergleich zur Radwinkelgeschwindigkeit weniger deutlich ausgeprägt. In der Reifenlängskraft ist zudem eine dritte Resonanzfrequenz im Bereich von ca. 70 Hz zu erkennen. Der Vergleich mit der Radwinkelgeschwindigkeit zeigt kein entsprechendes Äquivalent. Gemäß dem gewählten Modellansatz treten jedoch Rotationsschwingungen der Felge und Schwingungen des Gürtels immer gemeinsam mit einer definierten Kopplung (siehe Abb. 6.4) auf. Darauf basierend lässt sich schlussfolgern, dass die Schwingform im Bereich 70 Hz eine flexible Gürtelmode darstellt, die mit dem hier gewählten Modellansatz nicht abgebildet werden kann. Auch SCHMEITZ [Sch04] ermittelt neben der „in-phase“ Mode bei 35 Hz und der „anti-phase“ Mode bei 80 Hz, welche beide in der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit sichtbar sind, in der Reifenlängskraft einen dritten Peak bei ca. 110 Hz, zu dem es keine Entsprechung in der Radwinkelgeschwindigkeit gibt. Allerdings wird diese Frequenz der Strukturdynamik des Prüfstands zugeschrieben. Die Strukturdynamikanalyse des in dieser Arbeit verwendeten Reifenprüfstands ergibt jedoch, dass die erste Eigenfrequenz in Längsrichtung oberhalb von 400 Hz liegt (siehe Kapitel 4.5.1), weshalb der Prüfstandseinfluss auf die Schwingung bei 70 Hz in der Reifenlängskraft ausgeschlossen wird. Auch ZEGELAAR [Zeg98] ermittelt neben der „in-phase“ Mode und der „anti-phase“ Mode, welche jeweils beide in der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit

keit sichtbar sind, eine dritte Schwingung, die nur in der Reifenlängskraft auftritt. Nach ZEGELAAR stellt dies die erste flexible Gürtelmode dar, welche jedoch im Gegensatz zu den Ergebnissen nach Abb. 6.5 mit 90 Hz eine höhere Eigen- bzw. Schwingfrequenz im Vergleich zur „anti-phase“ Mode besitzt. Auf die messtechnische Überprüfung der dritten, im Modell berechneten Mode wird aufgrund der zu geringen Anregungsintensität im höheren Frequenzbereich durch die Schlagleistenüberfahrt verzichtet.

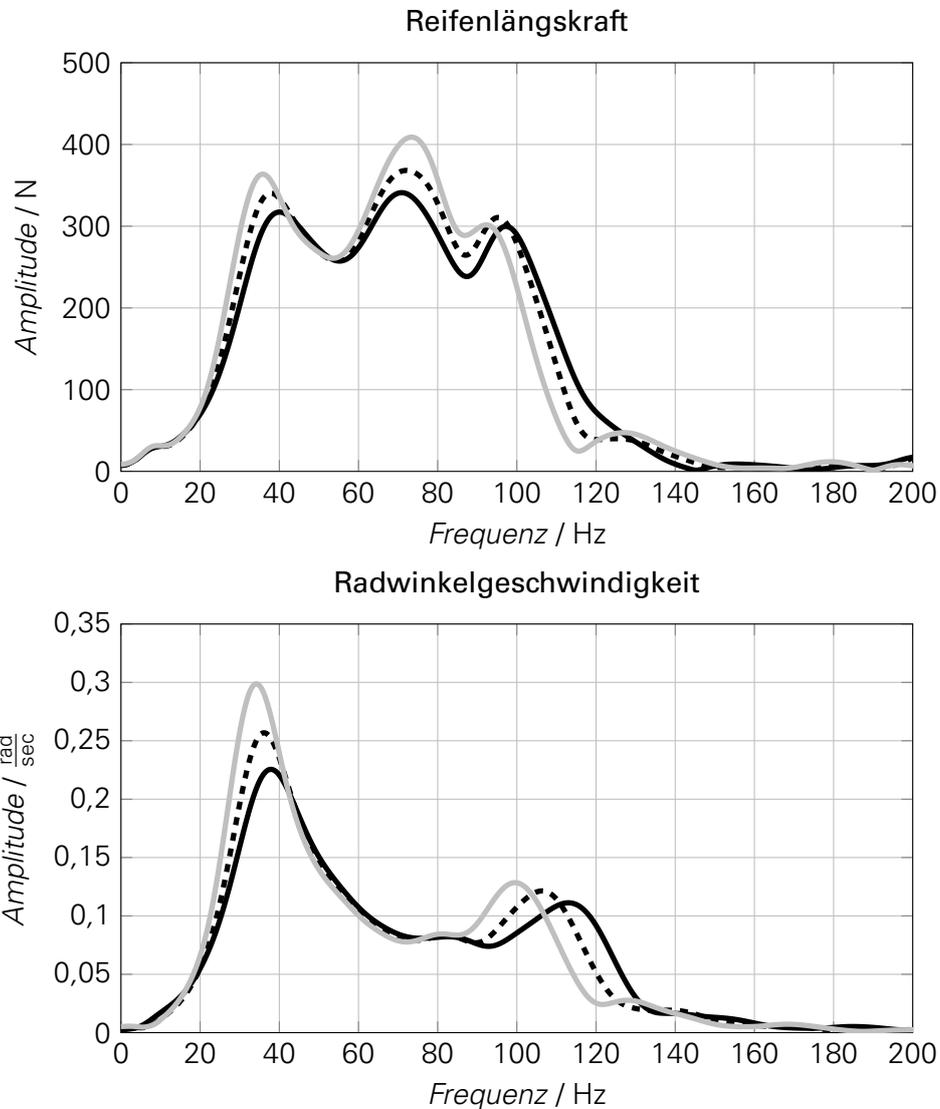


Abbildung 6.5: Amplitudenspektren der Reifenlängskraft bei einer Schlagleistenüberfahrt am Reifenprüfstand mit  $60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$   
 — 2,80 bar; - - - 2,24 bar; — 1,79 bar

### 6.4.3 MODELLCHARAKTERISTIK „SUBSYSTEM“

In Analogie zum Teilmodell „Komponente“ wird auch die Modellcharakteristik des Teilmodells „Subsystem“ beim höchsten Reifendruck „Druck 1“ analysiert. Abb. 6.6 stellt Betrag und Phase der komplexen Eigenvektoren für die vier Eigenwerte entsprechend der vier Massenkennwerte des Modells dar. Die Diagrammtitel enthalten die Werte der zugehörigen Eigenfrequenzen.

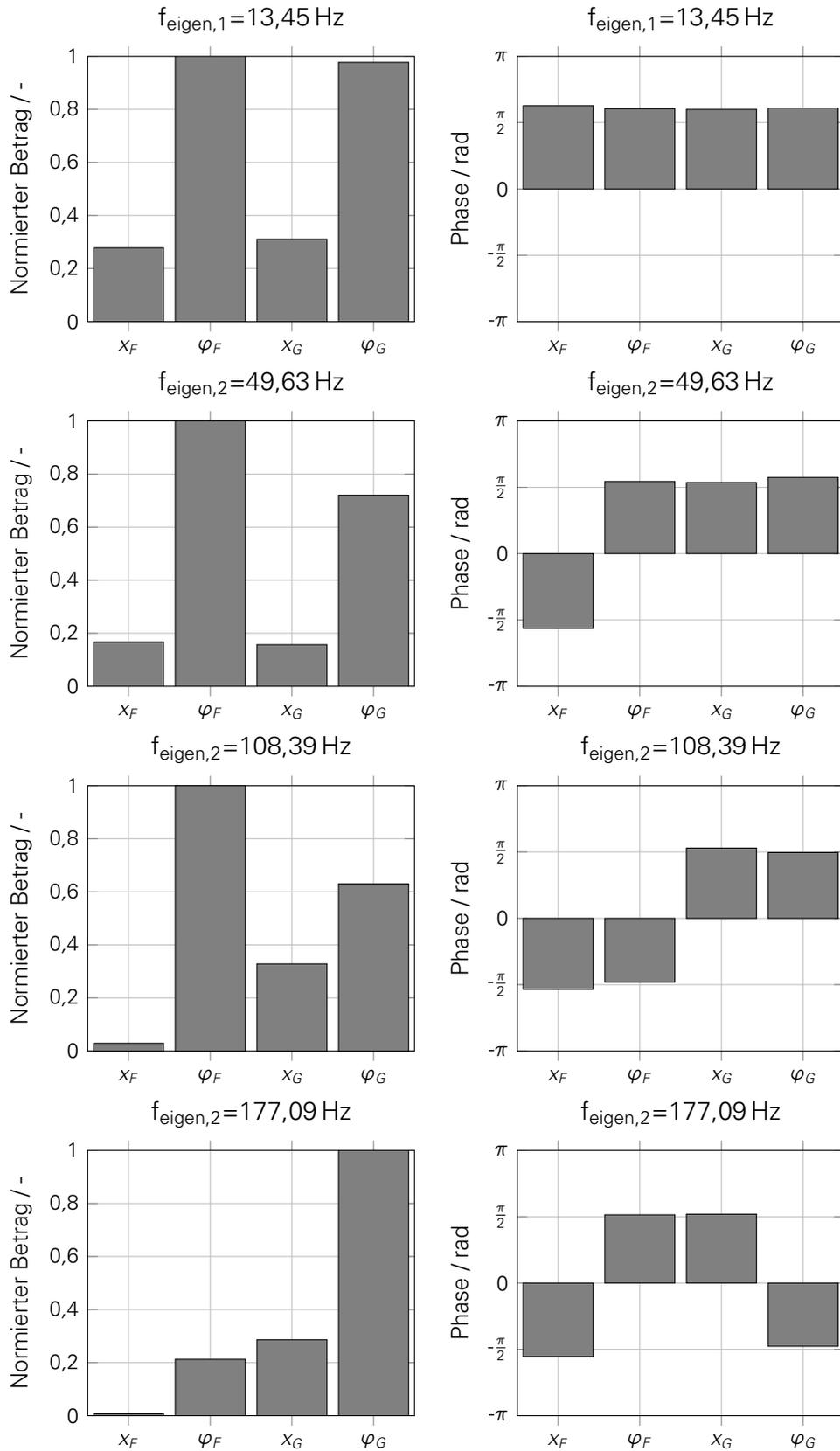


Abbildung 6.6: Eigenvektoren des Modells „Subsystem“ bei „Druck 1“

Die erste berechnete Eigenschwingform bei 13,45 Hz stellt eine gleichphasige Schwingung aller vier Freiheitsgrade dar. Das bedeutet, dass die Reifenlängskraft und die Radwinkelgeschwindigkeit in Phase mit der translatorischen Bewegung der felgengekoppelten Massen schwingen. Dies stellt eine sehr gute Korrelation zu den Messergebnissen am Rad-Achs-Prüfstand dar, da die Achseigenschwingung als erste identifizierte Schwingung ebenfalls eine gleichphasige Schwingung von Achslängsbewegung und Reifenlängskraft darstellt (siehe Abb. 5.5 und Abb. 5.6). Aus dem Betrag wird ersichtlich, dass sowohl die beiden Rotationen als auch die translatorischen Freiheitsgrade mit vergleichbaren Amplituden auftreten.

In Korrelation zu den Messergebnissen am Rad-Achs-Prüfstand entspricht die zweite Eigenschwingung der Torsions-Längsreifenmode, welche sich bei einer Frequenz von 49,63 Hz ergibt. Aus der Phaseninformation wird deutlich, dass durch die Wechselwirkung mit der Achselastizität die Charakteristik der Reifenschwingung nicht beeinflusst wird und alle drei Freiheitsgrade des Reifens weiterhin in Phase schwingen. Daraus folgt, dass auch die starke Kopplung zwischen der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit erhalten bleibt, was mit den in Kapitel 5.3 vorgestellten Messergebnissen korreliert. Änderungen in den Randbedingungen, wie z.B. ein Druckverlust im Reifen, sind demnach genauso in der Reifenlängskraft wie auch in der Radwinkelgeschwindigkeit beobachtbar. Ebenfalls in Korrelation zu den Messergebnissen steht zum einen die Gegenphasigkeit der translatorischen Felgenbewegung bei der Torsions-Längsreifenmode. Zum anderen ergibt sich aufgrund der zusätzlichen Achselastizität auch im Modell eine Verschiebung der Eigenfrequenz der Torsions-Längsreifenmode zu höheren Frequenzen. Aus dem Betrag wird ersichtlich, dass die Amplituden der translatorischen Bewegungen ähnlich groß sind. Der Betrag der Felgenrotation liegt im Vergleich zum Reifengürtel etwas höher. Die ermittelte Modellcharakteristik, insbesondere in Bezug auf die Phasenbeziehung zwischen Reifenschwingung und Achsschwingung, korreliert mit den Ergebnissen von HAZELAAR [Haz94] und SCHMEITZ [Sch04] (siehe auch Kapitel 3.2).

Die Analyse der dritten und vierten Eigenschwingung zeigt in Bezug auf die Eigenfrequenz sowie den Betrag und die Phase der Freiheitsgrade  $\varphi_F$ ,  $x_G$  und  $\varphi_G$  eine sehr hohe Korrelation zur zweiten und dritten Eigenschwingung des Teilmodells „Komponente“. Der hauptsächliche Unterschied liegt im zusätzlichen Freiheitsgrad  $x_F$ , welcher bei beiden Eigenmoden gegenphasig zur translatorischen Gürtelbewegung auftritt, betragsmäßig jedoch deutlich geringere Amplituden aufweist. Daraus folgt, dass die Charakteristik der Eigenschwingungen auf Komponentenebene durch die Wechselwirkung mit der Achselastizität nicht signifikant beeinflusst wird. Lediglich die Eigenfrequenz der Torsions-Längsreifenmode verschiebt sich deutlich zu höheren Frequenzen, was in identischer Weise auch in den Messdaten beobachtbar ist.

## 6.5 SIMULATION EINER EINZELHINDERNISÜBERFAHRT

Zur Simulation einer Einzelhindernisüberfahrt werden beide Teilmodelle in den Zustandsraum transformiert. Im Folgenden wird der Systemeingang der Zustandsraummodelle für die Schlagleistensimulation diskutiert. Die sich ergebenden Amplitudenspektren von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit werden bei den drei unterschiedlichen Reifendrücken verglichen. Dabei wird immer der direkte Vergleich zu den Ergebnissen der Messungen gezogen. Anschließend erfolgt die Variation der Achselastizität analog zu den Messungen, um den rechnerischen Einfluss der Radaufhängung auf die Sensitivität des Reifens bzgl. eines Druckverlusts zu ermitteln.

### 6.5.1 ZUSTANDSRAUMDARSTELLUNGEN

Beide Modelle werden als lineare, zeitinvariante Systeme zur Durchführung von Zeitschrittsimulationen mit beliebiger Eingangs- bzw. Anregungscharakteristik in den Zustandsraum transformiert. Die betrachteten Systemausgänge sind die Reifenlängskraft sowie die Drehschwingungen der

Felge. Damit ist prinzipiell die Möglichkeit gegeben, neben der deterministischen Schlagleistenanregung auch eine stochastische Fahrbahnanregung zu simulieren. Aufgrund der Linearität der beiden Teilmodelle beschränkt sich die Analyse der Simulationsergebnisse auf die Schlagleistenanregung. Auf Basis der Ergebnisse aus Kapitel 4.1.1 erfolgt die Festlegung auf die Geschwindigkeiten von  $v_x = 30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  bzw.  $v_x = 8,33 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ .

### „KOMPONENTE“

Die Zustandsraumdarstellung des Teilmodells „Komponente“ wird durch Gleichung (6.16) bis Gleichung (6.19) basierend auf den Bewegungsgleichungen aus Kapitel 6.2 gegeben. Dabei bezeichnet  $z_K$  den Zustandsvektor, welcher die Zustandsgrößen enthält,  $A_K$  die Systemmatrix,  $B_K$  die Eingangsmatrix,  $C_K$  die Ausgangsmatrix,  $D_K$  die Durchgangsmatrix,  $e$  den Systemeingang sowie  $a$  den Systemausgang. Auf die Definition des Systemeingangs bei der Simulation einer Schlagleistenüberfahrt wird im folgenden Kapitel detaillierter eingegangen. Im Hinblick auf den Vergleich zwischen der Winkelgeschwindigkeit der Felge und der Reifenlängskraft (in Äquivalenz zur Messung) enthält der Systemausgang  $a$  die Reifenlängskraft  $F_x$  sowie die Winkelbeschleunigung der Felge  $\ddot{\varphi}_F$ . Zur Ergebnisanalyse wird die Winkelbeschleunigung integriert, um die Winkelgeschwindigkeit der Felge  $\dot{\varphi}_F$  zu erhalten. Die vollständige Darstellung des Teilmodells „Komponente“ im Zustandsraum kann dem Anhang A.1 entnommen werden.

$$z_K = \left[ \varphi_F \quad x_G \quad \varphi_G \quad s_x \quad \dot{\varphi}_F \quad \dot{x}_G \quad \dot{\varphi}_G \quad \ddot{x}_G \quad \ddot{\varphi}_G \right]^T \quad (6.16)$$

$$\dot{z}_K = A_K \cdot z_K + B_K \cdot e \quad (6.17)$$

$$a = C_K \cdot z_K + D_K \cdot e \quad (6.18)$$

$$a = \left[ F_x \quad \ddot{\varphi}_F \right]^T \quad (6.19)$$

### „SUBSYSTEM“

Analog zum Teilmodell „Komponente“ wird auch das Teilmodell „Subsystem“ basierend auf den Bewegungsgleichungen aus Kapitel 6.3 entsprechend Gleichung (6.20) bis Gleichung (6.23) in den Zustandsraum transformiert. Im Gegensatz zum Komponentenmodell ist der Zustandsvektor  $z_S$  um die zusätzlichen Zustandsgrößen translatorische Felgenbewegung  $x_F$  und translatorische Felgengeschwindigkeit  $\dot{x}_F$  infolge der Achselastizität erweitert. Dadurch ändern sich auch die vier beschreibenden Matrizen  $A_S$ ,  $B_S$ ,  $C_S$  und  $D_S$ , da die Herleitung der Matrizen auf den Bewegungsgleichungen basiert. Die Definition des Systemeingangs sowie des Systemausgangs bleiben unverändert, da ebenfalls eine Schlagleistenanregung bei Auswertung der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit simuliert wird. Die vollständige Darstellung des Teilmodells „Subsystem“ im Zustandsraum kann dem Anhang A.2 entnommen werden.

$$z_S = \left[ x_F \quad \varphi_F \quad x_G \quad \varphi_G \quad s_x \quad \dot{x}_F \quad \dot{\varphi}_F \quad \dot{x}_G \quad \dot{\varphi}_G \quad \ddot{x}_G \quad \ddot{\varphi}_G \right]^T \quad (6.20)$$

$$\dot{z}_S = A_S \cdot z_S + B_S \cdot e \quad (6.21)$$

$$a = C_S \cdot z_S + D_S \cdot e \quad (6.22)$$

$$a = \left[ F_x \quad \ddot{\varphi}_F \right]^T \quad (6.23)$$

## 6.5.2 DEFINITION DER ANREGUNG

Wie eingangs angesprochen, werden in diesem Kapitel beide Teilmodelle mit einer Schlagleistenanregung simuliert. Die Analyse der spektralen Eigenschaften der Schlagleistenanregung in longitudinaler wie in vertikaler Richtung wird bereits in Kapitel 4.1.1 diskutiert. Unter Beibehaltung der Modellvorstellung eines starren Rings, der über ein Einzelhindernis rollt, lassen sich generell zwei unterschiedliche Drehmomente sowie zwei Kräfte identifizieren, welche sich während der Hindernisüberfahrt überlagern und die Schwingungsanregung realisieren. Abb. 6.7 stellt diese Kräfte und Momente dar. Beim Auftreffen des Ringes auf die Schlagleiste treten gleichzeitig eine Vertikalkraft  $F_z$  und eine Längskraft  $F_x$  entgegen der Bewegungsrichtung auf. Zusätzlich ergeben sich aufgrund der wirksamen Hebelarme  $l_x$  und  $l_z$  zwei Drehmomente um die  $y$ -Achse  $M_{y,F_x}$  sowie  $M_{y,F_z}$  entsprechend Gleichung (6.25) und Gleichung (6.26). Es wird deutlich, dass bis auf die Vertikalkraft  $F_z$  alle drei Anregungsgrößen während der Schlagleistenüberfahrt das Vorzeichen wechseln, wenn die Schlagleiste die Reifenmittelebene durchläuft. Der zeitliche Verlauf der Anregungskräfte in Längs- und Vertikalrichtung wird in Abb. 4.2 dargestellt.

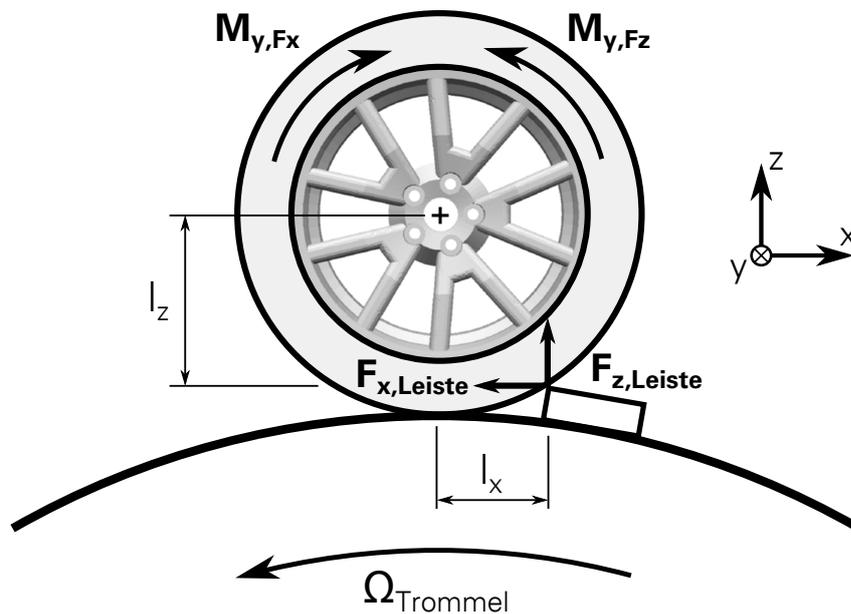


Abbildung 6.7: Anregungsgrößen bei einer Schlagleistenüberfahrt am Beispiel eines Außentrommelprüfstands

Der Systemeingang  $e$  der beiden Zustandsraumdarstellungen für die Modelle „Komponente“ und „Subsystem“ kann bei der Simulation einer Schlagleistenüberfahrt aus der Überlagerung der zeitabhängigen Anregungsgrößen  $F_x(t)$ ,  $F_z(t)$ ,  $M_{y,F_x}(t)$  sowie  $M_{y,F_z}(t)$  aufgefasst werden. Die entsprechende Formulierung für die oben entwickelten Zustandsraumdarstellungen der beiden Modelle wird durch Gleichung (6.24) gegeben. Darüber hinaus zeigt ZEGELAAR [Zeg98], dass der während der Schlagleistenüberfahrt variierende dynamische Rollradius mit den damit verbundenen Schlupfänderungen ebenfalls einen signifikanten Beitrag zur Schwingungsanregung leistet (siehe auch Kapitel 3.1.2).

$$e = \left[ F_{x,Leiste}(t) \quad F_{z,Leiste}(t) \quad M_{y,F_x}(t) \quad M_{y,F_z}(t) \right]^T \quad (6.24)$$

$$M_{y,F_x} = F_{x,Leiste} \cdot l_z \quad (6.25)$$

$$M_{y,F_z} = F_{z,Leiste} \cdot l_x \quad (6.26)$$

Da der Reifengürtel während der Schlagleistenüberfahrt eine elastische Verformung erfährt, ist die Anregungsabbildung bei der Modellvorstellung eines starren Rings, welcher die Reifengürtelmasse repräsentiert, per Definition nur eingeschränkt möglich. Von HAZELAAR [Haz94] und ZEGELAAR [Zeg98] werden modellbasierte Ansätze zur Anregungsdefinition durch eine Schlagleiste bei einem Modellansatz mit einem starren Ring gegeben. ZEGELAAR stellt dar, dass die Zeitverläufe der Reifenkräfte auch während der Anregungsphase gut abgebildet werden können. Da im Rahmen dieser Arbeit weniger die Anregungsphase als vielmehr die Phase des freien Ausschlagens auf der Trommel relevant ist (siehe Abb. 5.2), wird auf eine detaillierte Beschreibung des Anregungsvorgangs verzichtet. Es wird die Annahme getroffen, dass die Anregung durch die Schlagleistenüberfahrt ausschließlich aus dem geschwindigkeitsabhängigen Längskraftverlauf entsprechend Kapitel 4.1.1 besteht. Für die Transformation beider Teilmodelle in den Zustandsraum bedeutet dies, dass der Systemeingang  $e$  nach Gleichung (6.27) mit dem geschwindigkeitsabhängigen Längskraftverlauf  $F_x(t)$  gemäß Abb. 4.3 definiert wird, welche mit dem Hebelarm  $r_{dyn}$  in der Kontaktzone angreift. Des Weiteren wird die vereinfachende Annahme getroffen, dass sich die Anregungscharakteristik nur über der Geschwindigkeit ändert, jedoch für alle Reifendrucke identisch ist. Aus der Anregungsanalyse nach Kapitel 4.1.1 sowie aus den modellbasierten Ansätzen von HAZELAAR [Haz94] und ZEGELAAR [Zeg98] ergibt sich allerdings, dass die Anregung selbst auch druckabhängig ist, da sich die Latschlänge über dem Druck ändert. Die Druckabhängigkeit beider Teilmodelle bei der berechneten Schlagleistenüberfahrt resultiert damit ausschließlich aus der druckabhängigen Reifencharakteristik selbst.

$$e = \left[ F_x(t) \right] \quad (6.27)$$

### 6.5.3 SIMULATIONSERGEBNIS TEILMODELL „KOMPONENTE“

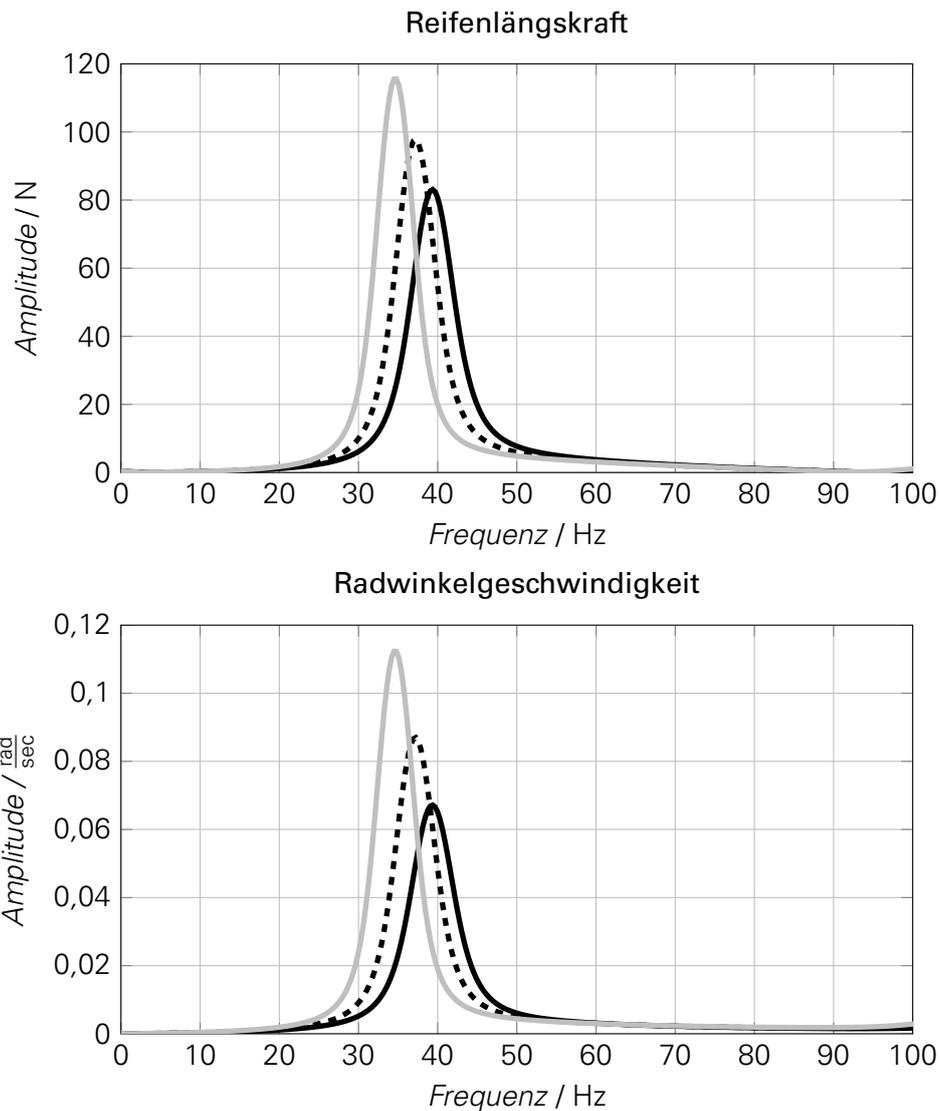
Abb. 6.8 stellt die Amplitudenspektren der Reifenlängskraft sowie der Radwinkelgeschwindigkeit dar, welche sich mit einer Schlagleistenanregung bei einer Geschwindigkeit von  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  für das Teilmodell „Komponente“ ergeben. Es ist zu erkennen, dass die Reifenlängskraft und die Radwinkelgeschwindigkeit die gleiche Abhängigkeit vom Reifendruck aufweisen. Als Resultat der spezifischen Charakteristik der Schwingform der Torsions-Längsreifenmode sowie der entsprechenden druckabhängigen Parametrierung ergeben sich für beide Auswertegrößen bei abnehmendem Reifendruck eine Verringerung der Schwingfrequenz und eine Erhöhung der Schwingamplitude. Aus dem zusätzlichen Fakt, dass die Schwingfrequenzen beider Auswertegrößen nahezu identisch sind, ergibt sich eine vollständige Korrelation zu den Messergebnissen (siehe Abb. 5.4), wodurch das in der Messung beobachtete Verhalten in der Theorie bzw. in der Berechnung nachgebildet wird.

Im Vergleich zu den Messdaten (siehe Abb. 5.4) sind die Amplituden geringer, was zum einen daran liegt, dass die Parametrierung des Modells nicht auf den in der Messung verwendeten Reifen optimiert ist. Zum anderen muss berücksichtigt werden, dass die Amplituden auch infolge der stark vereinfachten Anregungsdefinition von den Messdaten abweichen.

### 6.5.4 SIMULATIONSERGEBNIS TEILMODELL „SUBSYSTEM“

Analog zum Teilmodell „Komponente“ wird in Abb. 6.9 das Simulationsergebnis des Teilmodells „Subsystem“ mit einer Schlagleistenanregung bei einer Geschwindigkeit von  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  dargestellt. Anhand der Amplitudenspektren der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit ist zu erkennen, dass genauso wie bei der Messung am Rad-Achs-Prüfstand (siehe Abb. 5.6) die niederfrequente Schwingung infolge der Achselastizität kaum vom Reifendruck abhängig ist. Lediglich die Schwingamplituden zeigen eine sehr geringe Veränderung bei Variation des Reifendrucks.

Dagegen zeigt die Torsions-Längsreifenmode das bekannte und im Vergleich zum Rad-Achs-Prüfstand identische druckabhängige Verhalten. Mit sinkendem Reifendruck nehmen sowohl in der Reifenkraft als auch in der Radwinkelgeschwindigkeit die Schwingfrequenzen ab, während

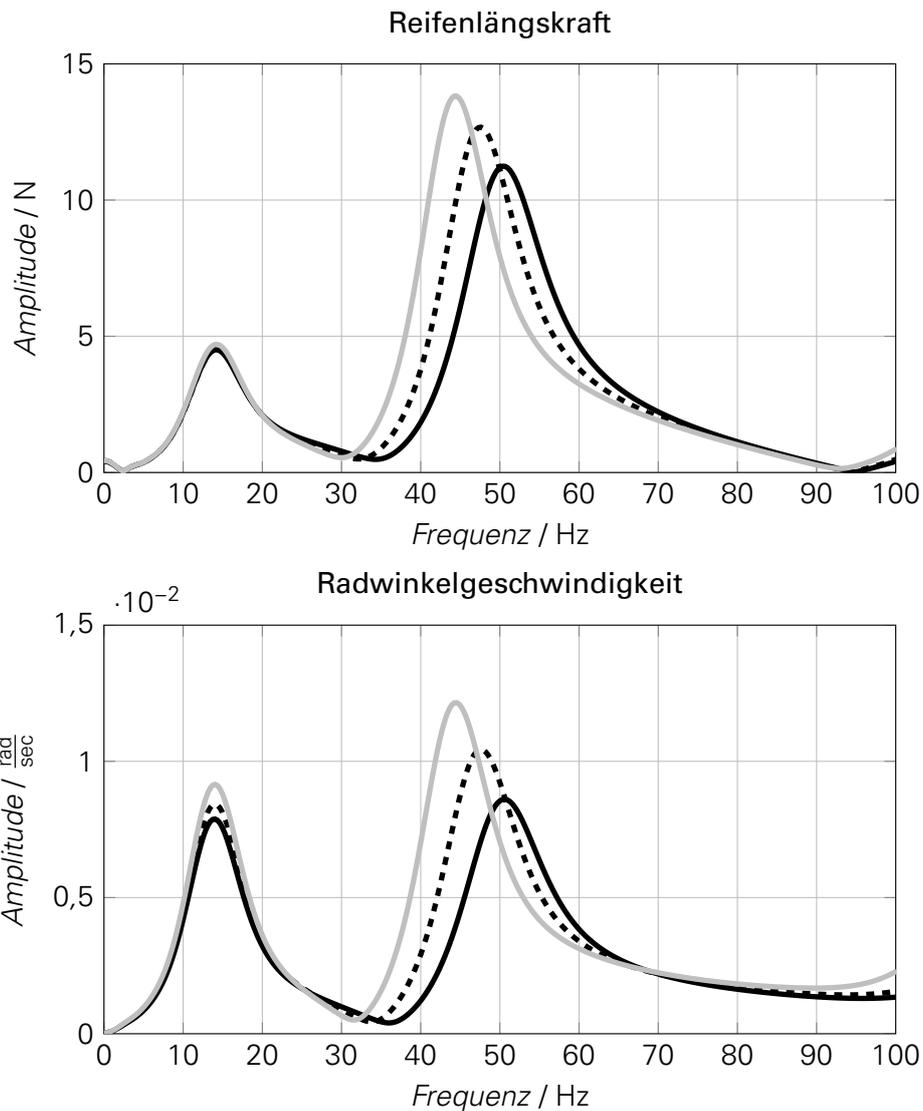


**Abbildung 6.8:** Amplitudenspektren von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit des Teilmodells „Komponente“ bei einer Schlagleistenanregung bei  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$   
 — „Druck 1“; - - - „Druck 2“ — „Druck 3“

die Schwingamplituden zunehmen. Entsprechend der Charakteristik des Schwingungsmodells (siehe Abb. 6.6) treten die Schwingfrequenzen von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit nahezu identisch auf.

Wie das Simulationsergebnis des Teilmodells „Komponente“ zeigt das Teilmodell „Subsystem“ im Vergleich zur Messung (am Rad-Achs-Prüfstand) geringere Amplituden. Gründe sind die nicht auf den in der Messung verwendeten Reifen optimierte Parametrierung sowie die stark vereinfachte Definition der Anregung. Insgesamt zeigt sich auch für das Teilmodell „Subsystem“ eine sehr gute Korrelation zu den Messdaten.

Anhand des Teilmodells „Subsystem“ soll der Einfluss der Achselastizität auf die Sensitivität des Reifens bzgl. eines Druckverlusts in der Simulation ermittelt werden. Dafür wird die generalisierte Achssteifigkeit  $c_A$  ausgehend vom Ausgangswert ( $c_A = 400 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$ ) auf  $c_A = 300 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$  verringert und auf  $c_A = 500 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$  erhöht. Mit den neuen Werten für  $c_A$  wird das Teilmodell „Subsystem“ mit einer Schlagleistenanregung bei einer Geschwindigkeit von  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  simuliert und anschließend werden die sich ergebenden Schwingfrequenzen sowie die Schwingamplituden der Torsions-Längsreifenmode analysiert.



**Abbildung 6.9:** Amplitudenspektren von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit des Teilmodells „Subsystem“ bei einer Schlagleistenanregung bei  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$   
 — „Druck 1“; - - - „Druck 2“; — „Druck 3“

Abb. 6.10 vergleicht die Schwingfrequenzen der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit bei Variation der generalisierten Achssteifigkeit  $c_A$ . Dabei zeigt sich, dass ähnlich wie in der entsprechenden messtechnischen Analyse (siehe Kapitel 5.6.1) auch in der Simulation die Schwingfrequenzen annähernd parallel verschoben werden. In Übereinstimmung mit der Messung steigen die Schwingfrequenzen mit zunehmender Achssteifigkeit. In der Simulation steigen die Schwingfrequenzen der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit gleichermaßen um ca. 0,4 Hz bei einer Erhöhung der Achssteifigkeit von  $c_A = 300 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$  auf  $c_A = 400 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$ , was einer Erhöhung von 33% entspricht. Die Erhöhung der entsprechenden Lagersteifigkeit in der Messung (siehe Abb. 5.13) um ca. 40% führt in der Messung zu einer Erhöhung der Schwingfrequenz der Radwinkelgeschwindigkeit je nach Reifen um 1 Hz bzw. 1,5 Hz. Damit zeigt sich, dass die Sensitivität der Reifeneigenschaften bzgl. eines Druckverlusts genauso in der Messung wie auch in der Simulation nicht signifikant durch Achseigenschaften beeinflusst wird. Analog zur Messung vergleicht Abb. 6.11 die zu den Schwingfrequenzen gehörenden Schwingamplituden der Reifenlängskraft sowie der Radwinkelgeschwindigkeit. Hintergrund ist auch hier der Umstand, dass eine Druckverlustdetektion umso einfacher ist, je ausgeprägter die

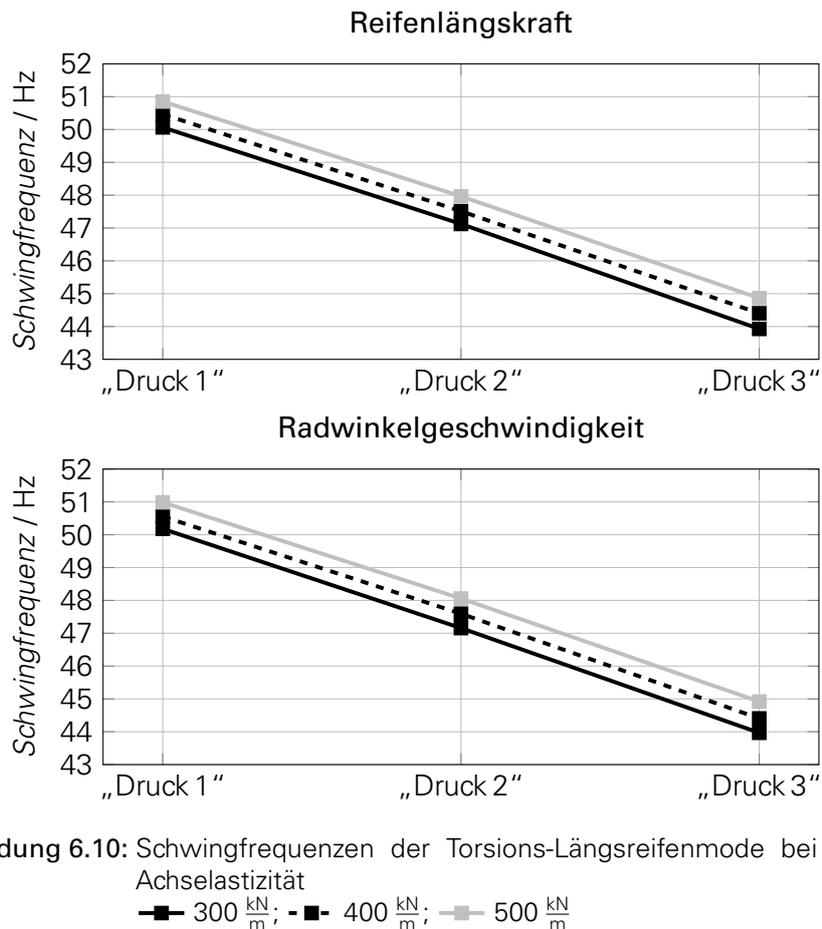
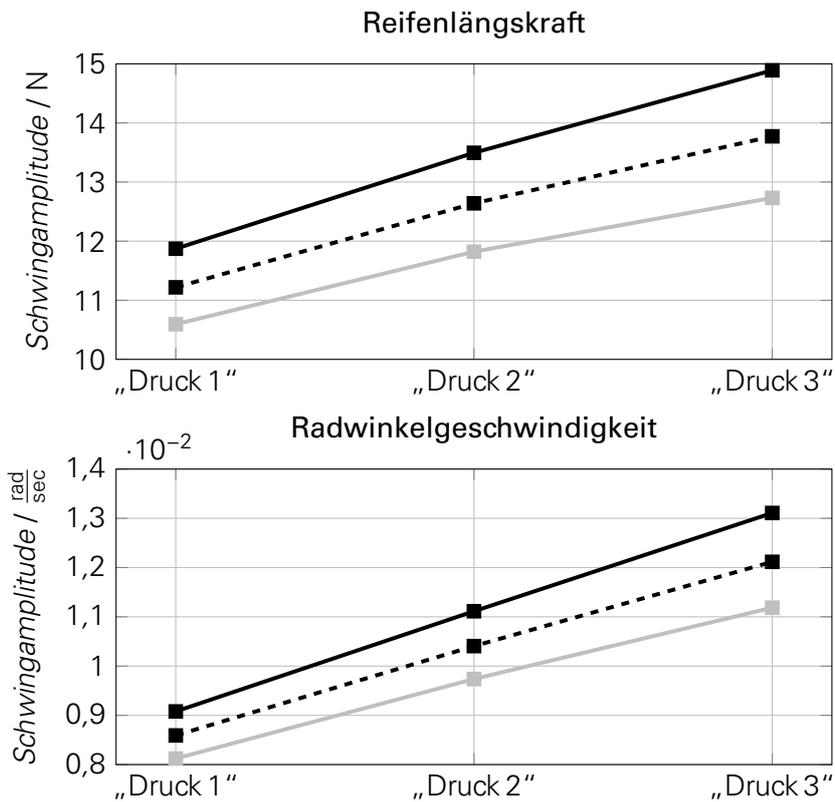


Abbildung 6.10: Schwingfrequenzen der Torsions-Längsreifenmode bei Variation der Achselastizität  
 —■— 300  $\frac{\text{kN}}{\text{m}}$ ; -■- 400  $\frac{\text{kN}}{\text{m}}$ ; —■— 500  $\frac{\text{kN}}{\text{m}}$

Schwingung im Spektrum auftritt. Es ist zu erkennen, dass in der Simulation, in Korrelation zur Messung (siehe Abb. 5.13), die Amplituden mit steigender Achssteifigkeit abnehmen. Dieser Effekt ist im Vergleich zur Messung jedoch deutlich ausgeprägter. Des Weiteren ist anhand der Simulationsergebnisse zu erkennen, dass die Sensitivität in Bezug auf die druckabhängige Amplitudenänderung mit abnehmender Achssteifigkeit zunimmt.

## 6.6 ZUSAMMENFASSUNG DER SIMULATIONSERGEBNISSE

Mit dem Ziel, das Verständnis des druckabhängigen Reifenschwingverhaltens zu erhöhen, wird dieses in der Simulation analysiert, um daraus Erkenntnisse im Hinblick auf die Definition der Prüfprozedur abzuleiten. Dazu werden die beiden Simulationsmodelle „Komponente“ und „Subsystem“ entwickelt. Beide Modelle berücksichtigen die Gürteltranslation in Längsrichtung sowie die Rotationen um die Querachse (y-Achse) von Gürtel und Felge. Im Modell „Subsystem“ besitzt die Felge zusätzlich einen translatorischen Freiheitsgrad mit elastischer Kopplung zur starren Umgebung zur Abbildung der Wechselwirkung mit der Radaufhängung. Der Kontakt zum Untergrund wird in beiden Modellen über ein Schlupfmodell nach ZEGELAAR [Zeg98] realisiert. Anhand der Modellcharakteristik (Eigenfrequenzen und Eigenvektoren) des Teilmodells „Komponente“ wird die starke Kopplung zwischen der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit für die Torsions-Längsreifenmode nachgewiesen. Alle Modellfreiheitsgrade schwingen bei dieser Mode phasengleich bei 39,24 Hz (entsprechend der gewählten Parametrierung). Aus dieser Kopplung kann geschlussfolgert werden, dass die Auswirkungen von veränderten Randbedingungen (wie z.B. Reifendruckvariation) in beiden Signalen gleichermaßen beobachtbar sind, was mit den Messergebnissen an den Prüfständen und des Fahrversuchs korreliert.

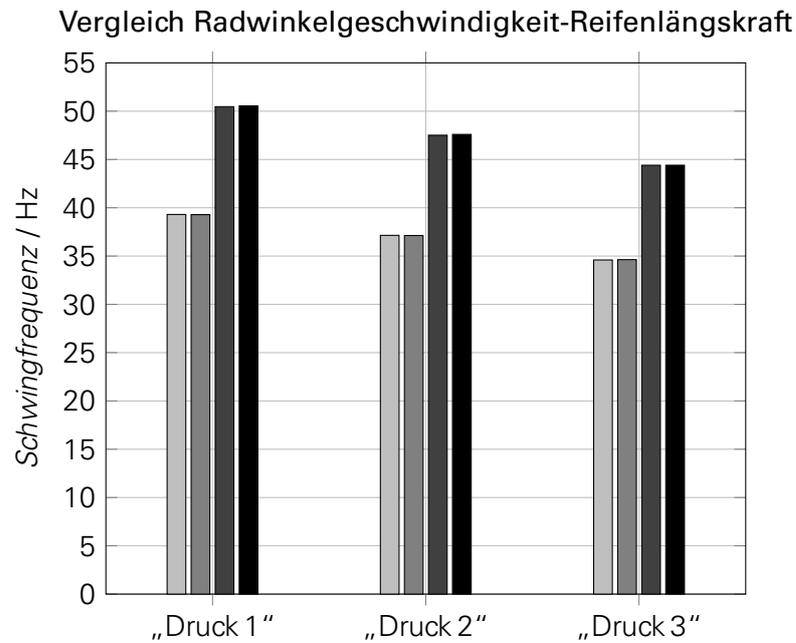


**Abbildung 6.11:** Schwingamplituden der Torsions-Längsreifenmode bei Variation der Achselastizität  
 —■— 300  $\frac{kN}{m}$ ; -■- 400  $\frac{kN}{m}$ ; —■— 500  $\frac{kN}{m}$

Aus der Modellcharakteristik des Teilmodells „Subsystem“ geht die Wechselwirkung der Reifenschwingungen mit der Längssteifigkeit der Radaufhängung hervor. Die erste berechnete Mode bei 13,45 Hz ist durch die gleichphasige Schwingung aller Modellfreiheitsgrade (d.h. longitudinale Achsbewegung und Reifenfreiheitsgrade) charakterisiert und resultiert aus der elastischen Aufhängung der felgengekoppelten Achsmassen. Mit 49,63 Hz tritt die zweite Mode, welche der Torsions-Längsreifenmode entspricht, bei einer im Vergleich zum Modell „Komponente“ signifikant höheren Frequenz auf. Die Torsions-Längsmode des Modells „Subsystem“ ist durch die Phasengleichheit der Reifenfreiheitsgrade charakterisiert. Damit resultiert auch unter dem Einfluss der Fahrwerkselastizität die oben beschriebene starke Kopplung zwischen der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit für die Torsions-Längsreifenmode, auch wenn diese bei höheren Schwingfrequenzen auftritt. Die berechnete Wechselwirkung zwischen dem Reifenschwingverhalten und der Achselastizität zeigt eine sehr gute Übereinstimmung zu den Messergebnissen aus Kapitel 5.3 sowie Kapitel 5.6.1.

Die simulierten Schlagleistenüberfahrten mit den in den Zustandsraum überführten Teilmodellen zeigen eine hohe Korrelation zu den in Kapitel 5.2 und Kapitel 5.3 vorgestellten Messdaten. Die Anregung wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit vereinfachend auf eine Längskraft in der Kontaktzone reduziert. Als Ausgangsgrößen werden die Reifenlängskraft sowie die Radwinkelbeschleunigung bzw. Radwinkelgeschwindigkeit definiert. Analog zur messtechnischen Analyse wird mit dem Teilmodell „Subsystem“ analysiert, inwieweit sich die Sensitivität des Reifenschwingverhaltens bzgl. eines Druckverlusts in Abhängigkeit von der Fahrwerkselastizität verändert. Es wird gezeigt, dass sich bei Variation der Achssteifigkeit die Schwingfrequenzen der Torsions-Längsreifenmode analog zu den Messergebnissen annähernd parallel verschieben. Die Reifensensitivität bzgl. eines Druckverlusts wird somit nicht beeinflusst. Im Gegensatz dazu nimmt die Schwingamplitude bei fallendem Reifendruck umso stärker zu, je niedriger die Achssteifigkeit ist. Dieser Effekt wird in der Messung nicht ermittelt.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass ein Reifenmodell mit starrem Ring als Reifengürtel einen geeigneten Modellansatz darstellt, um sowohl die Korrelation zwischen der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit als auch die Wechselwirkung zwischen der Reifencharakteristik und der Achselastizität zu analysieren. Abb. 6.12 fasst in Analogie zu Abb. 5.8 die Schwingfrequenzen der Torsions-Längsmode für beide Teilmodelle in Abhängigkeit vom Reifendruck zusammen. Im direkten Vergleich zu Abb. 5.8 zeigt sich, dass mit dem gewählten Modellansatz sowie der entsprechenden druckabhängigen Parametrierung das für die indirekte Reifendruckkontrolle relevante Reifenschwingverhalten mit sehr hoher Korrelation zu den Messdaten abgebildet werden kann.



**Abbildung 6.12:** Vergleich der Schwingfrequenzen der Torsions-Längsreifenmode bei einer Schlagleistenanregung in der Simulation  
 ■■  $F_x$  „Komponente“; ■■  $\omega$  „Komponente“; ■■  $F_x$  „Subsystem“; ■■  $\omega$  „Subsystem“

# 7 ENTWICKLUNG DER PRÜFPROZEDUR

Das folgende Kapitel erläutert die Entwicklung der Prüf- und Auswerteprozedur zur Bewertung von Reifen bzgl. ihrer Eignung für indirekte Reifendruckkontrollsysteme an einem Reifenprüfstand. Zunächst werden die Anforderungen an die Prüfprozedur und die Zielstellungen dargelegt. Basierend auf den bisherigen Erkenntnissen erfolgt die Definition des grundlegenden Konzepts der Prüfprozedur sowie die Definition der Kenngrößen zur quantitativen Bewertung des Reifenschwing- und Rollradiusverhaltens.

Der Reifendruck, die Radlast, das Massenträgheitsmoment der Felge sowie die Reifen- bzw. Drucklufttemperatur stellen wesentliche Randbedingungen für das Reifenschwing- und Rollradiusverhalten dar. Daher werden ihre Einflüsse umfassend analysiert. Die Temperaturabhängigkeit des Reifenschwing- und Rollradiusverhaltens stellt einen weiteren wichtigen Punkt in Bezug auf das Verständnis der thermodynamischen Reifeneigenschaften bei Druckverlust dar. Zudem wird das thermodynamische Reifenverhalten bei geöffnetem Reifenventil (Abbildung eines Druckverlusts) und geschlossenem Ventil in der Messung sowie anhand eines thermodynamischen Simulationsmodells diskutiert.

Basierend auf den erläuterten Abhängigkeiten der Randbedingungen (Reifendruck, Radlast, Massenträgheitsmoment der Felge sowie Reifen- und Drucklufttemperatur) wird die konkrete Definition der Prüfprozedur für das Reifenschwing- und Rollradiusverhalten vorgestellt.

Im letzten Abschnitt des Kapitels wird anhand von fünf definierten Referenzreifen der direkte Vergleich zwischen den Ergebnissen am Reifenprüfstand und den Ergebnissen im Fahrversuch diskutiert. Des Weiteren erfolgt die Analyse des allgemeinen Reifenverhaltens in Abhängigkeit von der Reifendimension mittels der definierten Prüfprozedur am Reifenprüfstand. Zur Ableitung einer Aussage über die Eignung bzw. Kompatibilität eines Reifens mit einem indirekten Reifendruckkontrollsystem wird abschließend das Referenzreifen-Bewertungskonzept vorgestellt.

## 7.1 EINLEITUNG

### 7.1.1 ANFORDERUNGEN UND ZIELSTELLUNGEN

Wie bereits in Kapitel 2.5 erläutert, besteht das Ziel der zu definierenden Prüfprozedur darin, ein einfach zu handhabendes Werkzeug zu entwickeln, um zuverlässig, in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses die Kompatibilität eines Reifens mit einem indirekten Reifendruckkontrollsystem zu bewerten. Gemäß Kapitel 2.5 bestehen die grundlegenden Anforderungen an die Bewertungsmethodik aus folgenden Punkten:

- Ermöglichung der Reifenbewertung an einem Reifenprüfstand, damit die Reifenhersteller die Möglichkeit haben, die Prüfung vor der Anlieferung durchführen zu können.

- Jeder Hersteller muss mit angemessenem Aufwand die Möglichkeit besitzen die Prüfung durchzuführen.
- Die Bewertung muss im angemessenen Zeitraum durchgeführt werden können, um die Akzeptanz des Verfahrens zu gewährleisten.
- Alle relevanten Eigenschaften müssen bewertbar sein.
- Die Korrelation zum Fahrversuch im Hinblick auf die Aussage bzgl. der Eignung eines Reifens mit einem indirekten Reifendruckkontrollsystem muss gegeben sein.

### 7.1.2 KONZEPT

Das grundlegende Konzept der Prüfprozedur ergibt sich zum einen aus den Anforderungen und Zielstellungen ( siehe Kapitel 2.5 sowie Kapitel 7.1.1) und zum anderen aus den bisherigen Erkenntnissen aus Messung und Simulation (siehe Kapitel 5 und Kapitel 6). Daraus ergibt sich, dass zur Bewertung des Reifenschwingverhaltens bzw. der relevanten Torsions-Längsreifenmode Schlagleistenüberfahrten an einem Außentrommelprüfstand genutzt werden können. Ein Außentrommelprüfstand bietet im Hinblick auf die technischen Voraussetzungen den großen Vorteil, dass jeder relevante Reifenhersteller einen entsprechenden Prüfstand hat und i.d.R. damit auch Schlagleistenversuche durchführt (wenn auch mit anderem Hintergrund). Aus der starken Kopplung zwischen der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit (für die Torsions-Längsreifenmode), welche in Messung und Simulation nachgewiesen wird, folgt die Möglichkeit die Reifensensitivität anhand der Reifenlängskraft zu bewerten, welche üblicherweise am Außentrommelprüfstand hochgenau sensiert wird. Entsprechend der Anregungscharakteristik bei einer Schlagleistenüberfahrt wird die Torsions-Längsreifenmode ausschließlich bei geringen Geschwindigkeiten bis ca.  $35 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  angeregt. Sofern nicht anders angegeben, beziehen sich daher im weiteren Kapitel alle Angaben und Darstellungen auf die Auswertung der Reifenlängskraft bei  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  mit einer Schlagleistenanregung. Als Standardschlagleistengeometrie kommt im Folgenden eine rechteckige Schlagleiste mit dem Querschnitt 10x25 mm (HxB) zum Einsatz. Die Abhängigkeit von weiteren Parametern, wie z.B. der Radlast, wird im Folgenden diskutiert, um sinnvolle Definitionen in der Prüfprozedur treffen zu können.

Auch für die Bewertung des Rollradiusverhaltens wird ein Außentrommelprüfstand verwendet. Mit der Messung von Rad- und Trommeldrehzahl bzw. der entsprechenden Winkelgeschwindigkeiten erfolgt mit bekanntem Trommeldurchmesser die Berechnung des dynamischen Rollradius gemäß Kapitel 4.4. Eine generelle Eingrenzung der Geschwindigkeit ist für das Rollradiusverhalten nicht notwendig, da im Unterschied zum Reifenschwingverhalten die geschwindigkeitsabhängige Anregungscharakteristik nicht berücksichtigt werden muss. Darüber hinaus zeigen Messergebnisse (siehe Abb. 5.16 sowie Abb. 5.17), dass der dynamische Rollradius sowohl als Absolutgröße als auch dessen druckabhängige Änderung stark geschwindigkeitsabhängig ist. Die Abhängigkeit von weiteren Parametern, wie z.B. der Radlast, wird im Folgenden analog zum Schwingverhalten diskutiert, um diese in der Definition der Prozedur entsprechend zu berücksichtigen.

## 7.2 KENNGRÖSSENERMITTLUNG REIFENSCHWINGVERHALTEN

Basierend auf der Wirkungsweise von indirekten Reifendruckkontrollsystemen erfolgt die Auswertung des druckabhängigen Reifenschwingverhaltens ausschließlich im Frequenzbereich. Zur objektiven Charakterisierung der Druckabhängigkeit der Torsions-Längsreifenmode sowie zur Vergleichbarkeit verschiedener Reifen werden im Folgenden Kenngrößen bzw. Bewertungsgrößen basierend auf den bei Schlagleistenüberfahrten resultierenden Amplitudenspektren definiert.

Die Ermittlung des dynamischen Rollradius entspricht den Darstellungen in Kapitel 4.4. Zur objektiven Charakterisierung der Reifensensitivität bzgl. eines Druckverlusts wird die Differenz der dynamischen Rollradien  $\Delta RR$  zwischen verschiedenen Drücken ermittelt.

### 7.2.1 PEAK FREQUENCY

Dieser Auswerteparameter, in der Prüfprozedur als „Peak Frequency“  $PF$  bezeichnet, entspricht der Schwingfrequenz  $f_{max}$ , d.h. der Frequenz bei maximaler Amplitude, der Torsions-Längsreifenmode. Ermittelt wird der Kennwert „Peak Frequency“ in zwei Schritten. Zunächst werden im diskreten Amplitudenspektrum der maximale Amplitudenwert und die zugehörige Frequenz ermittelt. Im zweiten Schritt wird mit der Methode der minimalen Fehlerquadrate entsprechend Gleichung (7.1) eine Polynomfunktion dritten Grades im Bereich  $\pm 2$  Hz um den im ersten Schritt ermittelten Maximalwert approximiert. Die Nullstelle der ersten Ableitung ergibt dann den Kennwert „Peak Frequency“. Hintergrund der Approximation der Polynomfunktion ist der Umstand, dass das Amplitudenspektrum in diskreter Form vorliegt und sich dadurch die Genauigkeit des Kennwertes „Peak Frequency“ erhöht.

$$F(x_1, \dots, x_n) := \sum_{i=1}^m (y_i - f_i(x_1, \dots, x_n))^2 = \text{Min!} \quad (7.1)$$

Abb. 7.1 stellt das resultierende Amplitudenspektrum der Reifenlängskraft bei zwei verschiedenen Reifendrücken dar. Zusätzlich sind die ermittelten Werte des Parameters „Peak Frequency“ eingezeichnet. Zur objektiven Charakterisierung der Reifensensitivität wird die Differenz der Kennwerte zwischen den Reifendrücken herangezogen, wodurch sich der Kennwert  $\Delta f_{max}$  als Differenz der Schwingfrequenzen zwischen verschiedenen Reifendrücken ergibt.

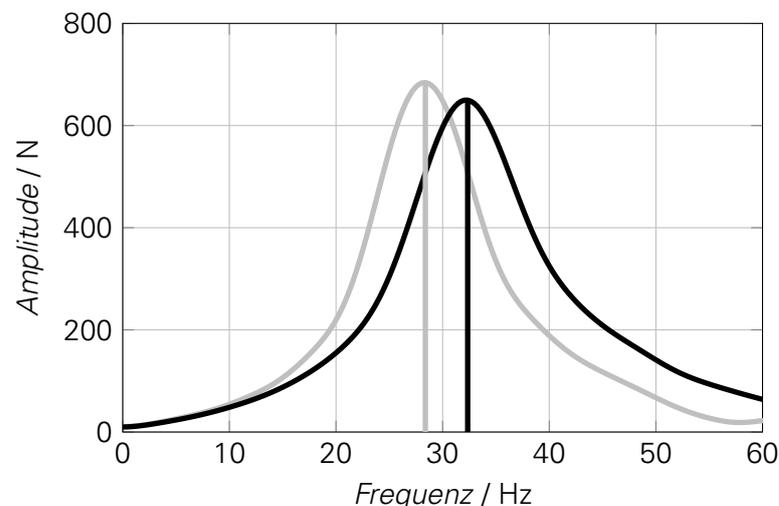


Abbildung 7.1: Kennwertermittlung „Peak Frequency“

### 7.2.2 CENTER OF GRAVITY

Der zweite Parameter „Center of Gravity“  $CoG$  ergibt sich im Gegensatz zur Schwingfrequenz  $f_{max}$  nicht aus einem einzelnen Punkt im Amplitudenspektrum, sondern stellt den Frequenzwert des Flächenschwerpunktes innerhalb des festgelegten Frequenzbandes von  $f = 20 \dots 50$  Hz (entspricht dem Frequenzbereich, in dem die Torsions-Längsmode liegt) dar. Grundsätzlich ist dieser Frequenzwert sehr eng an die Schwingfrequenz gekoppelt. Jedoch liegt der Vorteil gegenüber der Schwingfrequenz als einzelner Punkt darin, dass der Flächenschwerpunkt weniger anfällig bzgl. Störeinflüssen ist. Dadurch wird bei Testwiederholungen eine deutlich höhere

Reproduzierbarkeit erreicht. Die Berechnungsvorschrift des Parameters „Center of Gravity“ wird durch Gleichung (7.2) angegeben, wobei  $A_i$  die Amplitudenwerte und  $f_i$  die Frequenzwerte im Frequenzbereich  $f = 20 \dots 50$  Hz darstellen. Aufgrund des diskret vorliegenden Amplitudenspektrums werden für die Grenzen des Frequenzbandes die nächsthöheren Stützstellen ausgehend von 20 Hz bzw. 50 Hz verwendet.

$$CoG = \frac{\sum_{i=20\text{Hz}}^{50\text{Hz}} A_i \cdot f_i}{\sum_{i=20\text{Hz}}^{50\text{Hz}} A_i} \quad (7.2)$$

Abb. 7.2 stellt die Amplitudenspektren der Reifenlängskraft mit den markierten Frequenzwerten des Flächenschwerpunkts im vorgegebenen Frequenzintervall bei zwei verschiedenen Reifendrücken dar. Analog zum Parameter „Peak Frequency“ erfolgt die objektive Charakterisierung der Reifensensitivität anhand der Differenz  $\Delta CoG$  der Kennwerte „Center of Gravity“ bei verschiedenen Reifendrücken.

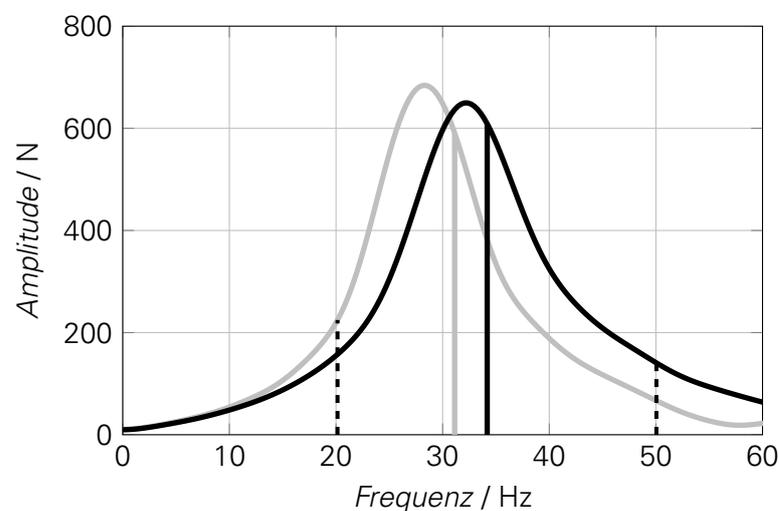


Abbildung 7.2: Kennwertermittlung „Center of Gravity“

### 7.2.3 PEAK SHAPE FACTOR

Der dritte Parameter zur Charakterisierung der druckabhängigen Torsions-Längsreifenmode ist im Vergleich zu den vorhergehenden Parametern keine charakteristische Frequenz, sondern entspricht dem dimensionslosen Dämpfungsmaß  $D$  der Schwingung und wird im Folgenden als „Peak Shape Factor“ bezeichnet. Das Dämpfungsmaß einer Schwingung kann im Frequenzbereich nach dem Verfahren der Halbwertsbreite (bzw. Half Power Method) ermittelt werden (siehe z.B. EWINS [Ewi84] und DRESIG et al. [DH07]). Abb. 7.3 illustriert das Verfahren zur Berechnung des Parameters entsprechend Gleichung (7.3). Demnach wird die Differenz der Frequenzen  $f_1$  und  $f_2$  bei dem Amplitudenwert  $\frac{\hat{A}}{\sqrt{2}}$  (mit Bezug auf die Leistung entspricht dies dem dem Amplitudenwert bei halber Leistung der Schwingung) durch den doppelten Wert der Schwingfrequenz  $f_{max}$  dividiert. Aufgrund des diskret vorliegenden Amplitudenspektrums wird zwischen zwei Stützstellen linear interpoliert, um die exakten Frequenzen  $f_1$  und  $f_2$  zu bestimmen. Das bedeutet, dass die Dämpfung umso geringer ist, je schmaler der Resonanzbereich und je größer die Schwingfrequenz  $f_{max}$  ist.

$$PSF = \frac{f_2 - f_1}{2 \cdot f_{max}} \quad (7.3)$$

Hintergrund der Dämpfungsberechnung als objektive Kenngröße ist der Umstand, dass ein Druckverlust im Frequenzbereich eindeutiger zu identifizieren ist, je ausgeprägter die Schwingung im Spektrum auftritt, was u.a. bei einer geringen Dämpfung mit entsprechend hohen Amplituden der Fall ist. Dieser Zusammenhang hat für indirekte Reifendruckkontrollsysteme eine hohe Relevanz, da insbesondere bei sehr glatten, ebenen Straßen die Anregung sehr gering ist. Im Gegensatz zu den ersten beiden Kenngrößen wird daher für die Dämpfung nicht die Differenz bei verschiedenen Reifendrücken ermittelt, sondern der Mittelwert über alle Reifendrücke, der im Folgenden mit  $\varnothing PSF$  bezeichnet wird. Darüber hinaus wird in Kapitel 7.8.1 und Kapitel 7.8.2 die Korrelation zwischen der druckabhängigen Frequenzverschiebung des Kennwertes „Center of Gravity“ ( $\Delta CoG$ ) und dem Mittelwert des „Peak Shape Factor“ ( $\varnothing PSF$ ) nachgewiesen.

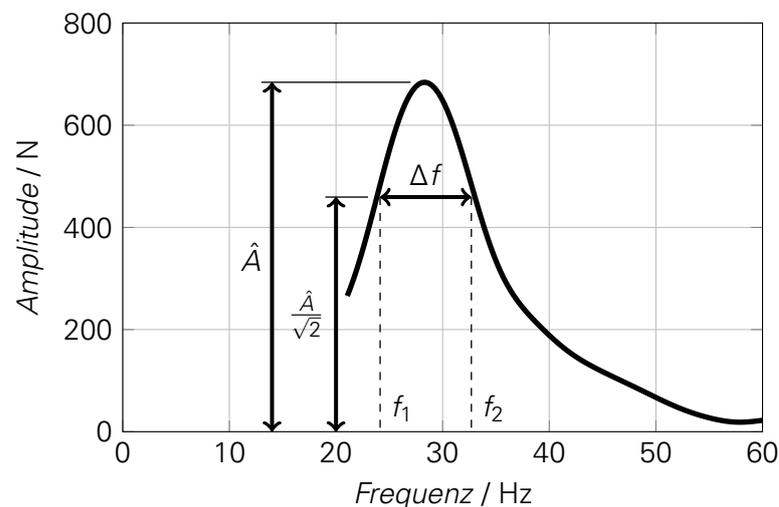


Abbildung 7.3: Kennwertermittlung „Peak Shape Factor“

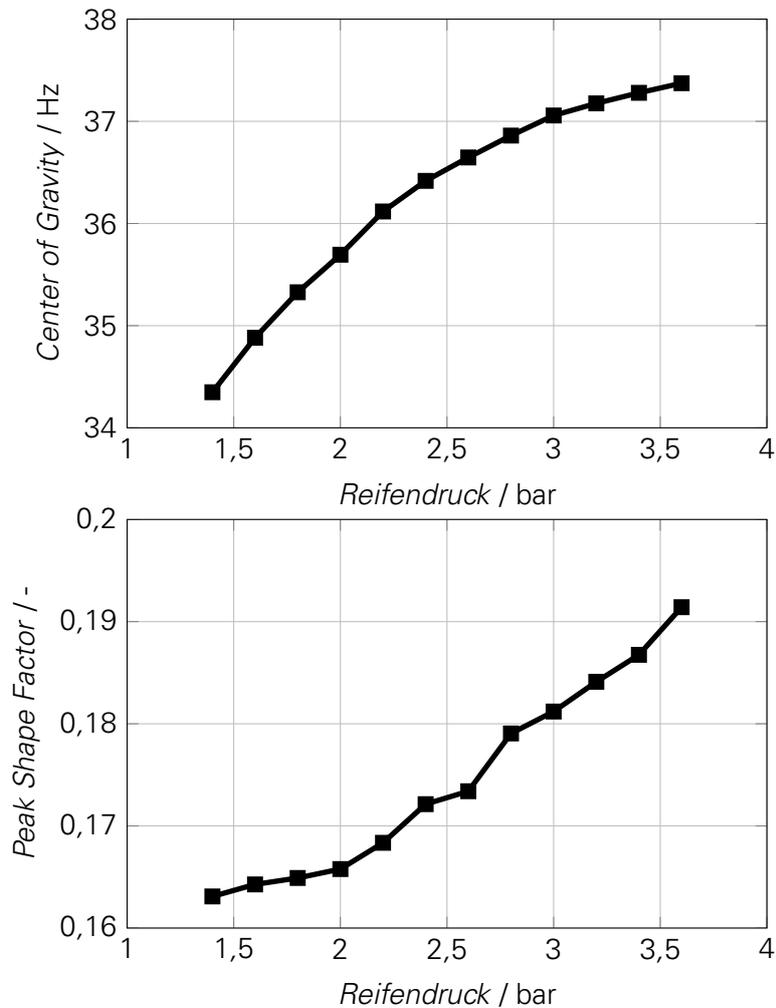
## 7.3 EINFLUSS DES REIFENDRUCKS

Im folgenden Kapitel wird dargestellt, wie sich sowohl die Kenngrößen des Reifenschwingverhaltens als auch das Rollradiusverhalten über einen großen Druckbereich verändern. Ziel ist es, daraus Erkenntnisse bzgl. der Festlegung der erforderlichen Prüfdrücke ableiten zu können.

### 7.3.1 SCHWINGVERHALTEN

Abb. 7.4 stellt die Parameter  $CoG$  sowie  $PSF$  über dem Reifendruck im Bereich von 1,4 bar bis 3,6 bar für einen Reifen (Dunlop SP Sport Maxx GT) der Dimension 255/35 R19 96Y dar. Die Radlast ist mit 5081 N konstant. Es ist zu erkennen, dass der Frequenzwert des Flächenschwerpunktes über dem Reifendruck ein degressives Verhalten aufweist. Das bedeutet, dass die Druckabhängigkeit der Frequenzverschiebung mit zunehmendem Reifendruck nichtlinear abnimmt. Aufgrund der bereits angesprochenen engen Kopplung zwischen dem dargestellten Frequenzwert des Flächenschwerpunktes und der Schwingfrequenz weist letztere einen gleichartigen Verlauf auf. Im Gegensatz dazu ist zu erkennen, dass die Dämpfung der Torsions-Längsmode ein annähernd progressives Verhalten aufweist, d.h. die Dämpfung nimmt mit steigendem Reifendruck immer weiter zu.

Die Einflussfaktoren auf die Druckabhängigkeit des Reifenschwingverhaltens lassen sich sowohl aus mechanischen als auch aus thermodynamischen Zusammenhängen ableiten. Auf die thermodynamischen Reifeneigenschaften wird in Kapitel 7.6 genauer eingegangen, daher werden im Folgenden nur die mechanischen Zusammenhänge behandelt.

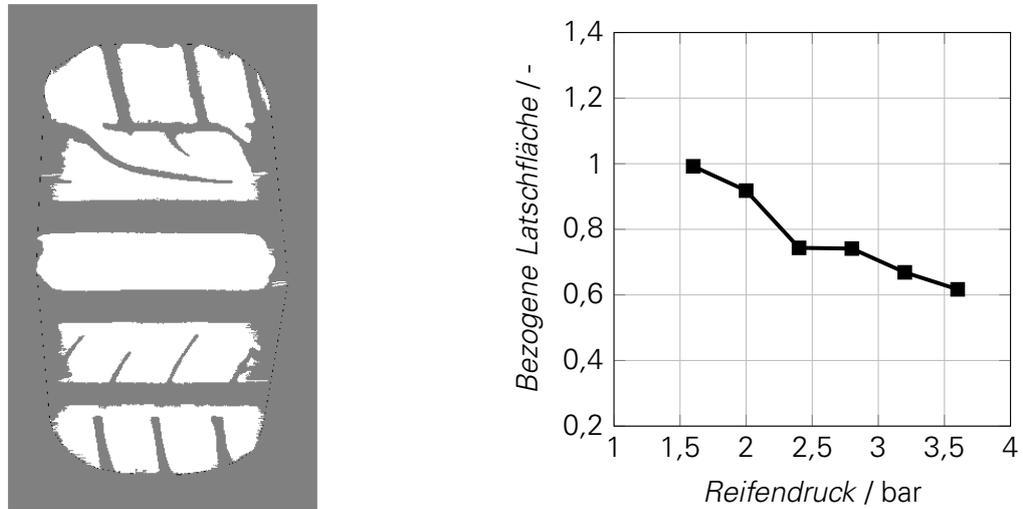


**Abbildung 7.4:** Kenngrößen des Reifenschwingverhaltens in Abhängigkeit vom Reifendruck bei einer Radlast von 5081 N

Die Tragfähigkeit des Reifens wird nach WALLENTOWITZ [Wal01] hauptsächlich durch die Druckluft im Reifen bestimmt. HOLTSCULZE [Hol06] gibt bei Normdruck von 2,4 bar den Anteil der Seitenwandsteifigkeit an der Vertikalsteifigkeit mit weniger als 8% an. Nach HILSCHER [Hil08] ergibt sich zudem die Struktursteifigkeit des Reifens aus der Seitenwandsteifigkeit und der Gürtelbiegesteifigkeit. Nimmt der Reifendruck zu, so nimmt der Anteil der Struktursteifigkeit an der Gesamt-Vertikalsteifigkeit weiter ab, da diese als Materialeigenschaft als konstant angenommen wird.

Abb. 7.5 (rechts) stellt für den in Abb. 7.4 verwendeten Reifen den Verlauf der normierten Positivfläche (die in Eingriff stehende Fläche) des Latsches auf ebenem Untergrund in Abhängigkeit vom Reifendruck bei konstanter Radlast dar. Der Latschabdruck wird ermittelt, indem die Positivfläche des Profils eingefärbt und der Reifen anschließend mit einer definierten Radlast auf ein Blatt Millimeterpapier im A3-Format gedrückt wird. Dies ist sowohl auf der gekrümmten Trommel als auch auf ebenem Untergrund möglich. Mittels einer entsprechenden Bildbearbeitung bzw. -auswertung lässt sich die Positivfläche des Latsches ermitteln, siehe Abb. 7.5 (links). Anhand des druckabhängigen Verlaufs ist zu erkennen, dass die Positivfläche über den kompletten Druckbereich annähernd linear abfällt (ca. 40% Abnahme von 1,6 bar auf 3,6 bar). Das bedeutet, dass sich die Latschfläche auch im hohen Druckbereich signifikant über dem Reifendruck ändert. Daraus folgt, dass die wirksame Profilstollensteifigkeit, welche sich direkt aus der Positivfläche ergibt, mit steigendem Druck über dem kompletten Druckbereich linear abnimmt. Aus den Ergebnissen kann gefolgert werden, dass die Verringerung der Reifentor-

sionssteifigkeit (rotatorische Steifigkeit um die Querachse) und der Reifenlängssteifigkeit bei Druckverlust im mittleren und niedrigen Druckbereich die Zunahme der wirksamen Profilstollensteifigkeit deutlich überwiegt. Im hohen Druckbereich entsteht dagegen ein Ausgleichseffekt der entgegengerichteten Steifigkeitsänderungen, da der Einfluss der Reifentorsionssteifigkeit und der Reifenlängssteifigkeit abnimmt (siehe auch Kapitel 6.4).



**Abbildung 7.5:** Änderung der Latschfläche in Abhängigkeit vom Reifendruck auf ebenem Untergrund bei einer Radlast von 4414 N

Bei zunehmendem Reifendruck vergrößert sich, wie bereits in Kapitel 6.4 beschrieben, die frei schwingfähige Gürtelmasse bzw. das entsprechende Massenträgheitsmoment. Unter der Annahme, dass auch die longitudinale Schlupfsteifigkeit bei zunehmendem Druck abnimmt (was gemäß HOOGH [Hoo05] und SCHMEITZ et al. [Sch+05] zulässig ist), verringert sich nach ZEGELAAR [Zeg98] die Anregung durch die Schlagleiste infolge der Variationen des effektiven Rollradius und der damit verbundenen Schlupfänderungen während der Leistenüberfahrt. Beide Effekte führen zu abnehmenden Schwingamplituden bei steigendem Reifendruck, was zusammen mit dem degressiven Verlauf der Schwingfrequenz zu einer signifikanten Zunahme der Dämpfung führt (siehe auch Gleichung (7.3)).

### 7.3.2 ROLLRADIUS

Abb. 7.6 stellt, analog zum Schwingverhalten, den Verlauf des dynamischen Rollradius über dem Reifendruck im Bereich von 1,4 bar bis 3,6 bar für einen Reifen (Dunlop Sport Maxx RT) der Dimension 235/35 R19 91Y dar. Radlast und Geschwindigkeit sind mit 3924 N bzw.  $80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  konstant. Es ist zu erkennen, dass, ähnlich zum Verlauf des Parameters  $CoG$ , der dynamische Rollradius ein degressives Verhalten über dem Druck aufweist; wenn auch die Degression deutlich weniger stark ausgeprägt ist. Genauso wie beim Schwingverhalten ist beim Rollradiusverhalten zu vermuten, dass die Zunahme der Steifigkeit (hier der Vertikalsteifigkeit) im hohen Druckbereich im Vergleich zum niedrigen Druckbereich geringer ausfällt, was den dargestellten degressiven Verlauf zur Folge hat. Die mittlere Druckabhängigkeit über dem kompletten Druckbereich liegt mit  $2,53 \frac{\text{mm}}{\text{bar}}$  in der gleichen Größenordnung wie die Ergebnisse von VELD [Vel07], der ca.  $2 \frac{\text{mm}}{\text{bar}}$  zwischen 1,9 bar und 3,0 bar angibt. Allerdings ermittelt VELD einen annähernd linearen Verlauf über dem Reifendruck.

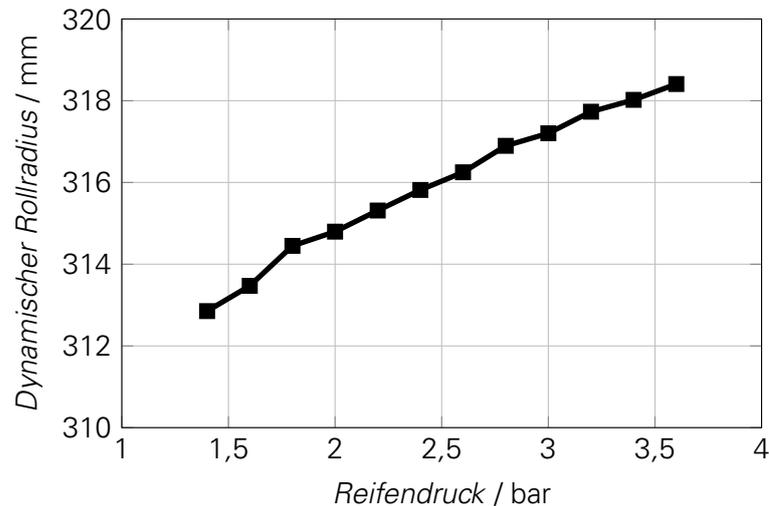


Abbildung 7.6: Dynamischer Rollradius in Abhängigkeit des Reifendrucks bei einer Geschwindigkeit von  $80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 3924 N Radlast

## 7.4 EINFLUSS DER RADLAST

Analog zur Druckvariation wird im folgenden Kapitel der Einfluss der Radlast sowohl auf das Reifenschwingverhalten als auch auf Rollradiusverhalten vorgestellt. Das Ziel besteht darin, Erkenntnisse bezüglich der Definition der Radlasten in der Prüfprozedur zu erhalten.

### 7.4.1 SCHWINGVERHALTEN

Die Analyse des Einflusses der Radlast auf die Torsions-Längsreifenmode wird mit einem Reifen (Continental SportContact 5) der Dimension 225/40 R18 92Y durchgeführt. Abb. 7.7 stellt die Amplitudenspektren der Reifenlängskraft bei vier verschiedenen Radlasten dar. Es ist zu erkennen, dass mit steigender Radlast die Schwingamplituden im Bereich der Peak Frequency deutlich zunehmen, auch wenn sich der Effekt bei hohen Radlasten verringert. Dies kann zum einen mit der frei schwingfähigen Gürtelmasse erklärt werden, welche mit steigender Radlast abnimmt, da ein größerer Teil im Latsch gefesselt ist. Zum anderen nimmt nach ZEGELAAR [Zeg98] bei steigender Radlast infolge der größeren Latschlänge die Schlupfsteifigkeit zu. Durch die Änderungen des effektiven Rollradius und der damit verbundenen Schlupfänderungen während der Schlagleistenüberfahrt führt dies zu einer verstärkten Anregung. Zusätzlich tritt bei Erhöhung der Radlast eine Verringerung der Schwingfrequenzen (Kennwert „Peak Frequency“,  $f_{max}$ ) auf. Im Falle des betrachteten Reifens ergibt sich eine Verschiebung von  $\frac{0,385}{100} \frac{\text{Hz}}{\text{kg}}$ . Damit korreliert die ermittelte Radlastabhängigkeit der Torsions-Längsmode mit den Ergebnissen u.a. von ZEGELAAR [Zeg98] und DORFI [Dor04].

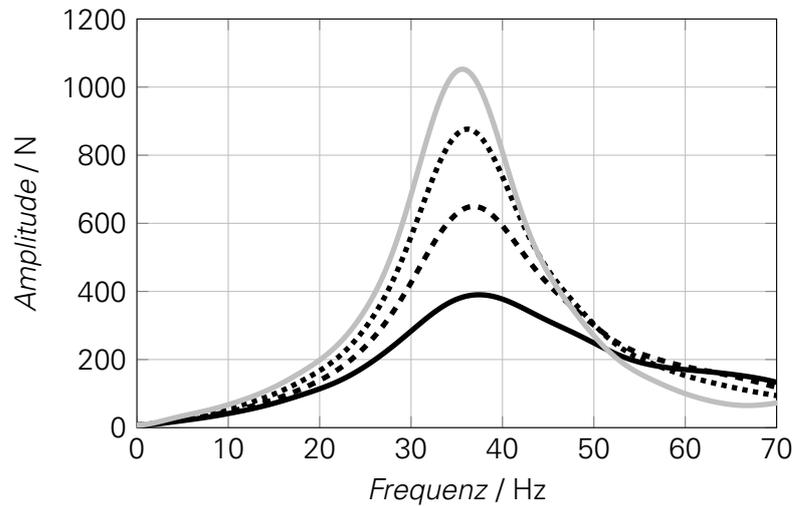


Abbildung 7.7: Radlastabhängigkeit der Torsions-Längsreifenmode bei 2,5 bar Reifendruck  
 — 3090 N (0,5 · LI); - - - 4630 N (0,75 · LI); ····· 6180 N (1 · LI); —·—· 7730 N (1,25 · LI)

In Abb. 7.8 wird anhand des auf die Druckdifferenz bezogenen Parameters  $\Delta CoG$  dargestellt, inwieweit sich die Radlaständerung auf die Reifensensitivität bzgl. eines Druckverlusts auswirkt. Wie zu erkennen, nimmt die Sensitivität mit steigender Radlast deutlich zu, wobei sich in Korrelation zur Änderung der Schwingamplitude ein degressiver Verlauf über dem Reifendruck ergibt.

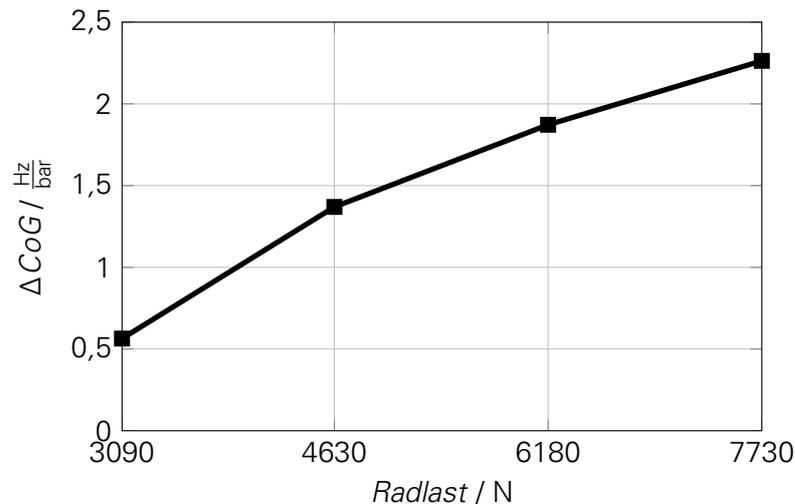


Abbildung 7.8: Radlastabhängigkeit der Sensitivität des Reifenschwingverhaltens bzgl. einer Druckvariation

## 7.4.2 ROLLRADIUS

Tabelle 7.1 enthält die dynamischen Rollradien von drei unterschiedlichen Reifen in Abhängigkeit von der Radlast. Der Reifendruck mit 2,5 bar sowie die Rollgeschwindigkeit mit  $120 \frac{km}{h}$  sind konstant. Die Reifendimensionen entsprechen einem sportlich orientierten Niederquerschnittsreifen (235/35 R19 91Y, der gleiche Reifen wird auch für Druckvariation verwendet, siehe Kapitel 7.3.2), einem SUV-Reifen (235/65 R17 104V) sowie einem Kleinwagenreifen (185/60 R15 88H). Anhand der Werte ist zu erkennen, dass die absolute Änderung des Rollradius mit ca. 3-4 mm bei einer Radlaständerung von 1962 N auf 5886 N für alle Reifen ungefähr gleich ist. Diese Änderung ent-

spricht ca.  $\frac{1}{1000} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$  (zum Vergleich: die Druckvariation ergibt  $2,53 \frac{\text{mm}}{\text{bar}}$ ) und liegt in vergleichbarer Größenordnung zu den Ergebnissen von ZEGELAAR [Zeg98], der ca. 1% Rollradiusänderung im Radlastbereich von 2000-8000 N ermittelt.

**Tabelle 7.1:** Dynamischer Rollradius [mm] in Abhängigkeit der Radlast bei verschiedenen Reifendimensionen (Reifendruck 2,5 bar, Geschwindigkeit  $120 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ )

Radlast	235/35 R19 91Y	235/65 R17 104V	185/60 R15 88H
1962 N	324,45	364,51	290,66
3924 N	322,44	361,73	288,02
5886 N	320,64	360,45	287,14

## 7.5 EINFLUSS DES MASSENTRÄGHEITSMOMENTS DER FELGE

Weitere wichtige Aspekte bei der Definition der Prüfprozedur stellen die Masseneigenschaften der Prüffelge sowie deren geometrischen Größen dar. Während der Felgendurchmesser sowie die Felgenmaulweite für die zu testenden Reifen entsprechend dem zugehörigen Fahrzeugprojekt fest vorgeschrieben sind, kann insbesondere das Massenträgheitsmoment um die Rotationsachse (y-Achse) stark variieren. Die Haupteinflussparameter stellen das Design sowie das verwendete Material dar. Aus diesem Grund wird im Folgenden der Einfluss des Massenträgheitsmoments der Felge um die Rotationsachse analysiert, wobei insbesondere die Frage beantwortet werden soll, inwieweit die Variation des Massenträgheitsmoments die Sensitivität des Reifenschwingverhaltens bzgl. eines Druckverlusts beeinflusst. Im Hinblick auf die Prüfprozedur stellt sich die Frage, ob es notwendig ist, eine einheitliche Felge zu definieren, oder ob lediglich der korrekte Durchmesser und die korrekte Maulweite zu berücksichtigen sind. Für die Analyse werden entsprechend Tabelle 7.2 drei Reifen identischer Dimension von unterschiedlichen Herstellern ausgewählt, die zum gleichen Fahrzeugprojekt gehören. Damit lässt sich der Einfluss des Massenträgheitsmoments der Felge auf den relativen Vergleich zwischen verschiedenen Reifen analysieren.

Die nachfolgenden Ergebnisse entstammen der Diplomarbeit von ZAPF [Zap13], welche im Zusammenhang mit der vorliegenden Dissertation betreut und bearbeitet wurde.

**Tabelle 7.2:** Reifenübersicht zur Einflussanalyse des Massenträgheitsmoments der Felge um die y-Achse (Querachse)

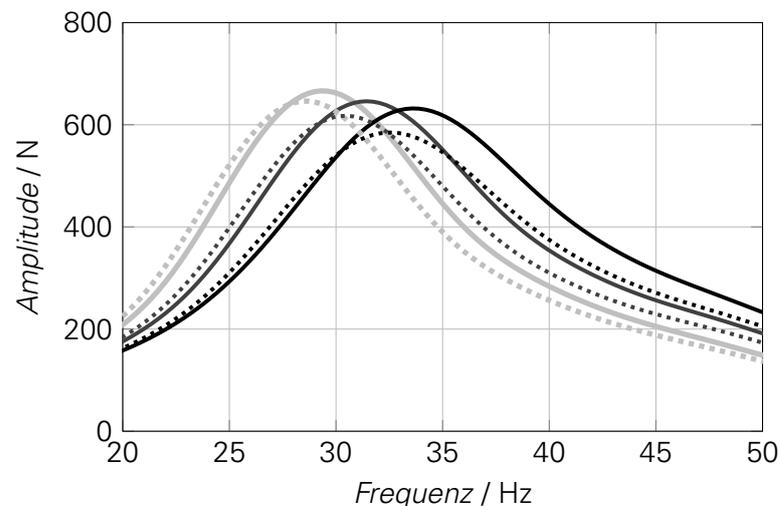
Bezeichnung	Dimension	Hersteller	Profil
Reifen A	245/40 ZR18 93Y	Bridgestone	Potenza RE050A
Reifen B	245/40 ZR18 93Y	Dunlop	SP SPort Maxx GT
Reifen C	245/40 ZR18 93Y	Pirelli	Cinturato P7

Tabelle 7.3 enthält die in der Analyse verwendeten Felgen, welche zum gleichen Fahrzeugprojekt wie die verwendeten Reifen gehören. Aus dem serienmäßig verfügbaren Felgenprogramm werden die beiden Felgen mit der größten Spreizung im Massenträgheitsmoment um die Querachse (bei gleicher Dimension) sowie eine dazwischenliegende ausgewählt, um eine realistische Variation zu gewährleisten. Material und Herstellungsprozess ist bei allen Felgen identisch, sodass der Unterschied in der Masse und im Massenträgheitsmoment ausschließlich im Design begründet liegt. Ausgehend von der Felge A weist Felge C ein um knapp 24% höheres Massenträgheitsmoment auf.

**Tabelle 7.3:** Felgenübersicht zur Einflussanalyse des Massenträgheitsmoments der Felge um die y-Achse (Querachse)

Bezeichnung	Dimension	MTM / $g \cdot m^2$	Masse / kg
Felge A	8,5Jx18 H2 ET29	428,6	11,89
Felge B	8,5Jx18 H2 ET29	472,8	12,96
Felge C	8,5Jx18 H2 ET29	529,3	13,74

Zuerst wird der generelle Einfluss des Massenträgheitsmoments der Felge um die Rotationsachse auf die Torsions-Längsreifenmode bei einer Schlagleistenüberfahrt am Reifenprüfstand diskutiert. Abb. 7.9 stellt die Amplitudenspektren des Reifens C bei drei verschiedenen Reifendrücken jeweils mit Felge A und Felge C dar. Es ist zu erkennen, dass bei Erhöhung des Massenträgheitsmoments sowohl die Schwingamplituden als auch die Schwingfrequenzen sinken. Mit der Vorstellung des Schwingungssystems als generalisiertem Einmassen-Drehschwinger sowie mit den Erkenntnissen aus Kapitel 6 stellt Abb. 7.9 das erwartete Ergebnis dar. Dabei liegt bei einer Zunahme des Massenträgheitsmomentes um 24% die Änderung der Schwingfrequenz  $f_{max}$  im Bereich von ca. 1-1,3 Hz. Ein identisches Verhalten lässt sich sowohl am Rad-Achs-Prüfstand als auch im Fahrversuch beobachten. Der ermittelte Einfluss des Massenträgheitsmoments der Felge korreliert mit den Simulationsergebnissen von HAZELAAR [Haz94], der bei Erhöhung des Massenträgheitsmoments der Felge eine Verringerung von Frequenz und Amplitude der Übertragungsfunktion von der Anregungskraft zur longitudinalen Radbeschleunigung im Bereich der Torsions-Längsreifenmode ermittelt.



**Abbildung 7.9:** Genereller Einfluss des Massenträgheitsmoments der Felge um die y-Achse auf die Torsions-Längsreifenmode

— Reifen C – Felge A bei 1,79 bar; — Reifen C – Felge A bei 2,24 bar;  
 — Reifen C – Felge A bei 2,80 bar; ..... Reifen C – Felge C bei 1,79 bar;  
 ..... Reifen C – Felge C bei 2,24 bar; ..... Reifen C – Felge C bei 2,80 bar

Auf die Lage der absoluten Schwingfrequenz besitzt das Massenträgheitsmoment einen deutlich erkennbaren Einfluss. Der Einfluss auf die Reifensensitivität bei den drei Reifen im Vergleich wird in Tabelle 7.4 zusammengefasst. Verglichen werden jeweils die Unterschiede des Kennwerts  $\Delta CoG$  zwischen den einzelnen Reifen bei Variation des Reifendrucks als auch bei Variation der Felge. In der Tabelle enthalten sind die mittleren Differenzen über alle entsprechenden Kombinationsmöglichkeiten. Es ist zu erkennen, dass die Differenzen bei Reifenvariation sowohl am Reifenprüfstand als auch im Fahrversuch höher als die Differenz bei Felgenvariation sind,

obwohl zwischen den Reifen nur geringe Unterschiede auftreten. Das bedeutet, dass das Massenträgheitsmoment zwar einen Einfluss auf die Sensitivität hat, der Reifeneinfluss aber größer ist, wodurch der relative Vergleich zwischen verschiedenen Reifen auch bei Variation der verwendeten Felge erhalten bleibt. In der Definition der Prüfprozedur wird daher lediglich die zu verwendende Felgendimension festgelegt, welche sich aus dem zugehörigen Fahrzeugprojekt ergibt. Eine genaue Spezifizierung des Designs bzw. des Massenträgheitsmoments erfolgt nicht. Jedoch erscheint es sinnvoll, die Massenträgheitsmomente der jeweils verwendeten Felgen im Prüfbericht zu dokumentieren.

**Tabelle 7.4:** Einfluss des Massenträgheitsmoments der Felge auf die druckabhängige Frequenzverschiebung  $\Delta CoG$  am Reifenprüfstand (Auswertung Reifenlängskraft) sowie im Fahrversuch (Auswertung Radwinkelgeschwindigkeit)

	Differenz Reifenvariation / $\frac{Hz}{bar}$	Differenz Felgenvariation / $\frac{Hz}{bar}$
Reifenprüfstand	0,0656	0,0352
Fahrversuch	0,1089	0,0361

## 7.6 THERMODYNAMISCHES REIFENVERHALTEN

Nachdem im bisherigen Verlauf die mechanischen Zusammenhänge und Einflussparameter auf die relevanten Reifeneigenschaften ausgewertet werden, analysiert das folgende Kapitel sowohl die thermodynamischen Eigenschaften und Zusammenhänge des Reifenschwing- und Rollradiusverhaltens als auch die thermodynamischen Effekte bei einem Luft- bzw. Druckverlust des Reifens. Dazu werden im ersten Teil Langzeitmessungen ausgewertet, bei denen während der Messung neben den Reifenkräften und der Radwinkelgeschwindigkeit auch Druck und Temperatur der Druckluft im Reifen sensiert werden. Daran anschließend wird analysiert, ob die Reifentemperatur einen signifikanten Einfluss auf die Sensitivität des Reifens bzgl. eines Druckverlusts hat. Im dritten Teil wird sowohl anhand spezieller Messungen als auch anhand eines thermodynamischen Modells das Temperatur- und Druckverhalten des kompletten Reifens bei einem Druckverlust analysiert. Neben der Vertiefung des grundlegenden Verständnisses über die thermodynamischen Zusammenhänge liefern die Auswertungen Erkenntnisse über die thermische Konditionierung des Reifens in Bezug auf die Prüfprozedur. Alle Messungen und Simulationen dieses Kapitels werden mit einem Reifen (Dunlop SportMaxx GT) in der Dimension 245/40 R18 93Y durchgeführt.

Die nachfolgenden Ergebnisse entstammen den Studienarbeiten von PIETZSCH [Pie14] und KÄSS [Kä15], welche im Rahmen der vorliegenden Dissertation betreut und bearbeitet wurden.

### 7.6.1 TEMPERATURABHÄNGIGKEIT DES SCHWING- UND ROLLRADIUSVERHALTENS

Für die Langzeitmessungen wird ein Reifen ohne vorherige Konditionierung, gelagert bei Raumtemperatur des Prüfstandsraumes, über einen Zeitraum von rund 55 Minuten bei einer konstanten, geregelten Radlast von 4800 N und einer Geschwindigkeit von  $30 \frac{km}{h}$  jeweils mit und ohne Schlagleiste getestet. Neben den Reifenkräften und der Radwinkelgeschwindigkeit, welche für die Auswertung des Schwingungsverhaltens und des Rollradiusverhaltens erforderlich sind, werden zusätzlich der Druck und die Temperatur der Druckluft im Reifen aufgezeichnet. Die Langzeitmessungen erfolgten dabei am Rad-Achs-Prüfstand (siehe Kapitel 4.5.2).

Abb. 7.10 vergleicht Druck (als Überdruck, korrigiert mit dem aufgezeichneten Atmosphärendruck im Prüfraum) und Temperatur der Druckluft bei Messungen mit und ohne Schlagleiste. Prinzipiell ist zu erkennen, dass sowohl der Druck als auch die Temperatur für beide Fälle einen über der Zeit degressiven Verlauf aufweisen. Grund für den Anstieg ist die Erwärmung des Reifens infolge

der Walkarbeit und der Reibung in der Aufstandsfläche, was aufgrund des geschlossenen Systems unmittelbar zu einer korrelierten Erhöhung des Drucks im Reifen führt. Aus dem Temperaturverlauf ist ersichtlich, dass die Starttemperatur der Messung ohne Schlagleiste im Vergleich zur Messung mit Schlagleiste ca. 3,5 K höher ist. Die Temperaturdifferenz am Ende der Messung beträgt lediglich rund 0,5 K. Das zeigt, dass der Gradient des Temperaturanstieges aufgrund der zusätzlichen Belastung durch die Schlagleistenüberfahrten deutlich höher ist. Infolge der unterschiedlichen Starttemperaturen für beide Tests ist eine gesicherte Aussage bzgl. des Einflusses der Schlagleiste auf die stationäre Endtemperatur nicht möglich.

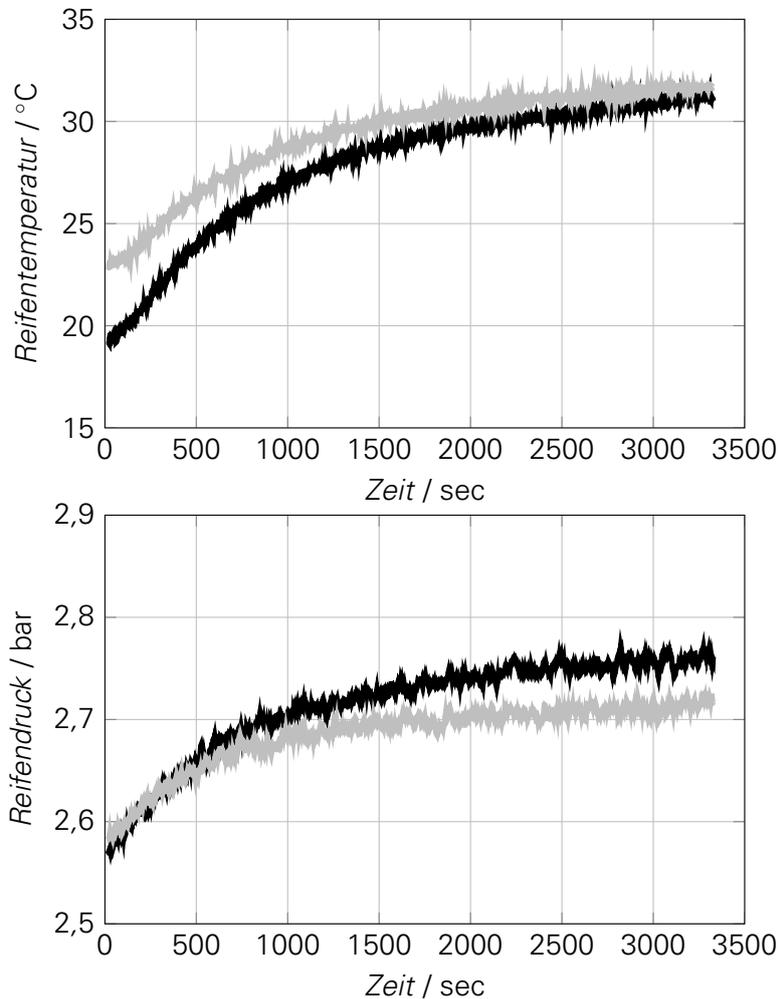
Der Verlauf des Drucks zeigt im Gegensatz zur Temperatur einen annähernd identischen Startdruck mit einer Differenz von lediglich knapp 0,01 bar. Entsprechend der idealen Gasgleichung nach Gleichung (7.5) lässt dies auf eine unterschiedliche Luftmasse für beide betrachteten Tests schließen, da sowohl Volumen  $V$  als auch die spezifische Gaskonstante  $R_S$  näherungsweise konstant sind. Im Zeitverlauf des Drucks zeigt sich, dass dieser sehr eng mit der Temperatur korreliert, d.h. auch der Druck weist über der Zeit einen asymptotischen Verlauf auf und tendiert gegen einen spezifischen (für die gegebenen Randbedingungen wie Radlast und Geschwindigkeit) Endwert. Analog zur Temperatur zeigt sich auch beim Druck, dass der Anstieg der Messkurve bei der Messung mit Schlagleiste im Vergleich zur Messung ohne Schlagleiste größer ist. So ergibt sich am Ende der Messung ein um 0,05 bar höherer Druck bei Verwendung der Schlagleiste. Bei den vorgestellten Ergebnissen ist jedoch zu beachten, dass ein direkter Vergleich zwischen beiden Messungen nur dann möglich ist, wenn die thermodynamischen Startwerte des Reifens, d.h. Temperatur, Druck und Luftmasse im Reifen, identisch sind. Darüber hinaus ist der Prüfraum des Reifenprüfstands nicht klimatisiert, wodurch auch die Umgebungstemperatur Schwankungen (wenn auch geringfügigen) unterliegt.

Die Auswertung des thermodynamischen Verhaltens ergibt, wie bereits angesprochen, eine starke Korrelation zwischen dem Verlauf der Temperatur und dem des Reifendrucks. Bei der Schlagleistenmessung steigt die Temperatur im linearen Bereich bis ca. 500 Sekunden um  $57,24 \frac{\text{K}}{\text{bar}}$ . Ohne Schlagleiste steigt die Temperatur um  $54,03 \frac{\text{K}}{\text{bar}}$ . Hierbei ist zu beachten, dass diese Werte für den getesteten Reifen Gültigkeit besitzen. Insbesondere bei Reifen mit größerem oder kleinerem Volumen im Vergleich zum getesteten Reifen können sich diese Werte signifikant verändern.

Im Hinblick auf die thermodynamische Zustandsänderung von Reifen bei Temperatur- bzw. Druckänderung gehen LEISTER [Lei09], GUTJAHR et al. [Gut+11] und TRZESNIOWSKI [Trz14] von einem isochoren Verhalten aus. Eine isochore Zustandsänderung ist entsprechend Gleichung (7.4) durch ein konstantes Verhältnis von Druck und Temperatur sowie durch ein konstantes Volumen gekennzeichnet. Aus den Messdaten von Druck und Temperatur (siehe Abb. 7.10) geht jedoch hervor, dass sich das Verhältnis von Druck und Temperatur während der Messung um  $\approx 2,3\%$  (ohne Schlagleiste) bzw.  $\approx 3,5\%$  (mit Schlagleiste) ändert. Mit der Annahme einer konstanten Luftmasse  $m_L$  im Reifen sowie mit einer konstanten spezifischen Gaskonstante  $R_S$  lässt sich unter Verwendung der Zustandsgleichung idealer Gase nach Gleichung (7.5) die Volumenänderung des Reifens während der Messung berechnen. In Übereinstimmung mit den Ergebnissen von ANGRICK [Ang12] verringert sich das Volumen mit steigendem Druck bzw. steigender Temperatur. Die Volumenverringerung beträgt ohne Schlagleiste  $\approx 2,3\%$  und mit Schlagleiste  $\approx 3,5\%$ . Dies erscheint widersprüchlich, da die Annahme einer Volumenvergrößerung bei Druckerhöhung und der damit verbundenen Aufweitung des Reifens naheliegt. Es ist jedoch zu beachten, dass nach NIEMEYER et al. [Nie+11] die Reifenvertikalsteifigkeit mit steigendem Druck zunimmt. Infolgedessen wird der Reifen während der Messung automatisch entlastet, um die Radlast konstant auf 4800 N zu regeln. Eine geringfügige Entlastung des Reifens kann jedoch auch mit einer Volumenverringerung einhergehen, insbesondere weil dadurch die Wölbung der Reifenseitenwand abnimmt. Die Analyse der thermodynamischen Zustandsänderung kann im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht abschließend geklärt werden und bedarf weiterer Untersuchungen.

$$\frac{p}{T} = \text{konst.} \quad (7.4)$$

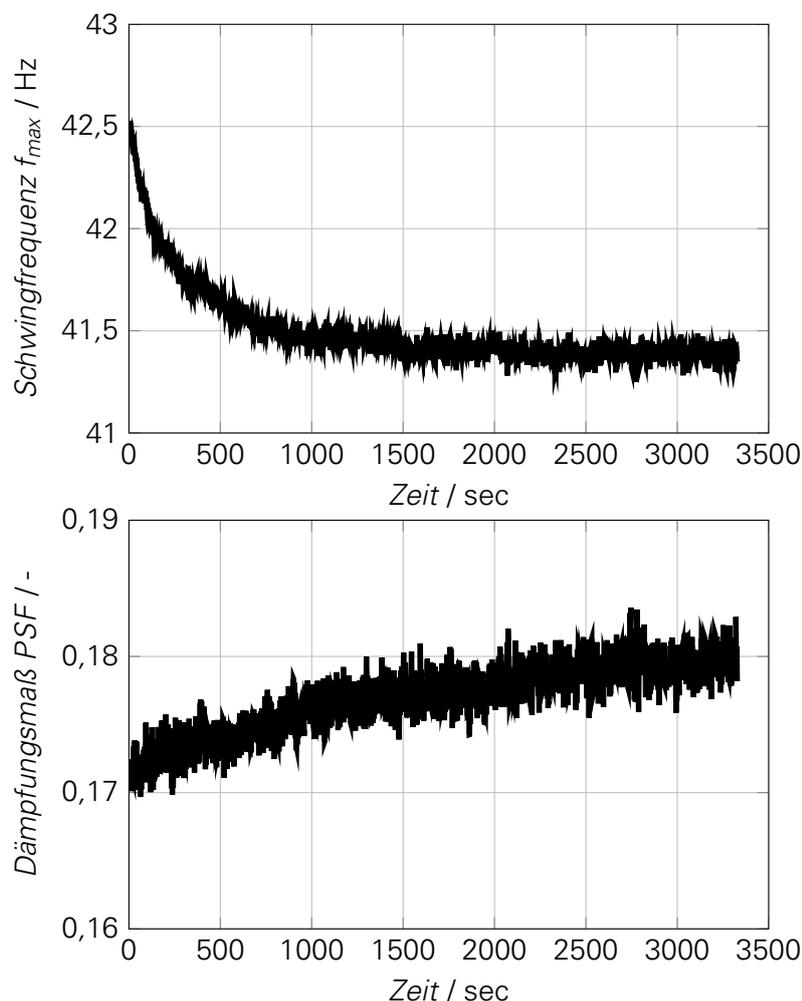
$$V = m_L \cdot R_S \cdot \frac{T_L}{p_i} \quad (7.5)$$



**Abbildung 7.10:** Vergleich von Druck und Temperatur bei Langzeitfahrten am Reifenprüfstand mit  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 4800 N Radlast  
 — mit Schlagleiste; — ohne Schlagleiste

Wie beschrieben, werden während der Langzeitfahrten auch die Reifenkräfte sowie die Radwinkelgeschwindigkeit zur Auswertung des Schwingungsverhaltens sowie des dynamischen Rollradius ausgewertet. Abb. 7.11 stellt das Langzeitverhalten des Reifenschwingungsverhaltens anhand der Schwingfrequenz ( $f_{max}$ ) sowie des Dämpfungsmaßes ( $PSF$ ) dar. Es wird ersichtlich, dass die Schwingfrequenz über die Zeit in einem regressiven Verlauf abnimmt, was bemerkenswert ist, da der Reifendruck während der Messung zunimmt (siehe Abb. 7.10). Zudem fällt auf, dass der Gradient der Frequenzabnahme zu Beginn im linearen Bereich bis 250 Sekunden mit  $183,3 \frac{\text{Hz}}{\text{bar}}$  sehr hoch ist. Im Vergleich dazu beträgt die Verschiebung der Schwingfrequenz in Abhängigkeit vom Reifendruck bei einer Messung mit diskreten Reifendrücken und vorkonditioniertem Reifen lediglich  $1 \dots 4 \frac{\text{Hz}}{\text{bar}}$ . Das bedeutet, dass die Lage der Schwingfrequenz der Torsions-Längsreifenschwingung neben dem Steifigkeitsanteil aus der Druckluft auch stark von der temperaturabhängigen Materialcharakteristik des Reifens beeinflusst wird. Infolge der Walkarbeit und durch Reibungseffekte im Latsch erwärmt sich der belastete, rotierende Reifen.

Nach ANGRICK [Ang12] zeigen Messungen mit Materialproben eines PKW-Reifens, dass der Speichermodul von Reifenmaterialproben bei einer Anregungsfrequenz von 10 Hz im niedrigen Temperaturbereich ( $T \leq 10^\circ\text{C}$ ) zunächst sehr stark über der Temperatur abfällt. Bei höheren Temperaturen nimmt der Gradient ab, bis sich ab ca.  $60^\circ\text{C}$  ein annähernd konstanter Wert einstellt. Das bedeutet, dass sich die Elastizität des Reifenmaterials im hier betrachteten Temperaturbereich während der Messung signifikant verringert. Insbesondere zu Beginn der Messung, wo hohe Temperaturgradienten auftreten, überlagert dieser Effekt deutlich die Steifigkeitserhöhung aufgrund der Druckerhöhung, wodurch die Schwingfrequenz mit rund  $4 \frac{\text{Hz}}{\text{K}}$  sinkt. Im Gegensatz zur Schwingfrequenz zeigt das Dämpfungsmaß der Torsions-Längsmode das mit zunehmender Dämpfung bei steigendem Reifendruck bereits bekannte Verhalten. Die Linearisierung im Startbereich bis 250 Sekunden ergibt einen Anstieg der Dämpfung von ca.  $0,2 \frac{1}{\text{bar}}$ . Damit zeigt bei der Langzeitmessung die Dämpfung einen deutlich größeren Anstieg über dem Druck (insbesondere im linearisierten Startbereich mit hohen Druck- und Temperaturgradienten) im Vergleich zu Messungen mit vorkonditioniertem Reifen und diskreten Reifendrücken, bei denen die Dämpfung mit ca.  $0,01 \dots 0,04 \frac{1}{\text{bar}}$  ansteigt.



**Abbildung 7.11:** Vergleich von Schwingfrequenz (Kennwert „Peak Frequency“) und Dämpfungsmaß (Kennwert („Peak Shape Factor“)) bei einer Langzeitfahrt am Reifenprüfstand mit Schlagleiste bei  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 4800 N Radlast

Neben den Kennwerten des Reifenschwingverhaltens wird im Folgenden die Änderung des dynamischen Rollradius bei einer Langzeitfahrt (ohne Schlagleiste) analysiert und diskutiert. Abb. 7.12 stellt den dynamischen Rollradius über der kompletten Messdauer dar. Es ist zu erkennen, dass dieser entsprechend der Druck- und Temperaturentwicklung mit einem degressiven

Verlauf über der Messzeit ansteigt. Damit zeigt der dynamische Rollradius das erwartete Verhalten, da mit zunehmendem Druck auch die vertikale Steifigkeit des Reifens zunimmt, woraus bei konstanter Radlast ein größerer Rollradius resultiert. Es zeigt sich wie bei den Kennwerten zur Beurteilung des Schwingverhaltens eine sehr hohe Sensitivität der Rollradiusänderung zu Beginn der Messung mit hohen Druck- und Temperaturgradienten. Im linearisierten Bereich bis 500 Sekunden steigt der dynamische Rollradius um ca.  $25 \frac{\text{mm}}{\text{bar}}$ . Im Vergleich dazu liegt der Gradient bei Messungen mit diskreten Druckänderungen und vorkonditioniertem Reifen bei ca.  $2 \dots 6 \frac{\text{mm}}{\text{bar}}$ .

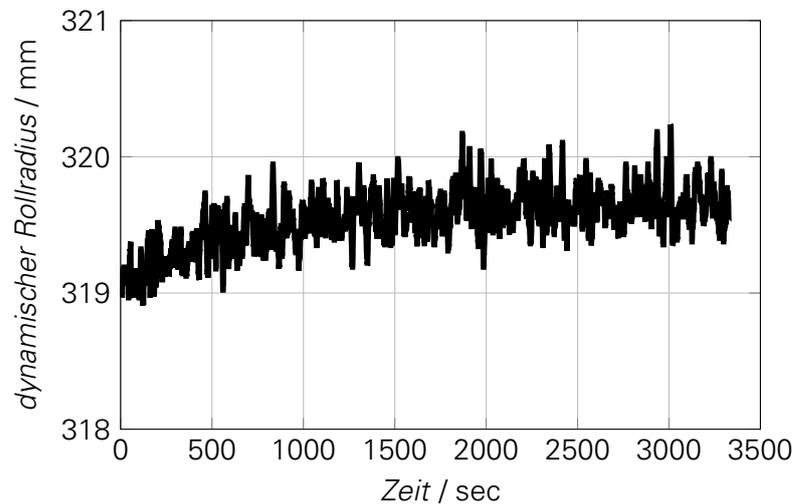


Abbildung 7.12: Dynamischer Rollradius bei einer Langzeitfahrt am Reifenprüfstand ohne Schlagleiste mit  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 4800 N Radlast

## 7.6.2 TEMPERATURABHÄNGIGKEIT DER REIFENSENSITIVITÄT

Aus den bisherigen Betrachtungen wird deutlich, dass sowohl das Reifenschwingverhalten als auch das Rollradiusverhalten stark vom thermodynamischen Reifenzustand in Bezug auf Druck und Temperatur der Druckluft abhängen. Insbesondere bei hohen Temperaturgradienten, wie sie zu Beginn der Langzeitmessung auftreten, ergeben sich große Änderungen in der Reifencharakteristik beider relevanter Eigenschaften.

Aus diesem Grund soll im Folgenden die Frage geklärt werden, inwieweit die Sensitivität des Reifens bzgl. eines Druckverlusts bei Messungen mit diskreten Reifendrücken von der Temperatur des Reifens bzw. der Temperatur der Druckluft im Reifen abhängt. Dazu wird der Reifen durch gezielte Abkühlung und Erwärmung auf insgesamt vier unterschiedliche Temperaturniveaus gebracht („gekühlt“, „Raumtemperatur“, „erwärmt 1“ und „erwärmt 2“). Anschließend erfolgen Schlagleisten- bzw. Rollradiusmessungen mit den Reifendrücken 3,3 bar, 2,8 bar, 2,3 bar und 1,8 bar. Die Radlast ist bei allen Versuchen mit 4800 N konstant. Neben den Reifenkräften und der Radwinkelgeschwindigkeit werden Druck und Temperatur der Druckluft im Reifen aufgezeichnet und zur Ergebnisinterpretation herangezogen. Tabelle 7.5 stellt den kompletten Messablauf jeweils für die Schlagleistenmessung und die Rollradiusmessung dar.

## REIFENSCHWINGVERHALTEN

Abb. 7.13 stellt im oberen Teil die Temperaturentwicklung der Druckluft im Reifen über den getesteten Reifendrücken dar. Der Ablauf der Messung entsprechend Tabelle 7.5 ist so definiert, dass der höchste Druck zuerst getestet wird, sodass der zeitliche Ablauf der Messung identisch zur Druckachse ist. Es ist zu erkennen, dass während der Messung „gekühlt“ ein signifikanter

**Tabelle 7.5:** Messablauf zur Analyse der Temperaturabhängigkeit der Reifensensitivität

①	Einstellung erstes Temperaturniveau: „gekühlt“ ( $T_{\text{Start}} < 0^{\circ}\text{C}$ ) Durchführung von Schlagleisten- bzw. Rollradiusmessungen Reifendrucke: 3,3 bar; 2,8 bar; 2,3 bar; 1,8 bar
②	Einstellung zweites Temperaturniveau: „Raumtemperatur“ ( $T_{\text{Start}} \approx 20 - 25^{\circ}\text{C}$ ) Durchführung von Schlagleisten- bzw. Rollradiusmessungen Reifendrucke: 3,3 bar; 2,8 bar; 2,3 bar; 1,8 bar
③	Einstellung drittes Temperaturniveau: „erwärmt 1“ ( $T_{\text{Start}} \approx 30^{\circ}\text{C}$ ) Durchführung von Schlagleisten- bzw. Rollradiusmessungen Reifendrucke: 3,3 bar; 2,8 bar; 2,3 bar; 1,8 bar
④	Einstellung viertes Temperaturniveau: „erwärmt 2“ ( $T_{\text{Start}} \approx 40^{\circ}\text{C}$ ) Durchführung von Schlagleisten- bzw. Rollradiusmessungen Reifendrucke: 3,3 bar; 2,8 bar; 2,3 bar; 1,8 bar

Temperaturanstieg auftritt, was der fehlenden Klimatisierung im Prüfraum geschuldet ist. Die weiteren Temperaturen „Raumtemperatur“, „erwärmt 1“ und „erwärmt 2“ sind dagegen während der Messung annähernd konstant. Im unteren Teil von Abb. 7.13 wird die ermittelte Schwingfrequenz bei den verschiedenen Reifendrücker und Temperaturen dargestellt. In Korrelation zum Temperaturanstieg sowie in Übereinstimmung mit den Erkenntnissen aus der Langzeitmessung ist bei der gekühlten Messung zu Beginn (bei hohen Reifendrücker) eine deutliche Verringerung der Schwingfrequenz zu beobachten. Bei den weiteren Temperaturen ist im Vergleich dazu ein leicht degressiver Verlauf der Schwingfrequenz erkennbar, wobei die verschiedenen Verläufe entsprechend der Temperatur (niedrigste Frequenz bei höchster Temperatur) annähernd parallel verschoben sind.

Neben der Schwingfrequenz  $f_{\text{max}}$  ist im Hinblick auf die Reifenbeurteilung insbesondere die druckabhängige Frequenzverschiebung der Kennwerte  $f_{\text{max}}$  und  $\text{CoG}$  von Interesse. Aufgrund der in Kapitel 7.2.2 genannten Vorteile des Flächenschwerpunkts (bzw. dessen Frequenzwert) stellt Abb. 7.14 die Temperaturabhängigkeit des (auf die Druckdifferenz bezogenen) Kennwertes  $\Delta\text{CoG}$  dar. Dabei fällt auf, dass die größte Sensitivität bei der Messung „gekühlt“ auftritt, was aufgrund der steigenden Temperatur während der Messung auch so zu erwarten ist, da der Frequenzabfall aufgrund der Druckverringerung durch die Temperaturerhöhung des Reifens (siehe Abb. 7.11) verstärkt wird. Infolge des großen Temperaturgradienten zu Beginn der Messung „gekühlt“ tritt zwischen 3,3 bar und 2,8 bar auch die größte Differenz auf. Danach fällt die Differenz durch den sich verlangsamenden Temperaturanstieg zunächst wieder ab. Im dritten Drucksprung von 2,3 bar zu 1,8 bar steigt die Differenz aufgrund des degressiven Verlaufs der Frequenz über dem Druck (siehe Abb. 7.4) wieder an.

Aus den Frequenzverschiebungen der weiteren Messungen, mit annähernd konstanten Temperaturen über dem kompletten Messzeitraum, ist zu erkennen, dass bei allen drei Messungen die Differenzen wie erwartet mit sinkendem Druck größer werden (siehe Abb. 7.4). Ebenfalls wird deutlich, dass die Messung „erwärmt 2“ gegenüber der Messung „Raumtemperatur“ für alle Drucksprünge geringere Frequenzverschiebungen aufweist. Die ermittelte Frequenzverschiebung der Messung „erwärmt 1“ hat einen größeren Gradienten und liegt zu Beginn näher an „erwärmt 2“ und am Ende der Messung näher an der Messung „Raumtemperatur“.

Insgesamt kann aus den Messungen zum einen geschlossen werden, dass die Sensitivität des Reifenschwingverhaltens dann beeinflusst wird, wenn während der Messung deutliche Änderungen der Temperatur auftreten. Dies spielt insbesondere für den Fahrversuch eine große

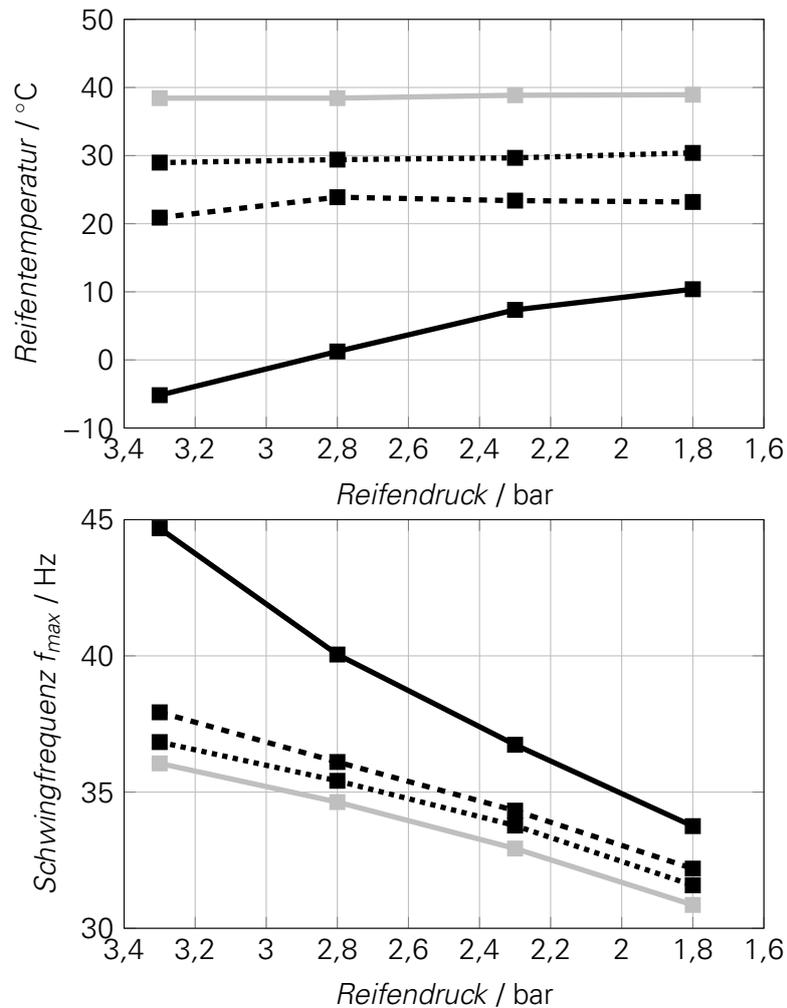


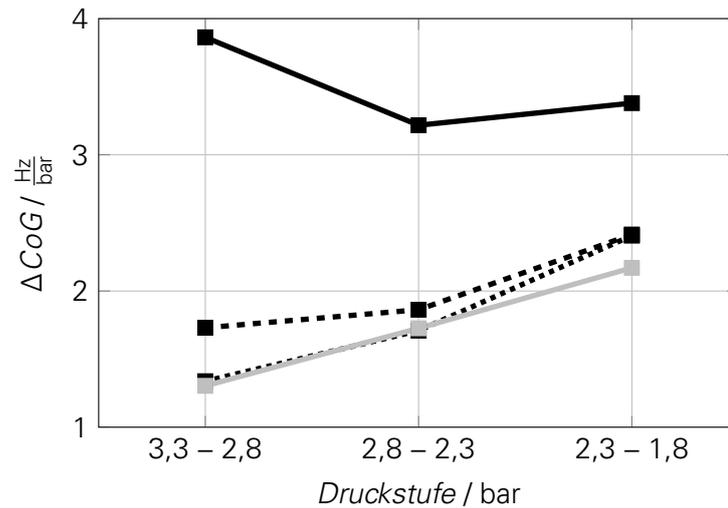
Abbildung 7.13: Vergleich von Temperatur und Schwingfrequenz bei Schlagleistenüberfahrten am Reifenprüfstand mit  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und 4800 N Radlast  
 —■— gekühlt; -■- Raumtemperatur; ·■· erwärmt 1; —■— erwärmt 2

Rolle, da der Standardtest zur Beurteilung der Reifensensitivität im Fahrversuch einen ganzen Tag in Anspruch nimmt. Zum anderen kann festgehalten werden, dass sich die Sensitivität des Schwingverhaltens tendenziell mit zunehmender Reifentemperatur verringert.

## ROLLRADIUSVERHALTEN

Analog zum Reifenschwingverhalten wird im Folgenden die Temperaturabhängigkeit des Rollradiusverhaltens analysiert. Die dargestellten Rollradien entsprechen den Mittelwerten über den Geschwindigkeiten  $40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ ,  $80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  und  $120 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ . In gleicher Weise wie bei den Schlagleistenversuchen werden dazu Rollradiusmessungen bei den vier unterschiedlichen Temperaturniveaus „gekühlt“, „Raumtemperatur“, „erwärmt 1“ und „erwärmt 2“ mit jeweils vier Reifendrücken durchgeführt. Abb. 7.15 stellt im oberen Teil den Temperaturverlauf aller vier Messungen über den vier Reifendrücken dar. Wie beim Reifenschwingverhalten fängt die Messung bei 3,3 bar an, sodass der zeitliche Ablauf identisch zur Druckachse ist.

Es ist zu erkennen, dass die Temperatur bei den Messungen „Raumtemperatur“, „erwärmt 1“ und „erwärmt 2“ über der kompletten Messung annähernd konstant ist. Die Temperatur der Messung „gekühlt“ steigt aufgrund der fehlenden Klimatisierung im Prüfraum stark an, sodass der Reifen vor der Messung mit 2,3 bar Reifendruck wieder gekühlt wird.



**Abbildung 7.14:** Temperaturabhängige Änderung der Sensitivität des Reifenschwingverhaltens bzgl. eines Druckverlusts für den Kennwert  $\Delta CoG$  (bezogen auf die Druckdifferenz) bei  $30 \frac{km}{h}$  und 4800 N Radlast  
 —■— gekühlt; - -■- Raumtemperatur; - · - · ■ „erwärmt 1“; —■— „erwärmt 2“

Der untere Teil von Abb. 7.15 stellt die absoluten, dynamischen Rollradien über den vier Drücken dar. Es ist zu erkennen, dass die Rollradien mit steigender Temperatur zunehmen. Grund dafür ist, dass mit zunehmender Temperatur der Speichermodul des Reifenmaterials abnimmt (siehe ANGRICK [Ang12]) und sich der Reifen durch die angreifende Fliehkraft stärker aufweitet. In Bezug auf die Reifenbewertung wird im Folgenden die Frage beantwortet, inwieweit die Sensitivität des Rollradiusverhaltens bzgl. eines Druckverlusts von der Temperatur des Reifens abhängt. Dazu stellt Abb. 7.16 den Kennwert  $\Delta RR$  für die drei Drucksprünge und für alle vier Temperaturniveaus dar. Aufgrund des degressiven Verlaufs der Rollradiusdifferenz über dem Druck (siehe Abb. 7.6) ist die Tendenz von geringeren Rollradiusdifferenzen bei dem Drucksprung von 3,3 bar zu 2,8 bar zu erkennen. Anhand der dargestellten Ergebnisse ist allerdings keine eindeutige Beeinflussung der Reifensensitivität durch die Temperatur feststellbar. Somit lässt sich zusammenfassen, dass sowohl die Schwingfrequenz der Torsions-Längsmode als auch der dynamische Rollradius durch die Temperatur beeinflusst werden. In Bezug auf die druckabhängigen Differenzen der Kennwerte zeigt nur das Reifenschwingverhalten mit abnehmender Sensitivität bei steigender Temperatur eine eindeutige Tendenz der Temperaturabhängigkeit.

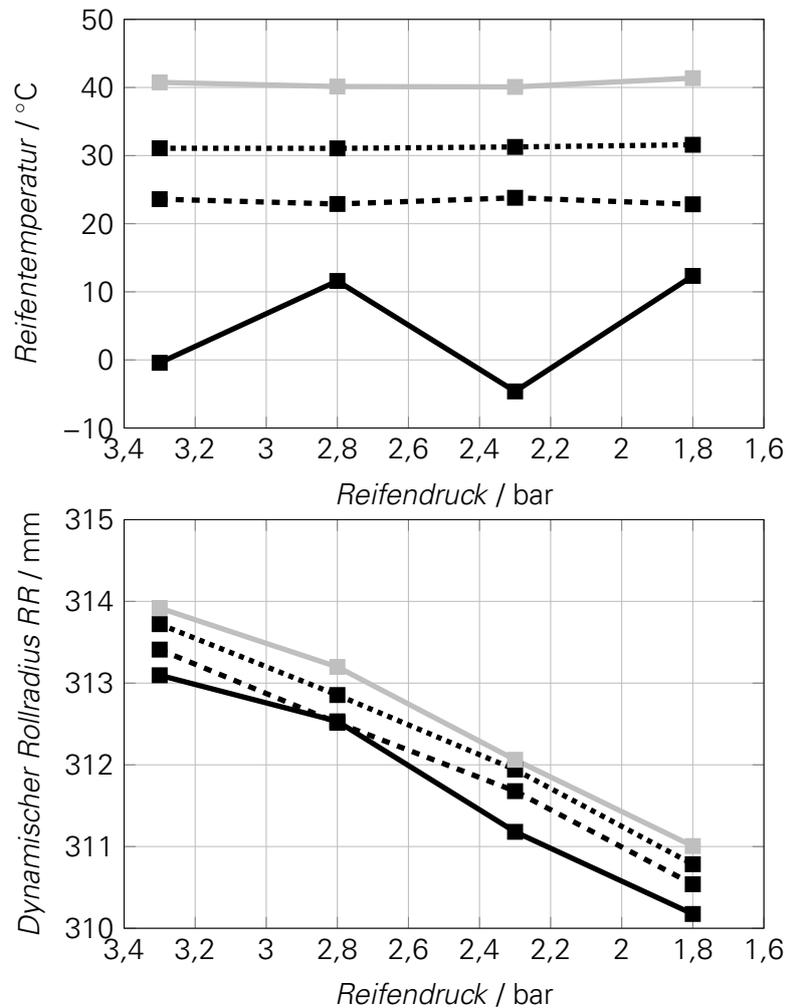


Abbildung 7.15: Vergleich von Temperatur und dynamischem Rollradius bei 4800 N Radlast  
 —■— gekühlt; -■- Raumtemperatur; ·-■· erwärmt 1; —■— erwärmt 2

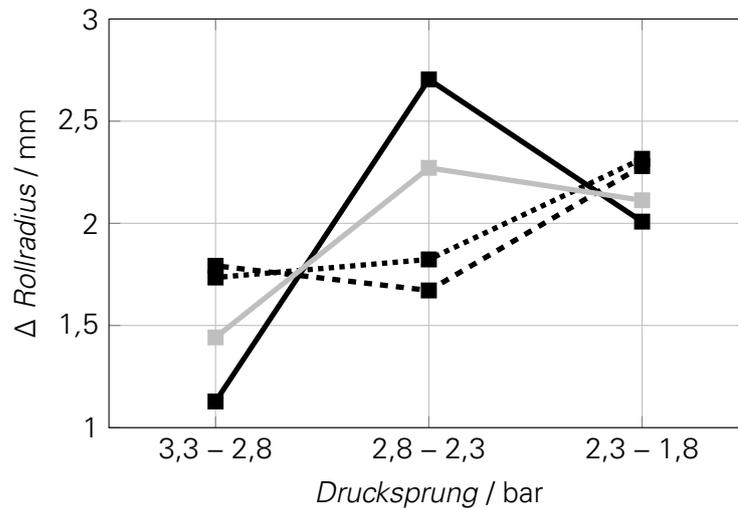
### 7.6.3 REIFENTHERMODYNAMIK BEI DRUCKVERLUST

Die bisherigen Kapitel zur Analyse des thermodynamischen Reifenverhaltens befassen sich mit den Auswirkungen des thermodynamischen Zustands des Reifens (bzgl. Druck und Temperatur der Druckluft) auf die mechanischen Reifeneigenschaften Schwing- und Rollradiusverhalten. Damit liefern diese Kapitel Erkenntnisse im Hinblick auf die zu definierende Prüfprozedur. Im folgenden Kapitel wird die Thermodynamik des stehenden, unbelasteten Reifens in Messung und Simulation für einen Luft- bzw. Druckverlust analysiert. Das Hauptaugenmerk liegt auf der Vertiefung des grundlegenden Verständnisses bzgl. des Reifenverhaltens. Es wird sich zeigen, dass die Analysen darüber hinaus wichtige Erkenntnisse für die zu definierende Prüfprozedur liefern.

Das Kapitel gliedert sich in drei Teile. Zuerst wird der Messaufbau beschrieben. Daran anschließend erfolgt die Vorstellung des thermodynamischen Reifenmodells, gefolgt von der Analyse und Diskussion der Ergebnisse aus Messung und Simulation. Wie eingangs dargelegt, werden die Messungen mit einem Dunlop SportMaxx GT Reifen in der Dimension 245/40 R18 93Y durchgeführt, der auch im Kapitel 7.6.1 sowie 7.6.2 betrachtet wird.

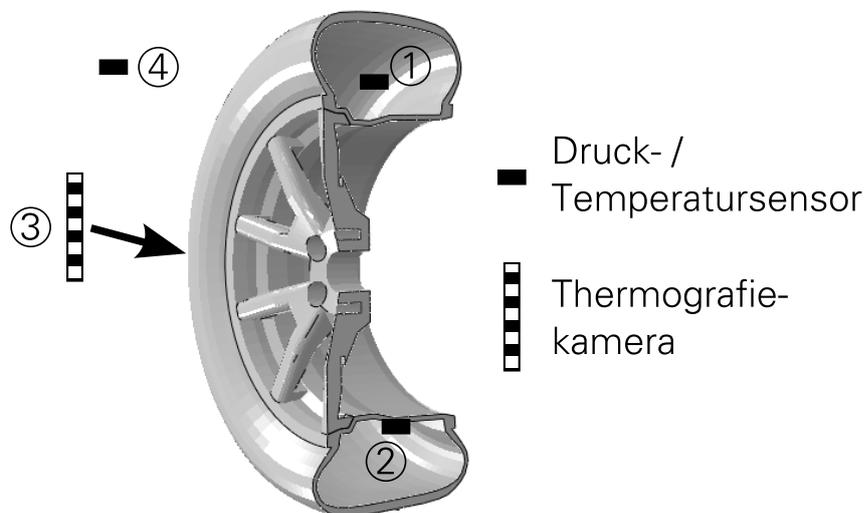
#### MESSAUFBAU

Der Messaufbau zur Analyse des thermodynamischen Reifenverhaltens bei Druckverlust wird schematisch in Abb. 7.17 dargestellt. Analog zu den bisher diskutierten Messungen (siehe



**Abbildung 7.16:** Temperaturabhängige Änderung der Sensitivität des Rollradiusverhaltens bzgl. eines Druckverlusts für den Kennwert  $\Delta RR$  (bezogen auf die Druckdifferenz) bei 4800 N Radlast  
 ■ gekühlt; ■ Raumtemperatur; ■ erwärmt 1; ■ erwärmt 2

Kapitel 7.6.2 und 7.6.1) werden der Druck und die Temperatur der Druckluft im Reifen gemessen (Messpunkt ①). Zur Darstellung des Überdrucks im Reifen sowie zur Erfassung der Umgebungstemperatur werden Druck und Temperatur im Prüfraum gemessen (Messpunkt ④). Zusätzlich ist bei dieser Messung ein Temperatursensor so auf der Felge befestigt, dass der Temperatursensor direkten Kontakt mit der Felge hat (Messpunkt ②). Dagegen ist der Sensor gegenüber der Druckluft isoliert.



**Abbildung 7.17:** Messaufbau zur Analyse des thermodynamischen Reifenverhaltens bei Druckverlust <sup>1</sup>

Nach ANGRICK [Ang12] bildet die Oberflächentemperatur der Profilrillen, welche mit einer Thermografiekamera erfasst wird, eine gute Näherung für die Kerntemperatur des Reifenmaterials. Dies gilt insbesondere bei stehendem Reifen, was bei dieser Messung der Fall ist. Als dritte Messstelle (Messpunkt ③) wird daher die Thermografiekamera definiert, die frontal in der Reifenmittelebene mit einem möglichst kurzen Abstand zum Reifen auf das Profil gerichtet

<sup>1</sup>siehe BAHNERT et al. [BLV12] bzgl. CAD-Daten des Reifens

ist. Wie beschrieben, dient dies zur Aufnahme der Profilirillentemperatur als Näherung für die Reifenkerntemperatur.

## THERMODYNAMIKMODELL

Das Modell zur Analyse des thermodynamischen Verhaltens bei Druckverlust, schematisch dargestellt in Abb. 7.18, besteht aus den Bauteilen Felge und Reifengürtel. Da auch die Reifenbreite mit in die Berechnung eingeht, handelt es sich um ein dreidimensionales Modell. Zwischen den Bauteilen befindet sich die Druckluft des Reifens. Sowohl die Felge als auch der Reifengürtel interagieren mit der Umgebung, die eine definierte Temperatur sowie einen definierten Atmosphärendruck aufweist.

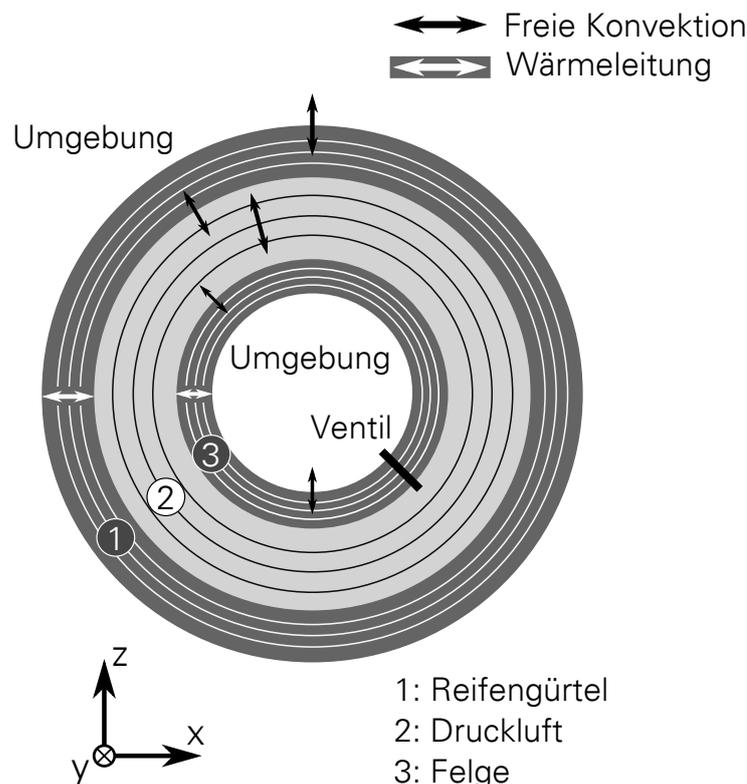
Wie in Abb. 7.18 zu erkennen ist, werden sowohl Felge und Reifengürtel als auch die Druckluft in konzentrische Kreiselemente identischer Dicke unterteilt, um einerseits die Genauigkeit der Berechnung zu erhöhen. Andererseits ermöglicht dies in der Berechnung den Ansatz eines Temperatúraustauschs über ebene Geometrien, da mit steigender Segmentzahl die Differenz zwischen Innen- und Außenfläche der Segmente abnimmt. Darüber hinaus wird eine höhere Korrelation zu den Messungen erreicht, da die Temperaturmessstellen in der Simulation denen der Messung angepasst werden können (z.B. die Felgentemperatur an der Grenze zur Druckluft). Damit entspricht der Modellansatz grundsätzlich einem Finite-Elemente Modell. Prinzipiell existiert damit keine Möglichkeit, die Wärmeübertragungen in der Querrichtung zu berücksichtigen. Daher werden zur Fläche des Reifengürtels die Seitenwandflächen addiert. Zwischen den Segmenten der Festkörper Felge und Reifengürtel findet die Wärmeübertragung ausschließlich durch Wärmeleitung statt (weiße Pfeile in Abb. 7.18). An den jeweiligen Grenzsegmenten zur Druckluft und zur Umgebung sowie innerhalb der Druckluft ergibt sich die Wärmeübertragung aus freier Konvektion (schwarze Pfeile in Abb. 7.18), da, wie bereits beschrieben, sowohl die Messung als auch die Simulation bei stehendem Reifen durchgeführt werden und damit kein strömendes Medium existiert. GUTJAHR et al. [Gut+11] zeigen, dass der Wärmestrom infolge von Wärmestrahlung bis zu einer Reifentemperatur von 200 °C gegenüber der Konvektion vernachlässigbar ist. Wärmeübertragung infolge von Wärmestrahlung wird daher aufgrund des niedrigen Temperaturbereichs im Modell nicht berücksichtigt. Um einen Druckverlust simulieren zu können, befindet sich zwischen der Druckluft und der Umgebung ein druckgesteuertes Ventil mit konstantem Querschnitt, welches in Abhängigkeit von der Sollvorgabe für den Druck der Druckluft steuerbar ist.

Realisiert wird das Modell als Simulink-Modell im Programm Matlab/Simulink mit den entsprechenden Elementen aus der Simscape Bibliothek.

Die Beschreibung und Erläuterung der Berechnungsvorschriften, auf denen das Modell basiert, erfolgt getrennt nach den relevanten Wärmeübertragungsmechanismen Wärmeleitung und Konvektion. Daran anschließend wird auf den Reifen als offenes, thermodynamisches System im Falle des geöffneten Ventils eingegangen.

Tabelle 7.6 enthält die zur Berechnung der Wärmeleitung notwendigen Konstanten und Parameter bei einer Segmentanzahl von jeweils zehn für Felge und Reifengürtel. Die Nummerierung ist, mit „1“ beginnend, von innen nach außen gerichtet. Zur Vereinfachung werden im Modell nicht die variierenden Segmentflächen berücksichtigt, sondern nur die zur Druckluft gerichteten Flächen  $A_{DL_F}$  und  $A_{DL_G}$ , mit Ausnahme der zur Umgebung gerichteten Randflächen. Aufgrund der geringen Dicke des Reifengürtels und der Felge erscheint diese Annahme als zulässig. Für die Felge und den Reifengürtel werden konstante Werte für die Wärmeleitfähigkeit von  $\lambda_F = 160 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$  und  $\lambda_G = 0,17 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$  angenommen.

Darüber hinaus besitzen die Felge und der Reifengürtel im Modell spezifische Wärmekapazitäten von  $900 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$  bzw.  $1400 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ . Der Wert der Felge basiert auf der bei den Messungen eingesetzten Aluminium-Leichtmetallfelge. Die spezifische Wärmekapazität des Reifengürtels wird mittels kalorimetrischer Messungen von Reifengürtel-Materialproben (inkl. Laufstreifen und Profilblock) des verwendeten Reifens bestimmt.



**Abbildung 7.18:** Schematischer Aufbau des thermodynamischen Simulationsmodells, eigene Darstellung in Anlehnung an KÄSS [Käß15]

Die Berechnung der Wärmeleitung innerhalb der diskretisierten Felge bis zu den Bauteilgrenzen ergibt sich nach Gleichung (7.6) bis Gleichung (7.8). Dabei entspricht der Ausdruck  $\frac{d_F}{10}$  der Dicke eines einzelnen Segments der Felge.

$$\dot{Q}_{F_1} = \lambda_F \cdot A_{DL_F} \cdot \frac{T_{F_{1,2}} - T_U}{d_F/10} \quad (7.6)$$

$$\dot{Q}_{F_2} = \lambda_F \cdot A_{DL_F} \cdot \frac{T_{F_{2,3}} - T_{F_{1,2}}}{d_F/10} \quad (7.7)$$

⋮

$$\dot{Q}_{F_{10}} = \lambda_F \cdot A_{DL_F} \cdot \frac{T_{DL_1} - T_{F_{9,10}}}{d_F/10} \quad (7.8)$$

Die Berechnung der Wärmeleitung für das erste Segment des diskretisierten Reifengürtels entspricht Gleichung (7.9). Die Berechnung für die weiteren Segmente bis zu den Bauteilgrenzen ergibt sich in Analogie zur Felge und wird hier nicht gesondert dargestellt.

$$\dot{Q}_{G_1} = \lambda_G \cdot A_{DL_G} \cdot \frac{T_{G_{1,2}} - T_{DL_{10}}}{d_G/10} \quad (7.9)$$

Sowohl an den Grenzen der einzelnen thermodynamischen Elemente des Modells (Umgebung, Reifengürtel, Felge und Druckluft) sowie innerhalb der Druckluft tritt Wärmeübertragung in Form von freier Konvektion auf (siehe schwarze Pfeile in Abb. 7.18). Infolge der Druck-, Temperatur-

<sup>1</sup>zur Druckluft des Reifens gerichtete Fläche

<sup>2</sup>zur Umgebungsluft gerichtete Fläche

**Tabelle 7.6:** Parameterset zur Berechnung der Wärmeleitung

Parameter	Einheit	Felge	Reifengürtel
Segmentdicke	m	$d_F$	$d_G$
Druckluftfläche <sup>1</sup>	m <sup>2</sup>	$A_{DL_F}$	$A_{DL_G}$
Umgebungsfläche <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	$A_{U_F}$	$A_{U_G}$
Wärmeleitfähigkeit	W/(m · K)	$\lambda_F$	$\lambda_G$
Umgebungstemperatur	K	$T_U$	$T_U$
Drucklufttemperatur	K	$T_{DL_1}$	$T_{DL_{10}}$
Bauteiltemperatur	K	$T_{F_1} \dots T_{F_{10}}$	$T_{G_1} \dots T_{G_{10}}$

und Stoffabhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten sind zur Berechnung der Konvektion bestimmte Parameter und Konstanten notwendig, die in Tabelle 7.7 mit zugehörigem Wert vorgestellt werden.

**Tabelle 7.7:** Konstanten zur Berechnung der freien Konvektion

Konstante	Symbol	Wert
Sutherland-Konstante	$C$	120 K
Referenztemperatur	$T_0$	291,15 K
Referenzviskosität	$\mu_0$	$18,27 \cdot 10^{-6}$ Pa · s
Spezifische Gaskonstante	$R_S$	287,0578 J/(kg · K)
Erdbeschleunigung	$g$	9,81 m/s <sup>2</sup>
Spezifische Wärmekapazität (Luft)	$c_{pL}$	1005 J/(kg · K)
Wärmeleitfähigkeit (Luft)	$\lambda_L$	0,025 W/(m · K)

Tabelle 7.8 enthält die Modellparameter zur Berechnung der freien Konvektion an den Grenzflächen der thermodynamischen Elemente Felge-Umgebung (F-U), Felge-Druckluft (F-D), Reifen-Druckluft (R-D) sowie Reifen-Umgebung (R-U). Analog zur Konvektion an den jeweiligen Grenzflächen erfolgt die Berechnung der Konvektion innerhalb der Druckluft mit den entsprechenden Modellparametern der einzelnen Druckluftsegmente.

**Tabelle 7.8:** Modellparameter zur Berechnung der freien Konvektion an den Grenzflächen der thermodynamischen Elemente mit Umgebung (U), Felge (F), Reifengürtel (G) und Druckluft (DL)

Parameter	Einheit	F-U	F-DL	G-DL	G-U
Effektiver Durchmesser $d$	m	$d_{F_a}$	$d_{F_i}$	$d_{G_i}$	$d_{G_a}$
Effektive Kontaktfläche $A$	m <sup>2</sup>	$A_{F_a}$	$A_{F_i}$	$A_{G_i}$	$A_{G_a}$
Luftdruck $p$	N/m <sup>2</sup>	$p_U$	$p_{DL_1}$	$p_{DL_{10}}$	$p_U$
Lufttemperatur $T_1$	K	$T_U$	$T_{DL_1}$	$T_{DL_{10}}$	$T_U$
Bauteiltemperatur $T_2$	K	$T_{F_1}$	$T_{F_{10}}$	$T_{G_1}$	$T_{G_{10}}$

Gleichung (7.10) bis Gleichung (7.14) stellen thermodynamische Grundgleichungen dar, mit denen erforderliche thermodynamische Kennzahlen entsprechend Gleichung (7.15) bis Gleichung (7.18) ermittelt werden:



$$\text{Luftdichte} \quad \rho = \frac{p}{R_S \cdot T_1} \quad (7.10)$$

$$\text{Dyn. Viskosität} \quad \eta = \mu_0 \cdot \frac{T_0 + C}{T_1 + C} \cdot \left( \frac{T_1}{T_0} \right)^{3/2} \quad (7.11)$$

$$\text{Kin. Viskosität} \quad \nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (7.12)$$

$$\text{Ausdehnungskoeffizient} \quad \alpha = \frac{1}{T_2} \quad (7.13)$$

$$\text{Temperaturleitfähigkeit} \quad a = \frac{\lambda_L}{\rho \cdot c_{pL}} \quad (7.14)$$

$$\text{Rayleigh-Zahl} \quad Ra = \frac{\alpha \cdot g}{\nu \cdot a} \cdot (T_2 - T_1) \cdot \left( \frac{\pi}{2} \cdot d \right)^3 \quad (7.15)$$

$$\text{Prandtl-Zahl} \quad Pr = \frac{\nu}{a} \quad (7.16)$$

$$\text{Nußelt-Zahl} \quad Nu = \left( 0,752 + 0,387 \cdot \left[ Ra \cdot f_3(Pr)^{\frac{9}{16}} \right] \right)^2 \quad (7.17)$$

$$\text{mit} \quad f_3(Pr) = \left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{-\frac{16}{9}} \quad (7.18)$$

Damit berechnen sich der Wärmeübergangskoeffizient  $h$  und der Wärmestrom  $\dot{Q}$  nach Gleichung (7.19) bzw. Gleichung (7.20). Je nachdem, wo die Konvektion auftritt und der Wärmeübergangskoeffizient zu berechnen ist, sind die zugehörigen Modellparameter nach Tabelle 7.8 einzusetzen.

$$h = \frac{\lambda_L}{\frac{\pi}{2} \cdot d} \cdot Nu \quad (7.19)$$

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot (T_2 - T_1) \quad (7.20)$$

Die konvektive Wärmeübertragung zwischen den einzelnen Segmenten der Druckluft berechnet sich ebenfalls nach 7.20. Jedoch wird ein konstanter Wärmeübergangskoeffizient mit  $h_{DL} = 20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$  verwendet. Da zwischen den einzelnen Segmenten der Druckluft ein Temperaturunterschied auftritt, ergibt sich infolge der zugrunde liegenden isochoren Zustandsänderung auch eine Druckänderung der Segmente gemäß der Zustandsgleichung idealer Gase nach Gleichung (7.5).

Wie eingangs beschrieben, besteht das Ziel in der Beschreibung der thermodynamischen Vorgänge während eines Druckverlusts infolge austretender Druckluft im Reifen. Zu diesem Zweck hat das Modell, wie in Abb. 7.18 dargestellt, ein druckgeregeltes Ventil, um die Luftmasse im Reifen zu reduzieren, bis ein definierter Solldruck im Reifen erreicht ist.

Bei geöffnetem Ventil wird aus dem geschlossenen System ein offenes, instationäres System. Zur Beschreibung des offenen, instationären Systems dient der erste Hauptsatz der Thermodynamik nach Gleichung (7.21).

$$\frac{dE}{dt} = \sum_k \dot{Q}_k + \sum_m \dot{W}_m + \sum_{ein} \dot{m}_{ein} \cdot \left( h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right)_{ein} - \sum_{aus} \dot{m}_{aus} \cdot \left( h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right)_{aus} \quad (7.21)$$

Bei der Systembeschreibung werden sowohl gravitative Effekte als auch die Strömungsgeschwindigkeit vernachlässigt. Aufgrund des Überdrucks der Druckluft gegenüber der Umgebung strömt die Luft ausschließlich in einer Richtung aus dem Reifen heraus. Darüber hinaus wird an der Druckluft keine Arbeit verrichtet. Wärmeströme treten in konvektiver Form zwischen der Felge und der Druckluft ( $\dot{Q}_{F-DL}$ ) sowie zwischen dem Reifengürtel und der Druckluft ( $\dot{Q}_{G-DLD}$ ) auf und können entsprechend Gleichung (7.20) berechnet werden. Mit diesen Annahmen reduziert sich Gleichung (7.21) zu Gleichung (7.22). Darin bezeichnet  $\dot{m}_L$  den durch das Ventil abgegebenen Luftmassenstrom mit der entsprechenden Enthalpie  $h_L$ .

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q}_{F-DL} + \dot{Q}_{G-DL} + \sum \dot{m}_L \cdot h_L \quad (7.22)$$

Der Zusammenhang zwischen dem Wärmestrom und dem Massenstrom durch das Ventil wird durch Gleichung (7.23) angegeben.

$$\dot{Q} = \dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot T_{DL} \quad (7.23)$$

## ERGEBNISVERGLEICH AUS MESSUNG UND SIMULATION

Der Messablauf der thermodynamischen Druckverlustmessung sieht zu Beginn eine 30-minütige Erwärmung des Reifens bei konstanter Radlast (4787 N) und konstanter Geschwindigkeit ( $60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ ) vor, da auch die Schlagleisten- und Rollradiusmessungen bei vorkonditioniertem Reifen erfolgen. Dies gewährleistet die Vergleichbarkeit der Messungen. Im Anschluss an die Konditionierung wird der Druck im stehenden (nicht rotierenden), unbelasteten Reifen auf den Startwert 3 bar erhöht und anschließend auf 2 bar reduziert. Bei Erreichen des Solldrucks von 2 bar wird das Reifenventil wieder geschlossen und das thermodynamische System bestehend aus Reifen, Felge, Druckluft und Umgebung sich selbst überlassen. Die Messaufzeichnung startet im Moment der Ventilöffnung zur Druckreduzierung von 3 bar auf 2 bar.

In der Simulation werden die Lufttemperatur im Reifen sowie die Felgen- und Reifentemperatur zu Beginn der Messung als Startwerte für das Thermodynamikmodell verwendet. Der Startdruck der Simulation beträgt damit ebenfalls 3 bar. Des Weiteren wird analog zur Messung das Ventil druckgeregelt geöffnet, bis ein Druck von 2 bar im Reifen erreicht ist, und danach wieder geschlossen. Die Umgebungstemperatur mit 22 °C sowie der Atmosphärendruck mit ca. 1,0036 bar entsprechen den Werten im Prüfraum während der Messung.

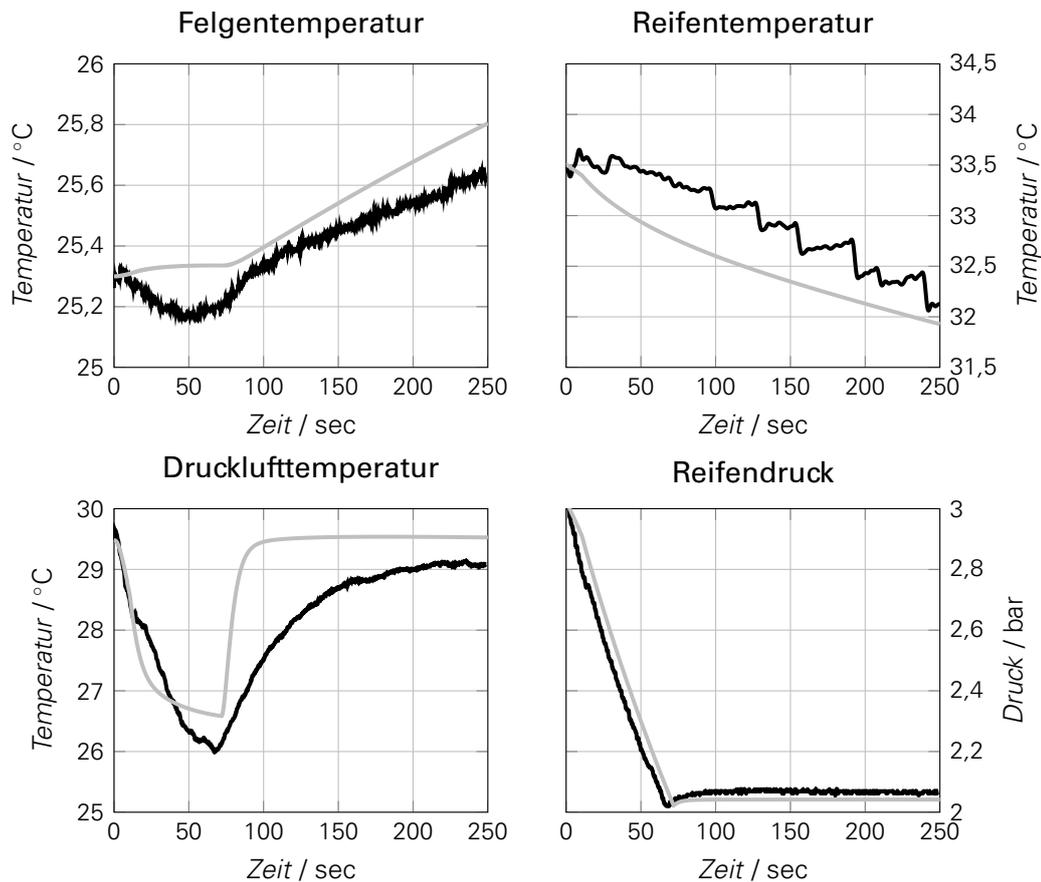
Abb. 7.19 stellt die Ergebnisse aus Messung und Simulation für die vier Größen Druck und Temperatur im Reifen sowie die Temperaturen von Felge und Reifengürtel gegenüber. Aus den Messergebnissen ist zu erkennen, dass sich die Temperatur der Felge (Abb. 7.19 oben links) verringert, während das Ventil geöffnet ist. Sobald das Ventil nach ca. 60 Sekunden geschlossen wird, steigt die Temperatur annähernd linear an. Der Vergleich mit dem Temperaturniveau der Druckluft im Reifen zeigt, dass während der Druckreduzierung von 3 bar auf 2 bar (geöffnetes Ventil) und der damit verbundenen Entspannung des thermodynamischen Systems die Drucklufttemperatur im Reifen sinkt und anschließend (bei geschlossenem Ventil) mit einem degressiven Verlauf ansteigt. Jedoch ist das absolute Temperaturniveau im Vergleich zur Felge höher. Die Ursache für den anfänglichen Temperaturabfall der Felge liegt in der abnehmenden Temperaturdifferenz gegenüber der Druckluft im Reifen bei einem gleichzeitigen konvektivem Wärmestrom zur kühleren Umgebung begründet. Als mögliche Fehlerquelle bei der Messung der Felgentemperatur ist zu berücksichtigen, dass der Sensor auf der Reifeninnenseite montiert

ist. Eine vollständige Abschirmung gegenüber der Druckluft ist nicht sichergestellt. Dadurch wird die Felgentemperatur von der Drucklufttemperatur sowie von Strömungseffekten der Druckluft beeinflusst.

Die gemessene Temperatur des Reifengürtels liegt über dem gesamten Messzeitraum über den Temperaturen von Druckluft und Felge. Daraus resultiert der Temperaturanstieg der Druckluft und folglich der Felge nach dem Schließen des Ventils. Im Vergleich zur Felge ist der Einfluss der Ventilöffnung bzw. -schließung im Temperaturverlauf des Reifengürtels kaum sichtbar, was zum einen auf die höhere spezifische Wärmekapazität des Reifengürtels zurückzuführen ist. Zum anderen ist zu berücksichtigen, dass mit der Thermografiekamera die Oberflächentemperatur erfasst wird. PIETZSCH [Pie14] stellt Messergebnisse der Reifenoberflächentemperatur während der Konditionierungsphase mit anschließendem Abheben des Reifens von der Trommel vor. Daraus geht hervor, dass die Oberflächentemperatur im Moment des Abhebens von der Trommel zunächst um ca. 2 K ansteigt, ehe sie beginnt abzufallen. Durch die Rotation des Reifens während der Konditionierung treten konvektive Wärmeübertragungen insbesondere durch die Luftzirkulation, aber auch durch den Trommelkontakt auf. Die an der Oberfläche gemessene Temperatur ist demnach beim rotierenden Reifen im Vergleich zum Reifenkern geringer. Beim stehenden, unbelasteten Reifen breitet sich die Kerntemperatur durch Wärmeleitung bis an die Oberfläche der Profilrillen aus (wie von ANGRICK [Ang12] bewiesen). Aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des Reifengürtels tritt dieser Effekt zeitverzögert auf. Im Temperaturverlauf des Reifengürtels führt dies in Überlagerung mit konvektiven Wärmeströmen zur Umgebung bis zu einem Zeitpunkt von ca. 50 Sekunden zu in etwa konstanten Temperaturen. Anschließend fällt die Temperatur durch Wärmeübertragungen zur Umgebung und zur Druckluft nahezu linear ab.

Die Simulation der Felgentemperatur bei geöffnetem Ventil zeigt im Gegensatz zur Messung eine annähernd konstante Temperatur. Wie anhand der Messdaten der Felgentemperatur diskutiert wurde (siehe oben), ist ein Einfluss der Luftströmung (infolge des geöffneten Ventils) auf den Temperatursensor für die Felgentemperatur nicht auszuschließen. Darüber hinaus werden im Modell Wärmeübergänge zwischen Felgenoberfläche und Druckluft infolge von Luftströmungen bzw. durch erzwungene Konvektion nicht berücksichtigt. Daher ergibt sich in der Simulation ein annähernd konstantes Temperaturniveau, während das Ventil geöffnet ist. Dagegen zeigt die Messung eine fallende Felgentemperatur bei geöffnetem Ventil. Nach der Ventilschließung weist die berechnete Felgentemperatur einen annähernd linearen Anstieg auf. Im Vergleich zur Messung ist der Gradient jedoch größer.

Die Drucklufttemperatur zeigt in der Simulation bei geöffnetem Ventil im Gegensatz zum annähernd linearen Verlauf der Messung einen regressiven Verlauf. Nach der Ventilschließung steigt die Drucklufttemperatur der Simulation im Vergleich zur Messung deutlich schneller an. Als Ursache ist die Trägheit des Temperatursensors im Reifen zu berücksichtigen, dessen Ansprechzeit  $t_{0,5} = 4$  Sekunden beträgt. Das bedeutet, dass der Sensor 4 Sekunden benötigt, um 50% der Wertänderung darzustellen. Sowohl in der Messung als auch in der Simulation wird zum Ende der Aufzeichnung ein Gleichgewicht erreicht. D.h. die Temperatur nähert sich einem konstanten Wert an, der jedoch in der Simulation um ca. 0,5 K höher ist (im Vergleich zur Messung).



**Abbildung 7.19:** Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen des thermodynamischen Reifenverhaltens bei geöffnetem und geschlossenem Ventil  
 — Messung; — Simulation

Beim Vergleich der Reifengürteltemperaturen fällt auf, dass die Temperatur in der Simulation von Beginn an abfällt und am Anfang kein konstantes Niveau aufweist. Anhand der Messdaten wird der Effekt des zeitverzögerten Temperaturabfalls der Reifenoberflächentemperatur infolge der Konditionierung bei rotierendem Reifen beschrieben (siehe oben). Dieser Effekt tritt in der Simulation nicht auf, da eine vorherige Reifenkonditionierung nicht mit betrachtet wird. Dadurch ergibt sich in der Messung im Vergleich zur Simulation ein verlangsamter Temperaturabfall. Gegen Ende der Simulation und der Messung ist zu beobachten, dass sich dieser Effekt ausgleicht bzw. der Temperatenausgleich vom Reifenkern zur Oberfläche abgeschlossen wird, da sowohl in der Messung als auch in der Simulation die annähernd gleichen Temperaturen vorliegen.

Bei der Diskussion der berechneten Temperaturen von Felge, Druckluft und Reifengürtel ist jedoch zu beachten, dass die Komponente Reifengürtel ausschließlich aus den Materialeigenschaften des Gürtels inkl. des Laufstreifens besteht. Wie in Kapitel 7.6.3, Abschnitt Thermodynamikmodell beschrieben, wird die spezifische Wärmekapazität des Gürtels mittels kalorimetrischer Messungen einer Materialprobe bestehend aus Gürtel, Laufstreifen und Profilblock ermittelt. Nach GUTJAHN et al. [Gut+11] können jedoch Lauffläche, Gürtel und Seitenwand deutliche Temperaturunterschiede aufweisen. Eine detailliertere Unterscheidung der einzelnen konstruktiven Komponenten mit den entsprechenden geometrischen Daten und Materialparametern beeinflusst die Wärmeübergänge innerhalb des Modells und damit auch die Temperaturen der Modellkomponenten. Des Weiteren basiert das Simulationsmodell auf einer isochoren Zustandsänderung, d.h. das Reifenvolumen wird als konstant angenommen. Dies stellt zwar in der Literatur einen üblichen Ansatz dar ([Lei09], [Gut+11], [Trz14]). Jedoch konnte die iso-

chore Zustandsänderung von Reifen durch eigene Messungen nicht bewiesen werden (siehe Kapitel 7.6.1). Auch Volumenänderungen sind zu berücksichtigen, da diese Einfluss auf die Wärmeübertragungen haben.

Aus dem Druckverlauf der Druckluft ergibt sich ein interessanter Effekt für die Definition der Prüfprozedur. Während das Ventil geöffnet ist, zeigen sowohl Messung als auch Simulation einen annähernd linearen Abfall des Überdrucks im Reifen bis zum Solldruck von 2 bar. Nach der Ventilschließung ist aufgrund der oben beschriebenen Wärmeübertragungen und der damit verbundenen Temperaturerhöhung im Reifen zu beobachten, dass sich der Druck im Reifen wieder erhöht. In der Messung beträgt die Druckzunahme ca. 0,06 bar und ist nach ungefähr 20-25 Sekunden abgeschlossen. Die Druckerhöhung ist in der Simulation gleichermaßen zu beobachten, fällt im Vergleich zur Messung jedoch weniger deutlich aus.

Um möglichst exakte Prüfandbedingungen zu realisieren, muss der eingestellte Druck nach einer definierten Zeit nachgeregelt werden (sofern am Prüfstand keine automatische Druckregelanlage verwendet wird). Dies ist in der Prüfprozedur entsprechend zu berücksichtigen und gilt gleichermaßen auch für den Fahrversuch mit manueller Druckeinstellung.

## 7.7 DEFINITION DER PRÜFPROZEDUR

### 7.7.1 REIFENSCHWINGVERHALTEN

Die Definition der Prüfprozedur folgt dem in Kapitel 7.1.2 erläuterten Konzept. Basierend auf den Ergebnissen der vorangegangenen Kapitel werden im Folgenden die speziellen Definitionen im Hinblick auf die Prüfdrücke des Reifens, die Radlast, das Massenträgheitsmoment der Felge, die Reifenkonditionierung sowie die Schlagleistengeometrie vorgestellt.

Eine Besonderheit ergibt sich bei der Definition der Geschwindigkeit in der Prüfprozedur. Neben der Geschwindigkeit von  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  zur Analyse der Torsions-Längsmode (siehe Kapitel 4.1.1) wird zusätzlich die Geschwindigkeit  $90 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  zur Auswertung der vertikalen Starrgürtelmode definiert. Dies steht nicht im direkten Zusammenhang mit der Reifenbewertung für indirekte Reifendruckkontrollsysteme, sondern erfolgt im Hinblick auf eine mögliche Komfortbewertung des Reifens (siehe z.B. HILSCHER [Hil08]). Die vollständige Prozedur ist in Anhang A.3 zu finden.

### PRÜFDRÜCKE

In Kapitel 7.3.1 wird gezeigt, dass sich die Kennwerte im Druckbereich 1,4-3,6 bar nichtlinear ändern. Der Kennwert  $CoG$  (sowie der Kennwert  $f_{max}$ ) nimmt über dem Druck degressiv zu, wohingegen die mittlere Dämpfung  $\varnothing PSF$  mit steigendem Druck ein progressives Verhalten aufweist. Im Allgemeinen muss bei der Definition der Prüfdrücke beachtet werden, dass die vorgeschriebenen Reifendrucke innerhalb eines Fahrzeugprojekts, z.B. in Abhängigkeit von der Motorisierung und damit von der Achslast (Vorderachse), variieren können. Die Berücksichtigung aller möglichen Reifendrucke widerspricht dem Ziel der einfachen Handhabung der Prüfprozedur. Aus diesem Grund werden die Prüfdrücke mit 3,1 bar, 2,5 bar sowie 2,0 bar unabhängig vom Fahrzeugprojekt und weiteren Parametern wie der Motorisierung fest vorgegeben. Damit liegen im Prüfstandsversuch Ergebnisse aus zwei Druckstufen vor. Im Vergleich zum Fahrversuch stellt dies eine zusätzliche Information dar, da bei diesem i.d.R. lediglich eine Druckstufe ausgehend vom vorgegebenen Sollfülldruck bewertet wird. Die erforderliche Prüfzeit pro Reifen wird durch den zusätzlichen Prüfdruck im vertretbaren Maße gesteigert. Darüber hinaus berücksichtigt die Definition von insgesamt drei anstatt zwei Prüfdrücken das nichtlineare Reifenverhalten über dem Reifendruck. Die festen Vorgaben für die Prüfdrücke gelten für die Prüfung des Schwingverhaltens wie auch des Rollradiusverhaltens gleichermaßen.

## **RADLAST**

Entsprechend der Ergebnisse aus Kapitel 7.4 besitzt die Radlast einen deutlichen Einfluss auf die Sensitivität des Reifenschwingverhaltens bzgl. eines Druckverlusts. Allerdings ist, genauso wie bei der Definition der Prüfdrücke, zu beachten, dass die Radlasten selbst innerhalb eines Fahrzeugprojekts, z.B. in Abhängigkeit von der Motorisierung, variieren können. Die Berücksichtigung aller Radlasten widerspricht dem Ziel der leichten Handhabung der Prüfprozedur. Zudem wird das Reifenschwingverhalten auch im Fahrversuch nur bei einer (Teilbeladungs-) Radlast eines bestimmten Referenzfahrzeugs für das jeweilige Fahrzeugprojekt getestet. Deshalb wird in der Prüfprozedur eine einheitliche Vorgabe definiert, welche mit 75% des jeweiligen Lastindex (LI) reifenabhängig ist. Damit ist die spezifische Beanspruchung für alle Reifen konstant, während die absolute Radlast variiert. Dies erscheint insofern zweckmäßig, als dass der jeweilige Lastindex eines Reifens auf die Radlast des entsprechenden zu entwickelnden Fahrzeugs abgestimmt ist. Darüber hinaus liegt die Prüfradlast von 75% des Lastindex im realistischen Bereich der Teilbeladungsradlast. Mit dieser Definition wird dem Ziel der möglichst kurzen Prüfdauer Rechnung getragen.

## **MASSENTRÄGHEITSMOMENT DER FELGE**

Wie in Kapitel 7.5 dargestellt, hat das Massenträgheitsmoment der Felge um die Rotationsachse (y-Achse) einen deutlichen Einfluss auf die Schwingfrequenz  $f_{max}$  sowie einen geringen Einfluss auf die Sensitivität des Reifenschwingverhaltens bei Druckverlust. Es wird jedoch in Kapitel 7.5 nachgewiesen, dass der Einfluss des Reifens auf die Sensitivität bzgl. eines Druckverlusts den Einfluss des Massenträgheitsmoments der Felge überwiegt. Aus diesem Grund wird in der Prüfprozedur lediglich die Vorgabe aufgenommen, dass die Dimension der Prüffelge im Hinblick auf den Durchmesser und die Maulweite der für den Prüfreifen vorgesehenen Dimension entsprechen muss. Das Massenträgheitsmoment sowie die Masse der Prüffelge sind zur Dokumentation und besseren Nachvollziehbarkeit im standardisierten Auswerteprotokoll zu vermerken.

## **REIFENKONDITIONIERUNG**

In Bezug auf das temperaturabhängige Reifenverhalten zeigt Kapitel 7.6.1, dass die Schwingfrequenz, ausgehend von einem Reifen bei Raumtemperatur, in einem regressiven Verlauf mit zunehmender Temperatur abfällt. Dagegen steigen sowohl die Dämpfung als auch der dynamische Rollradius degressiv über der Temperatur an. Für alle Kennwerte stellt sich unter den gegebenen Randbedingungen wie Geschwindigkeit und Radlast nach ca. 25-30 Minuten ein quasi-stationäres Gleichgewicht ein, bei dem sich die Werte nur noch geringfügig ändern. Des Weiteren wird dargestellt, dass die Sensitivität bzgl. eines Druckverlusts bei Betrachtung des Kennwertes  $\Delta CoG$  tendenziell mit steigender Temperatur sinkt. Dagegen kann beim dynamischen Rollradius keine eindeutige Aussage zur Temperaturabhängigkeit der Sensitivität bzgl. eines Druckverlusts getroffen werden.

Im Hinblick auf die Definition der Reifenkonditionierung in der Prüfprozedur ergibt sich u.a. die Schwierigkeit, dass viele Reifenhersteller eigene, erfahrungsbasierte Ansätze haben, denen sie Vertrauen schenken. Darüber hinaus ergeben sich unterschiedliche Randbedingungen in Abhängigkeit von der Prüfstandstechnik bzw. vom Prüfstandsraum. Beispielsweise existiert der Wunsch eines Reifenherstellers, die Prozedur (für das Reifenschwingverhalten) möglichst komplett automatisiert ohne Unterbrechnungen durchlaufen zu lassen. Andernfalls würde, infolge der Gegebenheiten des Prüffeldes, sehr viel Zeit für das Anfahren und Stoppen des Prüfstands benötigt. Daraus folgt, dass auch während der Reifenkonditionierung die Schlagleiste montiert ist und auch die Druckeinstellung automatisiert erfolgt. Andere Reifenhersteller halten die Belastung des Prüfstands, speziell der Messnabe, sowie des Reifens so gering wie möglich,

weswegen sie den Reifen ohne Schlagleiste konditionieren und diese erst für die eigentliche Messung montieren.

Daher wird in der Definition der Prozedur auf eine konkrete Vorgabe verzichtet. Der Reifen ist lediglich in geeigneter Weise zu konditionieren. Wichtig ist allerdings, die gleiche Vorgehensweise für alle Reifen anzuwenden.

## **SCHLAGLEISTENGEOMETRIE**

Der Einfluss der Schlagleistengeometrie wird bereits in Kapitel 4.1.1 diskutiert. Daraus geht hervor, dass die Kraftamplituden bei Vergrößerung der Schlagleistenhöhe von 5 mm auf 10 mm deutlich ansteigen. Da dies auch eine größere Belastung des Prüfstands sowie des Reifens darstellt, existiert der Wunsch bestimmter Reifenhersteller, eine rechteckige Schlagleiste mit dem Querschnitt 5x25 mm (HxB) anstelle von 10x25 mm zu verwenden. Kapitel 7.8.1 vergleicht das druckabhängige Reifenschwingverhalten verschiedener Reifen für beide Schlagleistengeometrien. Daraus geht hervor, dass der relative Vergleich verschiedener Reifen unabhängig von der Schlagleistengeometrie erhalten bleibt und das Ranking der Reifensensitivitäten für beide Schlagleistengeometrien fast identisch ist. Allerdings zeigt sich auch, dass sich die Testreproduzierbarkeit bei geringerer Schlagleistenhöhe verschlechtert. In Kombination mit dem nichtlinearen Reifenverhalten besteht dadurch die Möglichkeit, dass sich das Reifenranking insbesondere bei Reifen mit ähnlicher Sensitivität im Vergleich zur 10x25 mm Schlagleiste ändert (siehe Abb. 7.20). In der Prüfprozedur wird daher die Schlagleistengeometrie 10x25 mm als Standard definiert. Für den Fall, dass die Abweichungen des Kennwertes  $\Delta CoG$  bei Wiederholungsmessungen unterhalb 10% der mittleren Verschiebung  $\varnothing [\Delta CoG]$  liegen, ist auch eine Schlagleistengeometrie 5x25 mm verwendbar.

### **7.7.2 REIFENROLLRADIUSVERHALTEN**

Die Prüfdrücke zum Test des Rollradiusverhaltens sind mit 3,1 bar, 2,5 bar sowie 2,0 bar mit denen zur Beurteilung des Reifenschwingverhaltens identisch. Im Unterschied zum Reifenschwingverhalten wird allerdings die Radlastabhängigkeit mit berücksichtigt. Der Reifendruck 2,5 bar wird mit den festen Radlasten 1962 N, 3924 N und 5886 N getestet; die Reifendrucke 2,0 bar und 3,1 bar dagegen nur mit 3924 N. Die Radlastabhängigkeit dient nicht direkt zur Bewertung der Reifensensitivität bzgl. eines Druckverlusts, wird jedoch berücksichtigt, da auch im Fahrversuch die Änderung der Radwinkelgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Radlast (bei konstantem Reifendruck) erfasst wird.

Für das Rollradiusverhalten ist keine konzeptbedingte Eingrenzung der Geschwindigkeit notwendig (Vergleich Anregungscharakteristik beim Reifenschwingverhalten). Zudem wird bereits in Kapitel 5.8 die Abhängigkeit sowohl des absoluten, dynamischen Rollradius als auch der druckabhängigen Änderung in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit aufgezeigt. Daher wird bei allen drei Prüfdrücken jeweils mit den Geschwindigkeiten 40, 80, 120 und 160  $\frac{km}{h}$  getestet. Die Messung der Radlastabhängigkeit erfolgt nur bei 120  $\frac{km}{h}$ . Da die Bewertung des druckabhängigen, dynamischen Rollradius ohne Schlagleiste erfolgt, wird in der Prozedur zudem eine konkrete Vorschrift zur Reifenkonditionierung definiert (siehe Anhang A.3).

## **7.8 ERGEBNISSE**

### **7.8.1 KORRELATION MIT FAHRVERSUCHEN**

Um mit der definierten Prüfprozedur belastbare und aussagefähige Ergebnisse zu erhalten, ist eine Korrelation zwischen den Fahrversuchen und den Prüfstandsergebnissen erforderlich. Allgemeiner ausgedrückt, muss sich die am Prüfstand detektierte Reifencharakteristik am Fahrzeug widerspiegeln. Um die Korrelation zwischen Fahrversuch und Reifenprüfstand zu

analysieren, wurden insgesamt fünf Reifen definiert, welche alle zum Fahrzeugprojekt des Versuchsfahrzeugs 1 gehören (dessen Radaufhängung auch am Rad-Achs-Prüfstand verbaut ist). Dementsprechend erfolgen die entsprechenden Fahrversuche mit dem Versuchsfahrzeug 1. Die Auswahl der Reifen basiert ausschließlich auf dem Reifenschwingverhalten im Hinblick auf eine möglichst große Spreizung bzgl. der Sensitivität bei Druckverlust. Dies soll die eindeutige Differenzierung der Reifen gewährleisten. Die verwendeten Reifen werden in Tabelle 7.9 aufgelistet. Es ist zu erkennen, dass diese sowohl in der Dimension als auch im Hersteller sowie im Typ (Winter-, Sommer- und Ganzjahresreifen) variieren. Als Testfahrzeug für die Fahrversuche kommt das in Kapitel 4.5.3 vorgestellte Versuchsfahrzeug 1 zum Einsatz.

Da die Korrelationsanalyse im Rahmen einer Voruntersuchung durchgeführt wird, d.h. vor der abschließenden Definition der Prüfprozedur, weichen die Randbedingungen in Bezug auf Prüfdrücke und Radlast von den in Kapitel 7.7 vorgestellten Werten ab. Als Prüfdrücke werden 2,8 bar, 2,24 bar sowie 1,79 bar definiert. Im Hinblick auf die Anzahl der Druckstufen sowie auf den abgedeckten Druckbereich ist damit im Vergleich zur definierten Prozedur die gleiche Aussagekraft gewährleistet.

Für die Korrelationsanalyse wird eine konstante Radlast von 4900 N festgelegt, die sich an den statischen Vorderachslasten des Versuchsfahrzeugs 1 orientiert. Die konstante Radlast liegt für die verwendeten Testreifen im Bereich von  $0,68 \cdot LI$  (Lastindex des Reifens) bis  $0,77 \cdot LI$  und weicht von der definierten Radlast der Prüfprozedur ( $0,75 \cdot LI$ ) nicht signifikant ab, weshalb die Aussagefähigkeit der Ergebnisse nur unwesentlich beeinflusst wird.

**Tabelle 7.9:** Versuchsträger zur Analyse der Korrelation zwischen Reifenprüfstand und Fahrversuch

Bezeichnung	Dimension	Hersteller	Profil	Typ
Reifen A	245/45 R17 95Y	Pirelli	Cinturato P7	Sommer
Reifen B	245/45 R17 95H	Pirelli	P6 Four Seasons	All-Season
Reifen C	245/40 R18 93Y	Bridgestone	Potenza RE 050A	Sommer
Reifen D	245/40 R18 97V	Dunlop	SP Winter Sport 3D	Winter
Reifen E	255/35 R19 96Y	Dunlop	SP Sport Maxx GT	Sommer

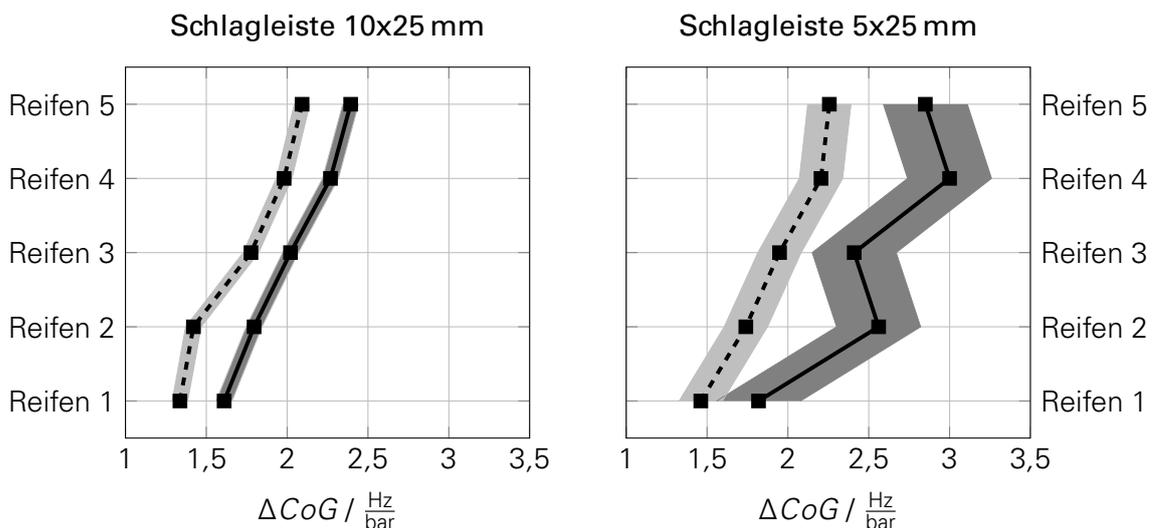
## KORRELATION REIFENSCHWINGVERHALTEN

Wie in Kapitel 7.7.1 angesprochen, erfolgt für die definierten Testreifen im ersten Schritt der Vergleich zwischen der Standardschlagleistegeometrie 10x25 mm (HxB) und der Schlagleistegeometrie mit reduzierter Höhe 5x25 mm.

Abb. 7.20 links stellt die (auf die Druckdifferenzen bezogenen) Werte der Kenngröße  $\Delta CoG$  bei Auswertung der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit mit der Schlagleiste 10x25 mm dar. Im rechten Teil der Abbildung sind die entsprechenden Ergebnisse mit der Schlagleiste 5x25 mm enthalten. Die dargestellten bezogenen Frequenzverschiebungen entsprechen darin sowie im weiteren Verlauf den gemittelten Werten aus Tests mit jeweils zwei identischen Einzelreifen sowie den Mittelwerten aus beiden Druckstufen. Zusätzlich sind alle Ergebnisse mit der (über alle 5 Reifen, siehe Tabelle 7.9) gemittelten Abweichung der Frequenzverschiebungen zwischen den beiden Einzelreifen (ausgehend von den Mittelwerten) grau hinterlegt. Es ist zu erkennen, dass das Reifenranking bei Verwendung der Standardschlagleiste (10x25 mm) für beide Auswertegrößen identisch ist. Die Ergebnisse zeigen zudem eine sehr

hohe Reproduzierbarkeit. Die mittlere Abweichung liegt bei der Reifenlängskraft mit  $0,048 \frac{\text{Hz}}{\text{bar}}$  in der gleichen Größenordnung wie bei der Radwinkelgeschwindigkeit  $0,049 \frac{\text{Hz}}{\text{bar}}$ . Darüber hinaus sind die Ergebnisse der Radwinkelgeschwindigkeit für alle Reifen annähernd parallel um ca.  $0,3 \frac{\text{Hz}}{\text{bar}}$  zu höheren Werten der Frequenzverschiebung verschoben.

Im qualitativen Reifenvergleich lassen sich die gleichen Aussagen prinzipiell auch bei Verwendung der Schlagleiste 5x25 mm treffen. Das Ranking der Reifen bleibt für die Reifenlängskraft exakt erhalten. Allerdings zeigen die Ergebnisse der Radwinkelgeschwindigkeit Abweichungen im Reifenranking (z.B. besitzt Reifen 5 eine geringere Frequenzverschiebung im Vergleich zu Reifen 4). Die grundlegende Tendenz über alle Reifen bleibt jedoch erhalten. Der Grund für die Abweichung des Rankings liegt in der geringeren Anregung durch die niedrigere Schlagleiste. In Kombination mit dem nichtlinearen Übertragungsverhalten des Reifens führt dies zu Abweichungen im Antwortverhalten des Reifens. Des Weiteren fällt auf, dass die Reproduzierbarkeit mit Abweichungen von  $0,134 \frac{\text{Hz}}{\text{bar}}$  für die Längskraft sowie  $0,26 \frac{\text{Hz}}{\text{bar}}$  für die Radwinkelgeschwindigkeit im Vergleich zur Standardschlagleiste deutlich schlechter ist. Die schlechtere Reproduzierbarkeit stellt einen weiteren Grund für die Abweichung des Rankings der Radwinkelgeschwindigkeit dar. In Übereinstimmung mit der Standardschlagleiste weist die Radwinkelgeschwindigkeit im Vergleich zur Reifenlängskraft größere Frequenzverschiebungen auf. Darüber hinaus zeigt der Vergleich, dass die Frequenzverschiebungen bei der Schlagleiste 5x25 mm im Allgemeinen gegenüber denen der Standardschlagleiste größer sind. Insbesondere bei der Radwinkelgeschwindigkeit ist zudem die Spreizung zwischen den Reifen deutlich größer.



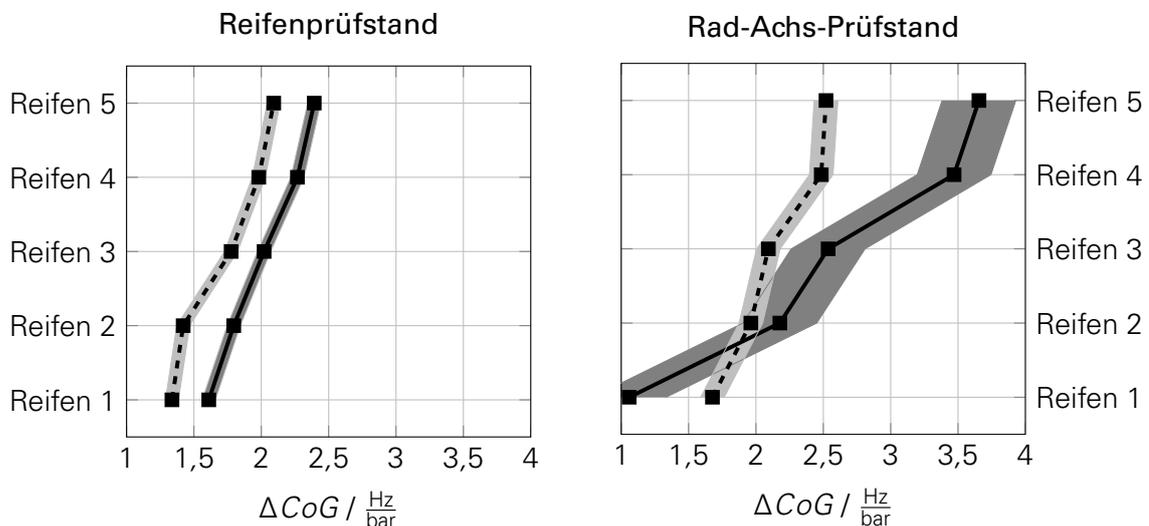
**Abbildung 7.20:** Korrelation des Parameters  $\Delta CoG$  am Reifenprüfstand zwischen zwei Schlagleistengeometrien  
 - -■- Reifenlängskraft; —■- Radwinkelgeschwindigkeit

Im zweiten Schritt wird die Korrelation zwischen der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit bei Verwendung der Standardschlagleiste am Reifenprüfstand sowie am Rad-Achs-Prüfstand analysiert. Dies soll darstellen, inwieweit der in Kapitel 5.3 beschriebene Einfluss der Radaufhängung bzw. der Elastokinematik des Fahrwerks die Bewertung des druckabhängigen Schwingverhaltens im relativen Reifenvergleich beeinflusst.

Abb. 7.21 links stellt die Werte der Kenngröße  $\Delta CoG$  (bezogen auf die Druckdifferenzen) bei Auswertung der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit am Reifenprüfstand dar. Abb. 7.21 rechts zeigt die korrespondierenden Ergebnisse am Rad-Achs-Prüfstand. Es ist zu erkennen, dass der relative Reifenvergleich, d.h. das Ranking der Reifen, sowohl für beide Prüfstände als auch für beide Auswertegrößen erhalten bleibt. Im Vergleich der Reifenlängskraft zwischen beiden Prüfständen zeigt sich, dass die Frequenzverschiebungen am Rad-Achs-Prüfstand höhere Werte aufweisen. Jedoch fällt auf, dass die mittlere Abweichung für die

Reifenlängskraft am Rad-Achs-Prüfstand mit  $0,088 \frac{\text{Hz}}{\text{bar}}$  deutlich über der am Reifenprüfstand liegt. Am Rad-Achs-Prüfstand zeigen zudem die Ergebnisse der Radwinkelgeschwindigkeit ein auffälliges Verhalten. Der relative Reifenvergleich bleibt, wie bereits dargelegt, erhalten. Jedoch nimmt sowohl die Spreizung zwischen den einzelnen Reifen als auch die mittlere Abweichung mit  $0,27 \frac{\text{Hz}}{\text{bar}}$  signifikant zu. Eine mögliche Erklärung liegt darin, dass am Rad-Achs-Prüfstand im Gegensatz zum Reifenprüfstand mit dem Standard-ABS-Drehzahlsensor gemessen wird. Dieser ist in Ausführung und vor allem in Befestigung am Radträger nicht darauf ausgelegt, bei hohen einwirkenden Wechselkräften (wie sie bei einer Schlagleistenüberfahrt auftreten) präzise und genaue Messdaten zu liefern. Dies kann dazu führen, dass Eigenbewegungen des Sensors das Signal der Radwinkelgeschwindigkeit überlagern. Ebenso ist denkbar, dass die Radwinkelgeschwindigkeit von Eigenbewegungen der Radaufhängung überlagert wird, wodurch größere Abweichungen zwischen den Einzeltests entstehen.

Insgesamt ist festzuhalten, dass zwar ein Einfluss der Fahrwerkselastizitäten auf das Reifenschwingverhalten nachweisbar ist (siehe auch Kapitel 5.3 sowie Kapitel 5.6.1). Der relative Reifenvergleich bzgl. der Sensitivität bei Druckverlust wird jedoch maßgeblich von der Reifencharakteristik bestimmt, wodurch das Ranking zwischen verschiedenen Reifen am Reifenprüfstand und am Rad-Achs-Prüfstand identisch ausfällt.

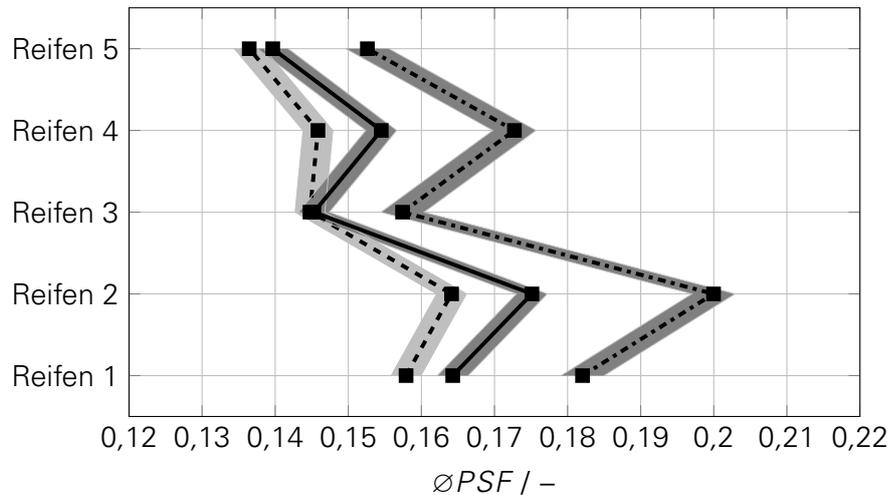


**Abbildung 7.21:** Korrelation des Parameters  $\Delta CoG$  zwischen Reifenprüfstand und Rad-Achs-Prüfstand  
 -■- Reifenlängskraft; -■- Radwinkelgeschwindigkeit

Neben der Frequenzverschiebung werden in Abb. 7.22 auch die Dämpfungen anhand des Kennwertes  $\varnothing PSF$  am Reifenprüfstand sowie am Rad-Achs-Prüfstand gegenübergestellt. Im Rahmen der Analyse der Frequenzverschiebungen (siehe oben) werden mögliche Fehlerquellen sowie mögliche Rückwirkungen des Prüfstands auf die Radwinkelgeschwindigkeit am Rad-Achs-Prüfstand diskutiert. Diese führen dazu, dass die Dämpfungen der Radwinkelgeschwindigkeit am Rad-Achs-Prüfstand in keinem Zusammenhang zu den Werten der Reifenlängskraft bzw. zu den Werten am Reifenprüfstand stehen. Darüber hinaus weisen die Dämpfungswerte der Radwinkelgeschwindigkeit sehr hohe, mittlere Abweichungen der Einzeltests auf. Aus diesem Grund wird die Radwinkelgeschwindigkeit des Rad-Achs-Prüfstands in die Analyse der Dämpfungen nicht mit aufgenommen.

Aus den Ergebnissen ist zu erkennen, dass der Reifenvergleich bzw. das Reifenranking für alle drei betrachteten Fälle (Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit am Reifenprüfstand sowie Reifenlängskraft am Rad-Achs-Prüfstand) erhalten bleiben. Zudem ergeben sich für alle drei Messungen sehr geringe Differenzen zwischen den Einzeltests. Die höchste, mittlere Abweichung wird mit  $0,0029 [-]$  für die Reifenlängskraft am Reifenprüfstand ermittelt. Im

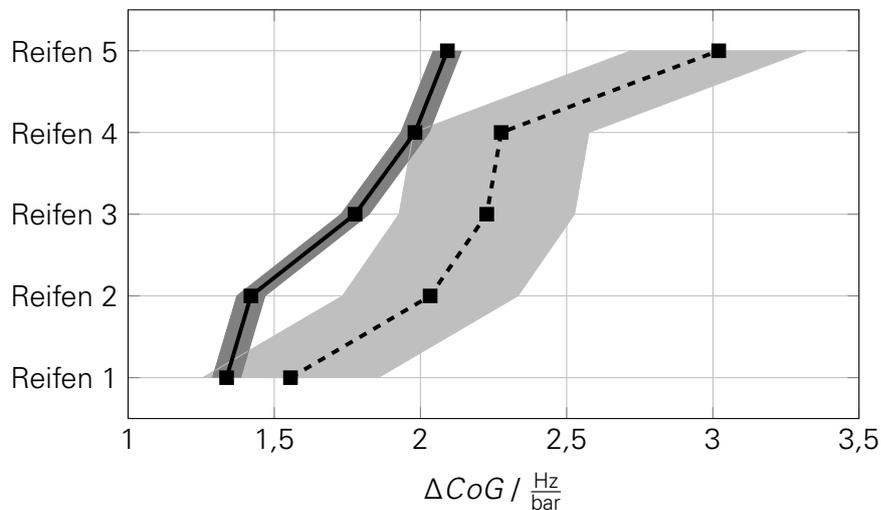
Vergleich mit Abb. 7.21 fällt auf, dass das Reifenranking der Frequenzverschiebung und der mittleren Dämpfung nicht identisch ist. Es lässt sich lediglich in der Tendenz ableiten, dass die Frequenzverschiebung bei Druckverlust umso höher ist, je niedriger die Schwingform gedämpft ist.



**Abbildung 7.22:** Korrelation der Dämpfungswerte zwischen der Reifenzugkraft und der Radwinkelgeschwindigkeit am Reifenprüfstand und am Rad-Achs-Prüfstand  
 -■- Reifenzugkraft Rad-Achsprüfstand; -■- Reifenzugkraft Reifenprüfstand; -■- Radwinkelgeschwindigkeit Reifenprüfstand

Nachdem durch die Analysen am Reifenprüfstand und am Rad-Achs-Prüfstand nachgewiesen ist, dass sich die Sensitivitätsanalyse im Vergleich verschiedener Reifen weder durch die unterschiedlichen Auswertegrößen (Reifenzugkraft und Radwinkelgeschwindigkeit) noch durch die Elastokinematik der Radaufhängung grundlegend ändert, wird im Folgenden die Korrelation zwischen den Ergebnissen am Reifenprüfstand und im Fahrversuch analysiert. Neben den im Fahrversuch schwankenden Randbedingungen, wie z.B. Lufttemperatur oder Temperatur des Asphalts, bestehen die wesentlichen Unterschiede in der unterschiedlichen Anregungscharakteristik sowie der ebenen Oberfläche der Fahrbahn im Vergleich zur gekrümmten Trommel des Prüfstands. Da der Reifen als nichtlineares Schwingungssystem angesehen werden kann, ist zu erwarten, dass sich diese Unterschiede auch im druckabhängigen Reifenschwingverhalten bemerkbar machen. Im Folgenden wird die Korrelation zwischen den Ergebnissen am Reifenprüfstand und denen im Fahrversuch anhand charakteristischer Kennwerte analysiert. Im Fahrversuch liegt standardmäßig nur die Radwinkelgeschwindigkeit als Auswertegröße vor (siehe Kapitel 2.3). Dagegen basiert der Prüfstandstest auf der Auswertung der Reifenzugkräfte (siehe Kapitel 7.1.2). Daher stellt Abb. 7.23 die (auf die Druckdifferenz bezogenen) Werte des Parameters  $\Delta CoG$  der Reifenzugkraft am Reifenprüfstand denen der Radwinkelgeschwindigkeit im Fahrversuch (ausgewertet wird das linke Vorderrad) gegenüber. Es ist zu erkennen, dass auch zwischen Reifenprüfstand und Fahrversuch der Reifenvergleich bzw. das Reifenranking erhalten bleibt, was die Grundlage für das Referenzreifen-Bewertungskonzept (siehe Kapitel 7.8.3) bildet. Wie bei den Prüfstandsergebnissen sind die Frequenzverschiebungen der Radwinkelgeschwindigkeit (mit Fahrwerkseinfluss) im Vergleich zur Reifenzugkraft (am Reifenprüfstand) für alle Reifen größer. Außerdem kann festgestellt werden, dass die Spreizung der Frequenzverschiebungen im Fahrversuch deutlich größer ist. Allerdings zeigt sich im Vergleich zu den Prüfstandswerten mit  $0,3 \frac{Hz}{bar}$  eine deutlich höhere, mittlere Abweichung zwischen den Einzelmessungen (die Ergebnisse des Fahrversuchs basieren auf insgesamt drei Testwiederholungen, bei denen immer das linke Vorderrad ausgewertet wird). Gründe sind die schwankenden Umgebungsrandbedingungen (siehe hierzu Kapitel 7.6) sowie die geringe

Anregungsintensität durch die Straße, wodurch das Nutzsignal gegenüber dem Messrauschen abnimmt (siehe auch Kapitel 7.7.1). Für den Fahrversuch bedeutet dies, dass eine ausreichend große Anzahl an Testwiederholungen erforderlich ist, um zu einer zuverlässigen Aussage bzgl. der Reifensensitivität zu gelangen. Im laufenden Entwicklungsprozess ist dies allerdings aus zeitlicher wie finanzieller Sicht kaum und wenn nur für einzelne Reifendimensionen realisierbar.



**Abbildung 7.23:** Korrelation zwischen Fahrversuch (Versuchsfahrzeug 1) und Reifenprüfstand für den Parameter  $\Delta CoG$   
 - ■ - Fahrversuch (Radwinkelgeschwindigkeit); ■ - Reifenprüfstand (Reifenlängskraft)

Neben der Frequenzverschiebung als Hauptkennwert wird im Vergleich zwischen Reifenprüfstand und Fahrversuch das Dämpfungsmaß am Reifenprüfstand mit der maximalen Schwingamplitude der Torsions-Längsmode im Fahrversuch korreliert. Hintergrund ist, dass im Fahrversuch bei hoher Dämpfung und hohem Reifendruck sehr niedrige Amplituden auftreten können. Dies führt zu einer schwierigeren Druckverlustdetektion des Reifens im Hinblick auf die Signalauswertung. Das bedeutet im Umkehrschluss, dass ein Reifendruckverlust umso einfacher detektierbar ist, je geringer die Schwingform gedämpft bzw. je größer die Schwingamplitude bezogen auf eine gegebene Anregung ist. Abb. 7.24 links stellt die normierte und über alle Reifendrucke gemittelte Schwingamplitude (der Torsions-Längsmode) im Fahrversuch bei Auswertung der Radwinkelgeschwindigkeit dar. Der rechte Teil von Abb. 7.24 enthält im Vergleich dazu die am Reifenprüfstand in der Reifenlängskraft ermittelte mittlere Dämpfung (Kennwert  $\varnothing PSF$ ). Aus den Ergebnissen ist zu erkennen, dass mit Ausnahme des Vergleichs zwischen Reifen 1 und Reifen 2 das Ranking der Reifen basierend auf der Dämpfung (Prüfstand) genau umgekehrt zu dem der normierten Schwingamplituden (Fahrversuch) ist. Damit ist eine niedrige Dämpfung am Prüfstand ein Indikator für eine hohe Schwingamplitude im Fahrversuch. In Bezug auf die Abweichung zwischen Reifen 1 und Reifen 2 ist jedoch die mit 0,1154 [-] bereits bekannte hohe mittlere Abweichung bei Testwiederholungen im Fahrversuch zu beachten.

Als abschließender Vergleich zwischen Reifenprüfstand und Fahrversuch werden in Abb. 7.25 die absoluten Schwingfrequenzen (Kennwert  $f_{max}$ ) der Torsions-Längsmode im Fahrversuch (Radwinkelgeschwindigkeit) und am Reifenprüfstand (Reifenlängskraft) gegenübergestellt. Es zeigt sich in Übereinstimmung mit den vorangegangenen Analysen eine sehr hohe Korrelation zwischen beiden Messmethoden, da das Reifenranking identisch ist. Zudem ist zu erkennen, dass die Schwingfrequenzen im Fahrversuch deutlich über denen am Reifenprüfstand liegen. In Kapitel 2.3 (siehe Abb. 5.7) wird die Elastokinematik der Radaufhängung als maßgebliche Einflussgröße auf die Verschiebung der absoluten Schwingfrequenzen zu höheren Werten identifiziert.

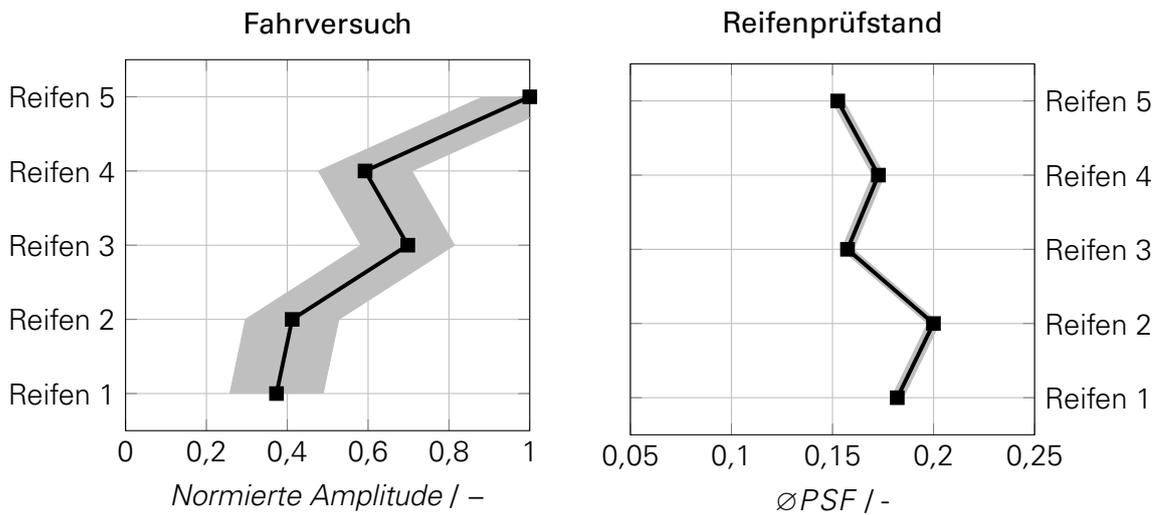


Abbildung 7.24: Korrelation zwischen der Amplitude der Torsions-Längsmode (Radwinkelgeschwindigkeit) im Fahrversuch und der Dämpfung (Reifenlängskraft) am Reifenprüfstand

### KORRELATION ROLLRADIUSVERHALTEN

Neben dem Reifenschwingverhalten wird im Folgenden auch die Korrelation des Rollradiusverhaltens zwischen Prüfstand und Fahrversuch für die fünf definierten Reifen analysiert. Dabei ist zu beachten, dass im Fahrversuch der dynamische Rollradius nicht direkt berechnet werden kann, da kein exaktes Geschwindigkeitssignal vorliegt. Eine mögliche Lösung ist beispielsweise die exakte Geschwindigkeitserfassung per GPS. Aus diesem Grund wird die bei einer konstanten Geschwindigkeit erfasste druckabhängige Änderung der Radwinkelgeschwindigkeit auf Eins normiert. Dies ist eine zulässige Vorgehensweise, da in diesem Falle der dynamische Rollradius aus der Radwinkelgeschwindigkeit und der (konstanten) Geschwindigkeit berechnet wird. Analog erfolgt die Normierung des dynamischen Rollradius basierend auf den Prüfstandsergebnissen. Abb. 7.26 vergleicht die normierten Rollradiusänderungen im Fahrversuch (links) mit denen am Reifenprüfstand (rechts). Die dargestellten Ergebnisse entsprechen den mittleren Werten über alle Testgeschwindigkeiten. Es ist zu erkennen, dass der relative Reifenvergleich zwischen Fahrversuch und Reifenprüfstand nicht identisch ist. Lediglich Reifen 5 ist bei beiden Versuchen der Reifen mit der geringsten Sensitivität. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die Reifen zur Korrelationsanalyse ausschließlich im Hinblick auf eine eindeutige Unterscheidung im Schwingverhalten definiert werden. Dies hat zur Folge, dass die Spreizung der fünf Reifen sehr gering ist. Des Weiteren ergibt sich im Gegensatz zum Schwingverhalten beim Rollradiusverhalten sowohl im Fahrversuch als auch im Prüfstandsversuch eine sehr hohe mittlere Abweichung bei Testwiederholungen (Fahrversuch) bzw. zwischen beiden Einzelreifen (Reifenprüfstand). Am Reifenprüfstand beträgt die mittlere Abweichung der Einzeltests 0,102 [-], die Spreizung liegt bei 0,1467 [-]. Im Fahrversuch ist die mittlere Abweichung bei Testwiederholungen mit 0,0824 [-] sogar geringer als am Reifenprüfstand; die Spreizung beträgt 0,1667 [-]. Aufgrund der hohen mittleren Abweichung am Reifenprüfstand erscheint es sinnvoll, die Korrelation des Rollradiusverhaltens weiterführend zu analysieren.

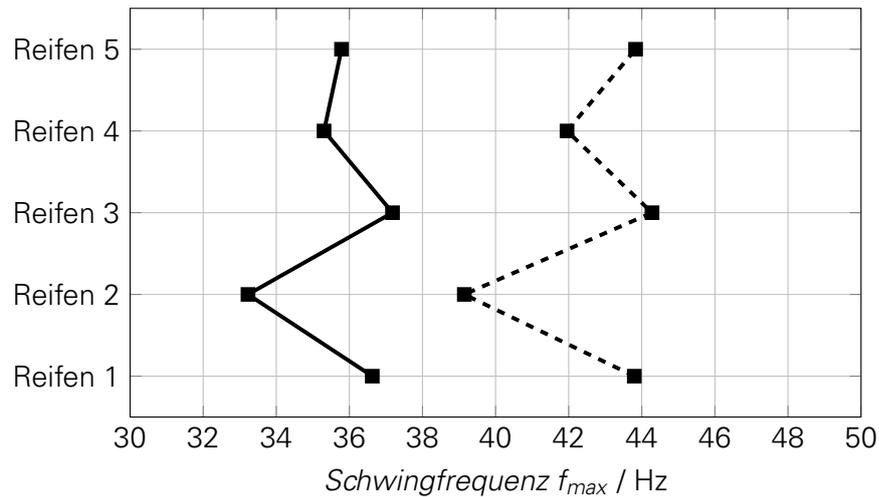


Abbildung 7.25: Korrelation der absoluten Schwingfrequenzen im Fahrversuch (Versuchsfahrzeug 1) und am Reifenprüfstand bei 2,80 bar  
 - ■- Fahrversuch; -■- Reifenprüfstand

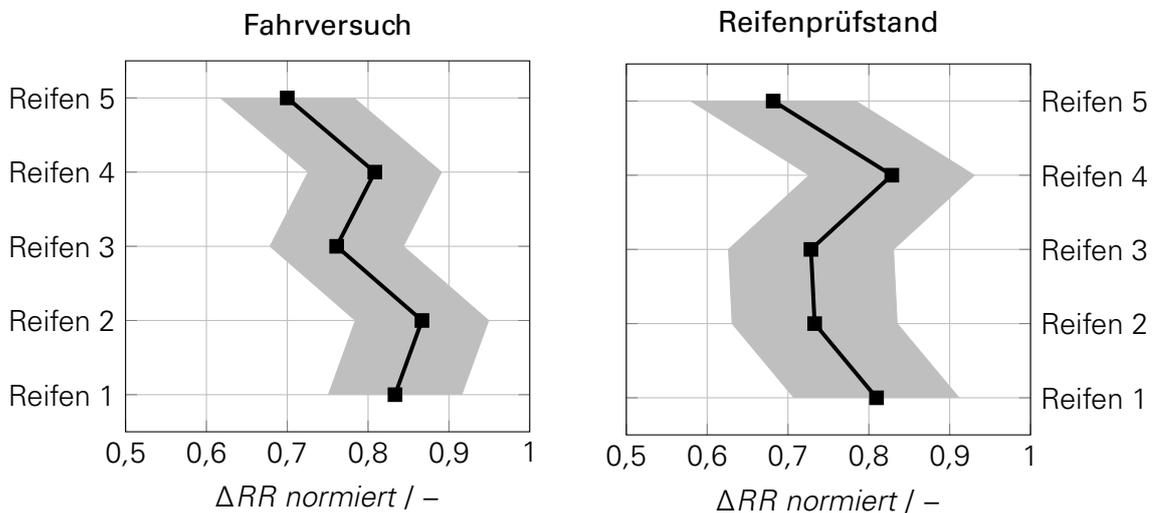


Abbildung 7.26: Korrelation zwischen Fahrversuch und Reifenprüfstand für das Rollradiusverhalten

## 7.8.2 ALLGEMEINES REIFENVERHALTEN

Zur Analyse des Größeneinflusses bzw. der Reifendimension auf die Druckabhängigkeit des Reifenschwing- und Rollradiusverhaltens wird die in Kapitel 7.7 definierte Prüfprozedur auf insgesamt 30 frei auf dem Markt verfügbare Reifen angewandt. Tabelle 7.10 enthält alle getesteten Reifen mit Angabe der Reifendimension, des Reifenherstellers sowie der Profilbezeichnung. Von jedem gelisteten Reifen werden jeweils zwei Einzelreifen gemessen. Anhand Tabelle 7.10 ist das Ziel zu erkennen, bzgl. der Reifendimension einen möglichst großen Wertebereich abzudecken. So sind beispielsweise Reifenbreiten von 185 mm bis 295 mm und Querschnittsverhältnisse von 65 bis 30 enthalten. Es wird auch deutlich, dass auch bei den Reifenherstellern auf eine möglichst hohe Vielfalt geachtet wird. Alle verwendeten Reifen sind darüber hinaus Sommerreifen.

Abb. 7.27 oben stellt die druckabhängigen Frequenzverschiebungen anhand des (auf die Druckdifferenzen bezogenen) Kennwerts  $\Delta CoG$  dar. Die Werte entsprechen den über beide Einzelreifen sowie über beide Druckstufen gemittelten Ergebnissen. Zur Visualisierung des Einflusses der

Reifendimension ist die Frequenzverschiebung in Abhängigkeit von der Seitenwandhöhe aufgetragen.

Aus den dargestellten Ergebnissen geht hervor, dass die Frequenzverschiebung umso höher ist, je größer die Seitenwandhöhe des Reifens ist. Wie bereits in Kapitel 7.3.1 geschildert, wird die Gesamtsteifigkeit des Reifens wesentlich durch die Druckluft bestimmt. Der Anteil aus der Reifenstruktursteifigkeit spielt eine untergeordnete Rolle. Bei zunehmender Seitenwandhöhe nimmt der Anteil der Struktursteifigkeit an der Gesamtsteifigkeit sowohl in Vertikal- als auch in Längsrichtung weiter ab, wodurch letztlich auch die Sensitivität des Reifens bzgl. eines Druckverlusts steigt. Dabei fällt auf, dass sich die Abhängigkeit der Frequenzverschiebung von der Seitenwandhöhe in etwa linear verhält. Das auftretende Streuband um diesen angenäherten proportionalen Zusammenhang zeigt, dass sich die Reifensensitivität bei einer gegebenen Dimension durch die Reifenkonstruktion sowohl positiv als negativ beeinflussen lässt.

Im Vergleich zur druckabhängigen Frequenzverschiebung  $\Delta CoG$  enthält Abb. 7.27 Mitte die mittleren Dämpfungen  $\varnothing PSF$ . Daraus geht hervor, dass die Dämpfungen umso geringer sind, je größer die Seitenwandhöhe des Reifens ist. Der Kennwert  $\varnothing PSF$  stellt damit einen Indikator sowohl für die druckabhängige Frequenzverschiebung (siehe auch Abb. 7.22 im Vergleich mit 7.23) als auch für die Höhe der Schwingamplituden (siehe Abb. 7.24) im Fahrversuch dar.

Abb. 7.27 unten stellt die druckabhängige Änderung des (auf die Druckdifferenz bezogenen) dynamischen Rollradius (Kennwert  $\Delta RR$ ) in Abhängigkeit von der Seitenwandhöhe der Reifen dar. Es ist zu erkennen, dass sich die Abhängigkeit von der Seitenwandhöhe im Vergleich zum Reifenschwingverhalten umkehrt. D.h. mit zunehmender Seitenwandhöhe verringert sich tendenziell die Sensitivität des dynamischen Rollradius bzgl. eines Druckverlusts. Dies ist bemerkenswert, da sich die Sensitivität des statischen Rollradius infolge des bereits erläuterten Anteils der Struktursteifigkeit an der Gesamt-Vertikalsteifigkeit mit zunehmender Seitenwandhöhe vergrößert. Darüber hinaus zeigt der dynamische Rollradius im Vergleich zum Reifenschwingverhalten einen deutlich größeren Streubereich der Ergebnisse. Daraus folgt, dass auch das Rollradiusverhalten in Bezug auf die Sensitivität bei Druckverlust durch die Reifenkonstruktion signifikant beeinflussbar ist.

Für den Entwicklungsprozess ergibt sich daraus die Forderung, dass prinzipiell alle Reifendimensionen bewertet bzw. getestet werden müssen. Jedoch zeigen die Ergebnisse, dass für das Reifenschwingverhalten die Reifen mit geringer Seitenwandhöhe und für das Rollradiusverhalten die Reifen mit großer Seitenwandhöhe besonders zu beachten sind.



Tabelle 7.10: Analyse der Reifendimension - Versuchsträger

Nummer	Dimension	Hersteller	Profil
1	235/65 R17 108H XL	Achilles	Desert Hawk H/T
2	225/35 R18 87Y	Avon	ZZ3 RF MFS
3	225/40 ZR18 92W	Barum	Bravarius 2 XL FR
4	255/45 R19 100V	Bridgestone	Dueler H/P Sport
5	295/35 R21 107Y XL	Continental	ContiCrossContact
6	255/35 ZR19 96Y XL	Falken	FK-452
7	255/45 R20 105V XL	Federal	Couragia S/U
8	245/45 R17 99Y	Firestone	Firehawk SZ 90 XL
9	255/40 R19 96Y	Fulda	SportControl FP
10	185/60 R15 84H	Goodride	H550A
11	255/40 R19 100Y	Goodyear	Eagle F1
12	235/60 R17 102H	Kumho	Solus KH15
13	255/35 R20 97Y XL	Matador	MP46
14	205/60 R16 96V XL	Maxxis	MA 510E
15	265/35 R20 95Y	Michelin	Pilot Super Sport
16	265/35 R21 101Y XL	Michelin	Pilot Sport PS2
17	215/40 ZR17 83W	Nankang	NS-20
18	235/60 R18 102H	Nexen	Roadian HT SUV
19	255/35 R20 97Y XL	Nexen	N 6000
20	235/50 R18 97H	Pirelli	Scorpion
21	275/30 R21 98Y XL	Pirelli	P Zero Run Flat
22	275/35 R21 103Y XL	Pirelli	P Zero
23	205/55 R16 94V	Riken	Maystrom 2 B2
24	225/60 R16 102H XL	Rotalla	F109
25	235/35 R19 91W	Semperit	Speed Life XL
26	215/65 R16 98V	Star Performer	SUV
27	245/35 R19 93V XL	Sunny	SN3800
28	235/55 R17 99V	Uniroyal	RainSport 2
29	255/40 ZR21 102Y XL	Vredestein	Ultrac SUV Sessanta
30	265/30 R20 94Y	Vredestein	Ultrac Vorti

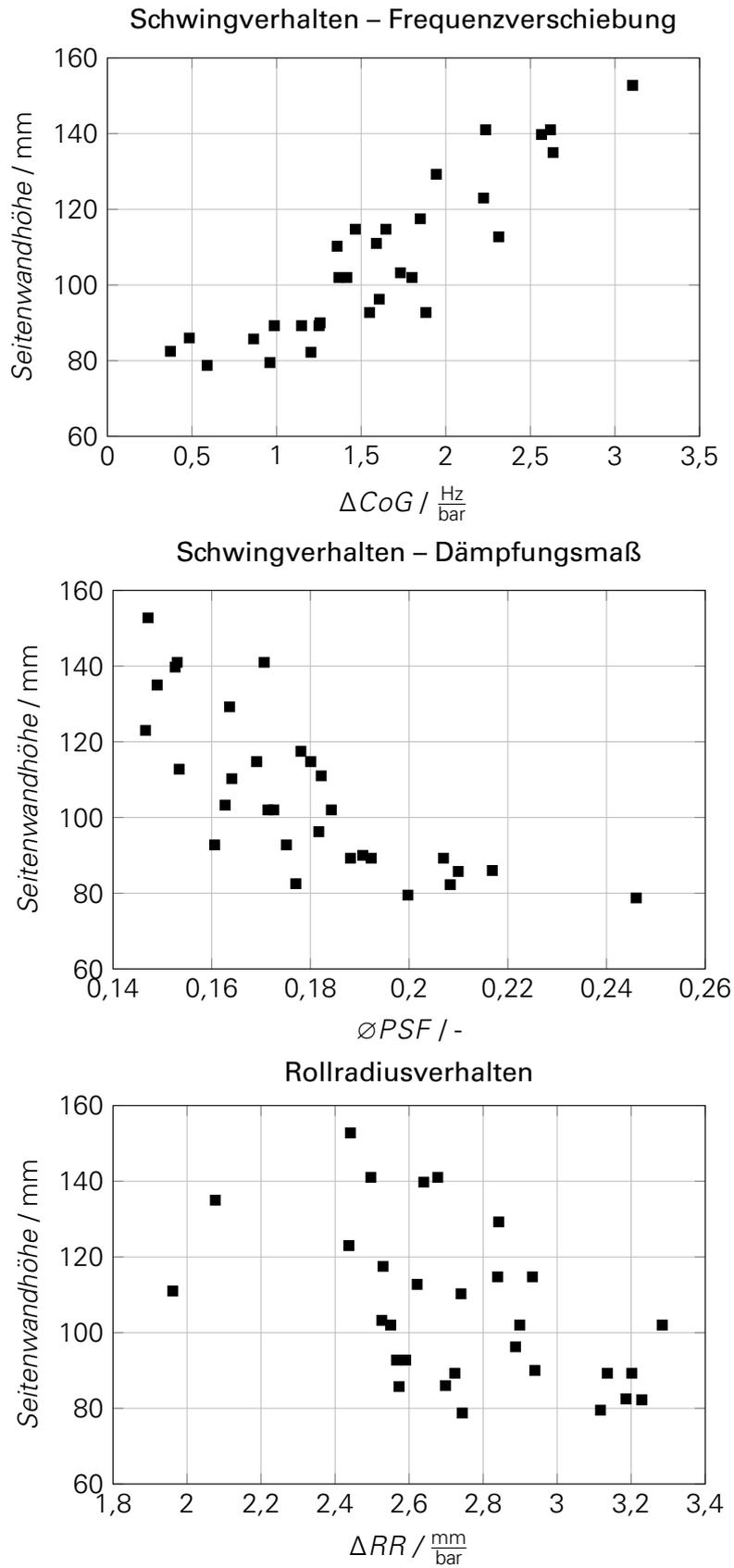


Abbildung 7.27: druckabhängiges Reifenschwing- und Rollradiusverhalten in Abhängigkeit von der Reifenseitenwandhöhe

### 7.8.3 REFERENZREIFEN-BEWERTUNGSKONZEPT

Aus der Korrelationsanalyse des Reifenschwingverhaltens ergibt sich, dass zwar die absoluten Werte der Frequenzverschiebung im Fahrversuch und am Reifenprüfstand voneinander abweichen, der Vergleich zwischen einzelnen Reifen bzw. das Reifenranking aber identisch ist. Basierend auf diesem Ergebnis wird das in Abb. 7.28 dargestellte Reifenbewertungskonzept zur Identifikation der Reifen mit zu geringer Sensitivität bzgl. eines Druckverlusts abgeleitet. Grundgedanke des Konzepts ist, dass die zu prüfenden Reifen bzw. die Entwicklungsreifen für ein bestimmtes Fahrzeugprojekt mit jeweils zwei bekannten Referenzreifen verglichen werden. Diese Referenzreifen werden anhand von Fahrversuchen des jeweiligen Vorgänger-(Fahrzeug-)projekts definiert und decken möglichst den kompletten Sensitivitätsbereich der im Vorgängerprojekt verfügbaren Reifen ab. Als Referenzreifen dienen also Reifen mit einer sehr hohen Sensitivität bzw. mit einer sehr niedrigen Sensitivität, welche gerade noch zulässig ist. Ein Reifen, welcher im Vergleich zur unteren (d.h. geringe Sensitivität) Referenz eine niedrigere Sensitivität aufweist, ist nicht geeignet zur Verwendung mit dem indirekten Reifendruckkontrollsystem des Fahrzeugs. Streng genommen ist zur Bewertung der untere Referenzreifen ausreichend, da ein Reifen mit zu hoher Sensitivität keine praktische Relevanz hat. Die Referenz für die hohe Sensitivität berücksichtigt unterschiedliche Spreizungen der Ergebnisse an verschiedenen Prüfständen und dient zur besseren Interpretation bzw. Wertung der Ergebnisse. Da sich das druckabhängige Reifenschwing- und Rollradiusverhalten in Abhängigkeit von der Reifendimension stark unterscheidet (siehe Abb. 7.27), werden für beide Eigenschaften separate Referenzreifen definiert. Bei der Referenzreifendefinition sind die hohen Differenzen der Ergebnisse im Fahrversuch bei Wiederholungsmessungen zu berücksichtigen (siehe Abb. 7.23 und Abb. 7.26). Daher ist eine möglichst hohe Anzahl an Messungen bei der Referenzreifendefinition sicherzustellen. Das Referenzreifen-Bewertungskonzept stellt zum einen das Bindeglied zwischen Reifenprüfstand und Fahrversuch dar. Zum anderen gleicht es unterschiedliche Größenordnungen in der Frequenzverschiebung an unterschiedlichen Prüfständen aus, da nach OLDENETTEL et al. [OK97] aufgrund unterschiedlicher Prüfstandssteifigkeiten die Ergebnisse nicht direkt miteinander vergleichbar sind. Voraussetzung dafür ist, dass das Reifenranking (also der relative Vergleich) an unterschiedlichen Prüfständen erhalten bleibt. Das in Abb. 7.28 dargestellte Bewertungskonzept wird beim Schwingverhalten für alle drei Parameter  $\Delta f_{max}$ ,  $\Delta CoG$  sowie  $\varnothing PSF$  angewandt, obwohl die Referenzreifen auf dem Parameter  $\Delta CoG$  des Fahrversuchs basieren. Da der Kennwert  $\Delta CoG$  auch im Hinblick auf die Berechnungsmethodik (siehe Kapitel 7.2.2) Vorteile besitzt, stellt er den Kennwert mit der höchsten Aussagekraft dar. Die abgebildete Methodik wird auch zur Bewertung des Rollradiusverhaltens eingesetzt, obwohl es sinnvoll erscheint, das Rollradiusverhalten in weiterführenden Arbeiten intensiver zu analysieren.

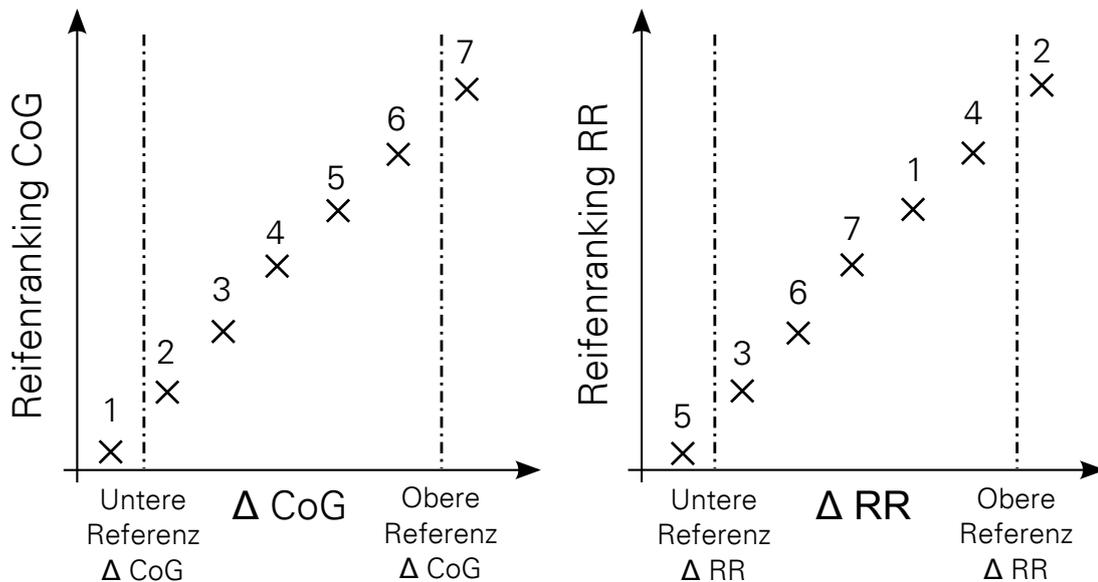


Abbildung 7.28: Prinzipdarstellung des Referenzreifen-Bewertungskonzepts

## 7.9 ZUSAMMENFASSUNG

Als generelle Anforderung an die Prüfprozedur wird die Reifenbewertung für ein indirektes Reifendruckkontrollsystem an einem Reifenprüfstand definiert, damit dieser Test für die Reifenhersteller eigenständig und zu einem frühen Zeitpunkt im Entwicklungsprozess durchführbar ist. Dabei muss die Prüfung im Hinblick auf die technischen Voraussetzungen von allen relevanten Reifenherstellern mit angemessenem Zeitaufwand durchführbar sein. Darüber hinaus ist in der Prozedur sowohl das Reifenschwingverhalten als auch das Rollradiusverhalten zu berücksichtigen. Um mit der Bewertung belastbare und aussagefähige Ergebnisse zu erhalten, ist zudem die Korrelation der Prüfstandsergebnisse mit den Ergebnissen des Fahrversuchs erforderlich. Das Grundkonzept wird basierend auf den Erkenntnissen aus Kapitel 4 bis Kapitel 6 definiert. Sowohl für das Schwingverhalten als auch für das Rollradiusverhalten wird ein Außentrommelprüfstand genutzt, wobei für ersteres eine Geschwindigkeit von  $30 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  zur Anregung der Torsions-Längsmode mit Schlagleistenüberfahrten festgesetzt ist. Als Messgrößen dienen die Reifenlängskraft für das Schwingverhalten sowie die Winkelgeschwindigkeiten von Trommel und Rad für das Rollradiusverhalten.

Zur objektiven Charakterisierung des druckabhängigen Reifenverhaltens werden charakteristische Kenngrößen vorgestellt. Beim Reifenschwingverhalten handelt es sich erstens um die Schwingfrequenz der Torsions-Längsmode  $f_{max}$  bzw. der druckabhängigen Differenz  $\Delta f_{max}$ , zweitens um den Frequenzwert  $CoG$  bzw. den druckabhängigen Differenzwert  $\Delta CoG$  des Schwerpunktes des Spektrums im Frequenzbereich 20-50 Hz sowie drittens um die über alle Prüfdrücke gemittelte Dämpfung der Torsions-Längsmode  $\emptyset PSF$ . Für das Rollradiusverhalten wird der dynamische Rollradius  $RR$  sowie dessen druckabhängige Änderung  $\Delta RR$  definiert.

Im Hinblick auf die konkrete Definition der Prüfprozedur wird die genaue Abhängigkeit der charakteristischen Kennwerte von den Randbedingungen Reifendruck, Radlast, Massenträgheitsmoment der Felge sowie Temperatur analysiert und diskutiert. Sowohl das Reifenschwingverhalten als auch das Rollradiusverhalten zeigen über einen großen Druckbereich von 1,4-3,6 bar ein nicht-lineares Verhalten. Die Frequenzwerte des Schwingverhaltens ( $f_{max}$  und  $CoG$ ) sowie der dyn. Rollradius ( $RR$ ) weisen einen degressiven Anstieg über dem Druck auf, wohingegen die Dämpfung ( $PSF$ ) progressiv steigt. Die Radlastabhängigkeit des Reifenschwingverhaltens im Bereich  $0,5 \cdot LI - 1,25 \cdot LI$  zeigt sich hauptsächlich durch höhere Schwingamplituden bei steigender Radlast; die Schwingfrequenzen werden weniger stark beeinflusst und nehmen

über der Radlast leicht ab. Dagegen wird eine deutliche Zunahme der Reifensensitivität bzgl. eines Druckverlusts mit steigender Radlast nachgewiesen. Der dynamische Rollradius nimmt mit steigender Radlast ab. Dabei fällt auf, dass die absolute Größenordnung der Änderung für drei Reifen mit unterschiedlichem Anforderungsprofil (Kleinwagenreifen, SUV-Reifen, Reifen für sportlich orientierte Fahrzeuge) bei identischen Reifendrücken, Geschwindigkeiten und Radlasten nahezu identisch ist. In Bezug auf das Massenträgheitsmoment der Felge zeigt sich ein Einfluss sowohl auf die absoluten Kenngrößen (sinkende Schwingfrequenz und Schwingamplitude der Torsions-Längsmode bei steigendem Massenträgheitsmoment) sowie auf die Reifensensitivität, d.h. auf die Höhe der Frequenzverschiebungen bei Druckverlust. Allerdings wird nachgewiesen, dass selbst bei Reifen gleicher Dimension, welche alle zum gleichen Fahrzeugprojekt gehören (und damit eine vergleichbare Sensitivität haben), der Einfluss des Reifens bzw. der Reifenkonstruktion den Einfluss der Felge deutlich überwiegt. In Abhängigkeit von der Reifentemperatur zeigt sich im Langzeitversuch (gemessen wird die Drucklufttemperatur), dass die Schwingfrequenz  $f_{max}$  bei steigender Temperatur in einem regressiven Verlauf abnimmt, was bemerkenswert ist, da gleichzeitig der Reifendruck zunimmt. Dagegen zeigt die Reifendämpfung im gleichen Messzeitraum, genauso wie der dynamische Rollradius, einen degressiven Anstieg. Es wird aufgezeigt, inwieweit sich die Sensitivität des Reifenverhaltens bzgl. eines Druckverlusts temperaturabhängig ändert. Aus der Analyse geht hervor, dass die Sensitivität des Schwingverhaltens mit steigender Temperatur tendenziell sinkt, dagegen lässt sich für das Rollradiusverhalten keine eindeutige Tendenz erkennen. In Zusammenhang mit dem temperaturabhängigen Verhalten wird das thermodynamische Reifenverhalten bei geöffnetem und geschlossenem Ventil in Messung und Simulation analysiert. Dabei wird der prüftechnisch relevante Fall betrachtet, dass bei konditioniertem Reifen das Ventil zunächst geöffnet wird, um den Reifendruck definiert zu verringern, und es anschließend wieder geschlossen wird. Aus der Analyse geht in Korrelation von Messung und Simulation hervor, dass der Reifendruck, nachdem das Ventil wieder geschlossen wird, leicht ansteigt. Damit ist eine Korrektur des Reifendrucks nach ca. 1-2 Minuten erforderlich (im Fall eines manuell einzustellenden Reifendrucks), um den Druck möglichst exakt einzustellen. Die Prüfprozedur wird unter Einbeziehung der aufgezeigten Abhängigkeiten von den Randbedingungen sowie unter Berücksichtigung von spezifischen Anforderungen von Reifenherstellern im Detail definiert und vollständig im Anhang A.3 dargestellt.

In der Korrelationsanalyse zwischen Prüfstandsversuch und Fahrversuch mit fünf verschiedenen Reifen eines Fahrzeugprojekts wird nachgewiesen, dass der relative Vergleich der Reifensensitivität im Hinblick auf die druckabhängige Frequenzverschiebung  $\Delta CoG$  sowohl für beide Auswertegrößen (Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit) als auch unter dem Einfluss der Elastokinematik der Radaufhängung erhalten bleibt. Des Weiteren zeigt sich, dass bei Reduzierung der Schlagleistenhöhe von 10 mm auf 5 mm die grundsätzliche Tendenz über die fünf Reifen zwar erhalten bleibt (mit Ausnahme einer Abweichung im Reifenranking), die Reproduzierbarkeit sich allerdings deutlich verschlechtert. Deshalb ist in der Prüfprozedur eine entsprechende Reproduzierbarkeitsbedingung für die Schlagleistengeometrie 5x25 mm enthalten. Neben der Frequenzverschiebung zeigt sich die hohe Korrelation (sowohl für beide Auswertegrößen als auch unter dem Einfluss der Elastokinematik der Radaufhängung) zudem für die mittlere Dämpfung  $\varnothing PSF$ . Darüber hinaus wird für den Kennwert  $\Delta CoG$  nachgewiesen, dass das Reifenranking im Vergleich zwischen Reifenprüfstand (Auswertung Reifenlängskraft) und Fahrversuch (Radwinkelgeschwindigkeit) identisch ist, was die Basis für das Referenzreifen-Bewertungskonzept bildet. Es zeigt sich außerdem, dass die am Reifenprüfstand für die fünf Reifen ermittelten mittleren Dämpfungen  $\varnothing PSF$  in einem direkten Zusammenhang mit den jeweiligen Schwingamplituden im Fahrversuch stehen (mit abnehmender Schwingamplitude bei hoher Dämpfung). Darüber hinaus ist das Ranking der Schwingfrequenzen  $f_{max}$  der Torsions-Längsmode für die fünf Reifen zwischen Reifenprüfstand und Fahrversuch identisch, auch wenn diese unter dem Einfluss der Radaufhängung signifikant höhere Werte aufweisen.

Die sehr hohe Korrelation des Reifenschwingverhaltens zwischen Reifenprüfstand und Fahrversuch wird beim Rollradiusverhalten nicht erreicht. Zum einen ist die Spreizung der fünf definierten Reifen bzgl. des druckabhängigen Rollradiusverhaltens gering, da diese im Hinblick auf das Schwingverhalten definiert wurden. Zum anderen zeigt sich sowohl am Reifenprüfstand als auch im Fahrversuch eine sehr geringe Reproduzierbarkeit der Ergebnisse, was eine weiterführende Analyse notwendig macht.

Zur Analyse des allgemeinen Reifenverhaltens in Abhängigkeit von der Reifendimension wird die definierte Prüfprozedur auf insgesamt 30 frei auf dem Markt verfügbare Reifen angewandt. Es wird gezeigt, dass die Sensitivität des Reifenschwingverhaltens in Bezug auf die Frequenzverschiebung  $\Delta CoG$  im Allgemeinen proportional mit der Seitenwandhöhe zunimmt. Dennoch existiert auch bei konstanter Seitenwandhöhe eine Schwankungsbreite der Reifensensitivität, welche auf die Reifenkonstruktion zurückzuführen ist. Die Auswertung der mittleren Dämpfung  $\emptyset PSF$  der 30 Reifen zeigt, dass die Dämpfung mit abnehmenden Werten über der Seitenwandhöhe ebenfalls eine klare Abhängigkeit von der Reifendimension zeigt. Damit stellt der Kennwert  $\emptyset PSF$  einen zusätzlichen Indikator für die druckabhängige Frequenzverschiebung sowie für die Schwingamplituden im Fahrversuch dar.

Im Gegensatz zur druckabhängigen Frequenzverschiebung nimmt die Sensitivität des Rollradiusverhaltens mit steigender Seitenwandhöhe tendenziell ab, allerdings ist die konstruktiv bedingte Schwankungsbreite im Vergleich zur Frequenzverschiebung deutlich größer.

Insbesondere basierend auf der hohen Korrelation für das Reifenschwingverhalten zwischen Reifenprüfstand und Fahrversuch wird das Referenzreifen-Bewertungskonzept definiert. Der Grundgedanke des Konzeptes besteht darin, dass als Bindeglied zwischen Prüfstandsergebnissen und Fahrversuch bekannte Referenzreifen mit jeweils sehr hoher und sehr niedriger Sensitivität definiert werden. Mit dem Referenzreifen-Bewertungskonzept sind Reifen identifizierbar, die eine zu geringe Sensitivität bzgl. eines Druckverlusts besitzen. D.h. Prüfreifen mit im Vergleich zur unteren Referenz geringerer Sensitivität sind in Kombination mit einem indirekten Reifendruckkontrollsystem (für ein bestimmtes Fahrzeugprojekt) nicht geeignet. Damit lassen sich zum einen die unterschiedlich hohen Frequenzverschiebungen am Reifenprüfstand (mit Auswertung der Reifenlängskraft) und im Fahrversuch (mit Auswertung der Radwinkelgeschwindigkeit) ausgleichen. Zum anderen werden durch das Referenzreifen-Bewertungskonzept Unterschiede zwischen einzelnen Prüfständen ausgeglichen. Da sich verschiedene Fahrzeugprojekte in Bezug auf die Reifendimensionen sowie die Auslegung der Reifen und der Radaufhängung unterscheiden, sind für jedes Fahrzeugprojekt eigene Referenzreifen zu definieren.

## 8 ZUSAMMENFASSUNG UND EMPFEHLUNGEN

Aus den eingangs vorgestellten Datenerhebungen und statistischen Analysen (Kapitel 2.1) geht hervor, dass ein signifikanter Anteil von Reifen im Straßenverkehr einen zu geringen Druck aufweist, was zum einen ein Sicherheitsrisiko darstellt und zum anderen die Fahrzeugeffizienz negativ beeinflusst. Der Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen reduziert den Anteil an Reifen mit zu geringem Druck, wodurch sowohl die Fahrzeug- bzw. die Verkehrssicherheit erhöht, als auch der Kraftstoffverbrauch und der Schadstoffausstoß verringert werden. Aus diesen positiven Auswirkungen leitet sich die Motivation zur gesetzlichen Verpflichtung zum serienmäßigen Einsatz von Reifendruckkontrollsystemen ab, welche u.a. in den USA und der Europäischen Union bereits aktiv sind und künftig auch in China eingeführt werden. In Bezug auf die technische Umsetzung basieren indirekte Reifendruckkontrollsysteme im Wesentlichen auf der Auswertung der Raddrehzahlsignale, in deren Zeit- und Frequenzbereich sich die druckabhängige Änderung des Abrollumfangs sowie die druckabhängige Frequenzverschiebung der Torsions-Längsreifenmode abbildet. Im Vergleich zu direkt messenden Systemen ergibt sich der Vorteil, dass die Detektierung eines Druckverlusts ausschließlich auf bereits im Fahrzeug vorhandenen Daten basiert und keine zusätzliche Messtechnik, wie Drucksensoren im Reifen, erforderlich ist. Da die quantitativen Änderungen bezogen auf einen bestimmten Druckverlust (d.h. die Reifensensitivität bzgl. eines Druckverlusts) stark von der Reifenkonstruktion und der Reifendimension abhängen, ergibt sich die Notwendigkeit, die Reifensensitivität im Entwicklungsprozess zu bewerten. Die Zielstellung der Arbeit besteht in der Entwicklung einer Prüfprozedur, um die relevanten Reifeneigenschaften (Reifenschwing- und Rollradiusverhalten) an einem Reifenprüfstand zu einem frühen Zeitpunkt im Reifenentwicklungsprozess erfassen zu können.

Die Vorstellung des wissenschaftlichen Hintergrundes (Kapitel 3) zeigt auf, dass insbesondere das Reifenschwingverhalten in Bezug auf Fahrkomfort, Akustik sowie Dreh-Längsschwingungen bei ABS-Bremungen Gegenstand zahlreicher Forschungsarbeiten ist. Dies schließt zwar auch die Torsions-Längsreifenmode mit ein. Jedoch zeigt sich, dass bisher keine systematische, detaillierte Analyse bzgl. der Korrelation zwischen der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit in Abhängigkeit von wichtigen Randbedingungen wie z.B. dem Reifendruck, dem Massenträgheitsmoment der Felge oder den geschwindigkeitsabhängigen Anregungscharakteristiken existiert. Dies trifft für das Rollradiusverhalten in gleicher Weise zu. Darüber hinaus ist die Wechselwirkung der Torsions-Längsreifenmode auf Komponentenebene mit der Elastokinematik der Radaufhängung in Abhängigkeit vom Reifendruck in der Literatur nicht in ausreichender Weise analysiert.

In der vorliegenden Arbeit werden Methoden vorgestellt (Kapitel 4), mit denen das Reifenschwingverhalten messtechnisch analysierbar bzw. bewertbar ist. Im Vergleich zwischen einer Einzelhindernis-Anregung, welche typischerweise am Prüfstand Verwendung findet, und der stochastischen Fahrbahnanregung (für den Fahrversuch relevant) zeigt sich, dass der Geschwindigkeitsbereich, in dem die Torsions-Längsmode angeregt wird, mit bis ca.  $35 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  (Einzelhindernisanregung) und bis ca.  $100 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  (stochastische Fahrbahnanregung) stark variiert. Für beide Anregungsarten werden mit der Radwinkelgeschwindigkeit und der Reifenlängskraft kinematische und kinetische Auswertegrößen definiert. Anhand der eingangs definierten Ziele und Anforderungen an die zu entwickelnde Prüfprozedur wird die optische Analyse des Reifenschwingverhaltens (Laser-Vibrometer) aufgrund des hohen Zeitaufwandes in Kombination mit den hohen Anforderungen an die Prüfumgebung nicht weiter berücksichtigt. Als weitere Methodik zur Bewertung des Reifenschwingverhaltens (am stehenden Reifen) erfolgt die Vorstellung der Messmethodik zur experimentellen Modalanalyse. Darüber hinaus wird die Prüfmethodik für das Rollradiusverhalten erläutert.

Die Ergebnisse des messtechnisch ermittelten Reifenschwingverhaltens (Kapitel 5) zeigen eine deutliche Korrelation bzgl. der Druckabhängigkeit der Torsions-Längsreifenmode sowohl zwischen Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit als auch zwischen Prüfstand und Fahrversuch. Zum einen existiert damit für die Torsions-Längsreifenmode eine sehr hohe Kopplung zwischen den Auswertegrößen Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit. Zum anderen wird die druckabhängige Charakteristik durch die unterschiedliche Anregungscharakteristik sowie das Fahrzeugs bzw. die Radaufhängung nicht beeinflusst. Die druckabhängige Frequenzverschiebung lässt sich demnach am Reifenprüfstand sowie im Fahrversuch gleichermaßen beobachten. Im quantitativen Ergebnisvergleich zwischen Reifenprüfstand, Rad-Achs-Prüfstand und Fahrversuch zeigt sich, dass die Schwingfrequenz der Torsions-Längsreifenmode maßgeblich von der Wechselwirkung mit der Elastokinematik der Radaufhängung beeinflusst wird. So besitzen die Schwingfrequenzen am Rad-Achs-Prüfstand und im Fahrversuch annähernd identische Werte, die im Vergleich zu den Schwingfrequenzen am Reifenprüfstand signifikant erhöht sind. Folgerichtig wird analysiert, inwieweit sich das Schwingverhalten in Bezug auf Frequenzlagen und Schwingamplituden in Abhängigkeit von der longitudinalen Steifigkeit der Radaufhängung ändert. Es wird gezeigt, dass die Reifensensitivität, d.h. die Frequenzverschiebung in Abhängigkeit vom Reifendruck, durch die Variation der Fahrwerkslängssteifigkeit kaum beeinflusst wird. In den Ergebnissen der experimentellen Modalanalyse am stehenden Reifen wird eine „Kippelschwingung“ identifiziert, welche in ihrer Charakteristik mit der Torsions-Längsmode des rotierenden Reifens vergleichbar ist. Die druckabhängige Auswertung dieser Eigenschwingung für zwei verschiedene Reifen zeigt, dass der relative Vergleich der druckabhängigen Frequenzverschiebung identisch zur Schlagleistenmessung am Reifenprüfstand ist. Damit lassen sich mit der experimentellen Modalanalyse im Vergleich zu Messungen mit rotierendem Reifen prinzipiell vergleichbare Ergebnisse erzielen. Aufgrund des höheren Mess- und Auswerteaufwandes wird diese Methode jedoch nicht weiter berücksichtigt.

Mit dem Ziel, das Verständnis über die Charakteristik des relevanten Reifenschwingverhaltens zu vertiefen, werden in Kapitel 6 zwei (Starrgürtel-) Simulationsmodelle entwickelt, die den Reifen als Komponente sowie in Wechselwirkung mit einer generalisierten Längssteifigkeit der Radaufhängung abbilden. In Korrelation zu den in Kapitel 5 dargestellten Messergebnissen wird zum einen die Kopplung der Reifenlängskraft mit der Radwinkelgeschwindigkeit für die Torsions-Längsreifenmode auf theoretischer Ebene nachgewiesen. Zum anderen zeigt auch die Berechnung, dass weder die druckabhängige Charakteristik beider Auswertegrößen noch der Gradient der Frequenzverschiebung bei Druckverlust durch die Wechselwirkung des Reifens mit der Radaufhängung signifikant beeinflusst wird.

Basierend auf den erarbeiteten Ergebnissen und Erkenntnissen wird in Kapitel 7 ein Grundkonzept der zu definierenden Prüfprozedur festgelegt, welches sowohl das Reifenschwing- als auch das Rollradiusverhalten berücksichtigt. Zur konkreten Definition der Prozedur werden die Abhängigkeiten beider Reifeneigenschaften von den relevanten Randbedingungen Reifendruck,

Radlast, Massenträgheitsmoment der Felge sowie Temperatur analysiert und diskutiert. Eine wichtige Anforderung an die Prüfprozedur stellt die Korrelation der Resultate mit den Ergebnissen des Fahrversuchs dar. Daher erfolgt im Hinblick auf die Validierung der Prozedur ein Vergleich zwischen Reifenprüfstand und Fahrversuch. Es wird dargestellt, dass im relativen Reifenvergleich eine sehr hohe Korrelation zwischen Reifenprüfstand und Fahrversuch für das Reifenschwingverhalten existiert. Dagegen ist die Korrelation des Rollradiusverhaltens aufgrund einer geringen Spreizung der untersuchten Reifen sowie einer schlechten Reproduzierbarkeit der Ergebnisse sowohl am Prüfstand als auch im Fahrversuch deutlich schlechter. Auf Grundlage der hohen Korrelation im relativen Reifenvergleich des Reifenschwingverhaltens wird das Referenzreifen-Bewertungskonzept definiert. Dieses Bewertungskonzept basiert auf dem Vergleich des zu bewertenden Reifens mit bekannten Referenzreifen, um Reifen zu identifizieren, die eine zu geringe Sensitivität bzgl. eines Druckverlusts aufweisen. Mit dieser Bewertungsmethodik am Reifenprüfstand lässt sich die Anzahl an erforderlichen Fahrversuchen signifikant reduzieren. Nach Kapitel 2.4 liefert die Reifenbewertung allerdings auch Informationen über den Sensitivitätsbereich, den das Reifenprogramm für ein bestimmtes Fahrzeugprojekt abdeckt, um das indirekte Reifendruckkontrollsystem darauf applizieren zu können. Da die absoluten Werte der Frequenz- und Rollradiusänderungen im Fahrversuch und am Reifenprüfstand voneinander abweichen (siehe Abb. 7.23 sowie Abb. 7.26), ist der Sensitivitätsbereich nicht aus den Prüfstandsdaten ermittelbar. Zudem ist im Fahrversuch der Nachweis über die Erfüllung der gesetzlichen Vorgaben (siehe Kapitel 2.2) zu erbringen. Daher sind die Fahrversuche mit dem definierten Bewertungskonzept nicht vollständig ersetzbar.

Insgesamt kann jedoch festgehalten werden, dass die definierte Prüfprozedur in Kombination mit dem Referenzreifen-Bewertungskonzept eine zuverlässige Beurteilung der Reifenkompatibilität mit einem indirekten Reifendruckkontrollsystem ermöglicht, die bereits erfolgreich im Fahrzeug- bzw. Reifenentwicklungsprozess Anwendung findet.

## **EMPFEHLUNGEN**

Es wird empfohlen, die Wechselwirkung des Reifenschwingverhaltens mit dem Gesamtfahrzeug weitergehend zu analysieren. Mit dem Ziel, das Reifenverhalten im Fahrversuch bereits in der Konzeptphase basierend auf Vorgänger-Fahrzeugprojekten abschätzen zu können, lässt sich das konzeptionelle Systemverständnis Reifen-Gesamtfahrzeug erhöhen. Darüber hinaus können die Erkenntnisse über die Wechselwirkung als Grundlage genutzt werden, um künftig aus den Prüfstandsergebnissen absolute Aussagen über das Reifenverhalten abzuleiten (und nicht nur im relativen Vergleich anhand von bekannten Referenzreifen). Dies schließt auch weiterführende Analysen von prüfstandsseitigen Randbedingungen, wie z.B. Trommeldurchmesser oder Aufbausteifigkeit des Prüfstandes, mit ein. Daraus ergibt sich im Hinblick auf die Systementwicklung des indirekten Reifendruckkontrollsystems der Vorteil, dass das Reifenverhalten im Fahrversuch aller zu entwickelnden Reifen zu einem frühen Zeitpunkt im Entwicklungsprozess bekannt ist. Zudem lassen sich damit die erforderlichen Fahrversuche weiter reduzieren, da mit Prüfstandsmessungen direkt auf die quantitative Sensitivität im Fahrversuch geschlossen werden kann.

Im Zusammenhang mit der Korrelationsanalyse wird empfohlen, das Rollradiusverhalten im Fahrversuch wie auch am Prüfstand weitergehend zu analysieren. Dabei sind die Schwerpunkte sowohl auf den relativen Reifenvergleich mit ausreichend großer Spreizung der Testreifen als auch auf die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse zu legen.

Des Weiteren ist eine Einflussanalyse konstruktiver Reifenparameter anhand eines geeigneten FEM-Reifenmodells denkbar. Mit diesen Erkenntnissen lässt sich der Entwicklungsprozess bzgl. der geforderten Reifeneigenschaften absichern.

Mit der Kenntnis des detaillierten Einflusses von im Fahrbetrieb veränderlichen Randbedingungen, wie Temperatur und Radlast, lässt sich die Systemfunktionalität des Reifendruckkontrollsystems weiterentwickeln. Um beispielsweise Fehlwarnungen vorzubeugen, können über



Sensordatenfusion (z.B. mit Höhenstandssensoren) Radlast- oder Temperaturschwankungen erkannt bzw. kompensiert werden.



# LITERATURVERZEICHNIS

- [00] *Public Law 106–414, Transportation Recall Enhancement, Accountability, and Documentation (TREAD) Act.* 106th United States Congress, Nov. 2000.
- [95] *ISO 8608:1995(E), Mechanical vibration - Road surface profiles - Reporting of measured data.* International Organization for Standardization (ISO), Sep. 1995.
- [Adc+12] J. ADCOX et al. *Interaction of Anti-Lock Braking Systems with Tire Torsional Dynamics.* In: *Tire Science and Technology* Vol. 40.No. 3 (Sep. 2012), S. 171–185.
- [AG] AUDI AG. *Audi Technology Portal.* URL: <http://www.audi-technology-portal.de/de/> (besucht am 22. 06. 2015).
- [Alv08] E. C. ALVAREZ. *Type approval requirements for the general safety of motor vehicles.* Studie IP/A/ IMCO /ST/200 8-112. European Parliament, Economic und Scientific Policy, 2008.
- [Ang12] C. ANGRICK. *Analyse der Temperaturabhängigkeit von querdynamischen Reifencharakteristika.* Diplomarbeit. TU Dresden, 2012.
- [BCR07] S. BRUNI, F. CHELI und F. RESTA. *On the Identification in Time Domain of the Parameters of a Tyre Model for the Study of In-Plane Dynamics.* In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 27:S1 (2007), S. 136–150. DOI: 10.1080/00423119708969650.
- [Beu11] O. BEUCHER. *Signale und Systeme: Theorie, Simulation, Anwendung.* Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2011.
- [BLV12] T. BAHNERT, M. LIENKAMP und F. VOGEL. *Experimental and numerical characterisation of tyres in terms of rolling noise.* In: *3rd International Munich Chassis Symposium.* München, Juni 2012, S. 807–824.
- [BM88] P. BANDEL und C. MONGUZZI. *Simulation model of the dynamic behavior of a tire running over an obstacle.* In: *Tire Science and Technology* Vol.16.No. 2 (1988), S. 62–77.
- [Brä+13] J. BRÄUNIG et al. *Einkopplung von Reifen-Fahrbahn-Anregungen in die Fahrzeugsstruktur.* In: *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)* 115.1/2013 (2013), S. 38–41.
- [Brä+14] J. BRÄUNIG et al. *Erfassung von 3-D-Schwingungen an PKW-Reifen.* In: *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)* 116.1/2014 (2014), S. 62–67.
- [Bra66] H. BRAUN. *Untersuchungen über Fahrbahnunebenheiten.* In: *Deutsche Kraftfahrzeugforschung und Strassenverkehrstechnik* Heft 186 (1966).
- [Bra91] H. BRAUN. *Meßergebnisse von Straßenunebenheiten.* In: *VDI Berichte* 877 (1991), S. 47–80.



- [Bri] K.K. BRIDGESTONE. *Auswertung von Reifensicherheitschecks in 2012*. URL: <http://www.bridgestone.de/pkw-4x4-und-transporter/your-journey/news/2013/04/european-drivers-increasingly-negligent-about-tyre-maintenance/> (besucht am 12. 01. 2015).
- [Bul04] J. C. BULLAS. *Tyres, road surfaces and reducing accidents: a review*. Report. AA Foudation for Road Safety Research und County Surveyors' Society, 2004.
- [Bun15] Statistisches BUNDESAMT. *Verkehrsunfallstatistik 2014*. Jahresbericht Fachserie 8, Reihe7. Statistisches Bundesamt, 2015.
- [CD79] S.K. CLARK und R.N. DODGE. *A Handbook for the Rolling Resistance of Pneumatic Tires*. Industrial Development Division, Institut of Science und Technology, The University of Michigan, 1979.
- [CR12] A. CHATTERJEE und V. RANJAN. *Free Vibration Analysis of Radial Pneumatic Tire Using FEM*. In: *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering* Volume 2.Issue 8 (Aug. 2012), S. 319–324.
- [CT00] Science COMMITTEE ON COMMERCE und TRANSPORTATION. *Firestone Tire Recall, Hearing before the Committee on Commerce, Science and Transportation United States Senate*. 106th Congress, 2000.
- [CW80] B. COLLIER und J. WARCHOL. *The Effect of Inflation Pressure on Bias, Bias-Belted and Radial Tire Performance*. In: *SAE Technical Paper 800087* (1980). DOI: 10.4271/800087.
- [DH07] H. DRESIG und F. HOLZWEISSIG. *Maschinendynamik*. Bd. 8. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2007.
- [Don82] E. DONGES. *Aspekte der Aktiven Sicherheit bei der Führung von Personenkraftwagen*. In: *Automobil-Industrie* 27 (1982), S. 183–190.
- [Dor04] H. R. DORFI. *Tire Cleat Impact and Force Transmission: Modeling Based on FTIRE and Correlation to Experimental Data*. In: *SAE Technical Paper 2004-01-1575* (2004). DOI: 10.4271/2004-01-1575.
- [DWG00] H. R. DORFI, R. L. WHEELER und G. H. GRIFFITHS. *Tire Vibration Transmission Part I: FEA Eigensolution Correlation*. In: *IMAC XVIII - 18<sup>th</sup> International Modal Analysis Conference - Computational Challenges in Structural Dynamics*. San Antonio, Texas, USA, 2000, S. 1244–1250.
- [DWK05] H. R. DORFI, R. L. WHEELER und B. B. KEUM. *Vibration Modes of Radial Tires: Application to Non-rolling and Rolling Events*. In: *SAE Technical Paper 2005-01-2526* (2005). DOI: 10.4271/2005-01-2526.
- [Ein10] S. EINSLE. *Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern*. Dissertation. TU Dresden, 2010.
- [Eun12] C. EUN-HA. *Tire-Related Factors in the Pre-Crash Phase*. Report No. DOT HS 811 617. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2012.
- [Eur09] EUROPÄISCHES PARLAMENT, RAT DER EUROPÄISCHEN UNION. *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*. In: *Amtblatt der Europäischen Union* L 200 (2009), S. 1–24.
- [Ewi84] D. EWINS. *Modal Testing: Theory and Practice*. John Wiley und Sons, 1984.



- [FGL08] C. FAN, D. GUAN und B. LI. *The 3-Dimensional Modal Parameter Tire Model and Simulation of Tire Rolling Over Oblique Cleats*. In: *SAE Technical Paper 2008-01-1408* (2008). DOI: 10.4271/2008-01-1408.
- [For08] U. FÖRSSELL. *Current State-of-the-Art In Indirect TPMS*. In: *Vehicle Dynamics Expo*. Stuttgart, Mai 2008.
- [Fra14] S. FRANKE. *Analyse der Wechselwirkungen zwischen Fahrwerkselastizitäten und Reifenschwingungen*. Diplomarbeit. Technische Universität Dresden, 2014.
- [GHA06] T. GUSTAFSSON, P. HALL und T. APPEL. *Tire Classification for Indirect Tire Pressure Monitoring Systems*. In: *tire.wheel.tech*. München, Dez. 2006.
- [Gip10] M. GIPSER. *FTire - Flexible Ring Tire Model (Modelization and Parameter Specification)*. Gipsper + Hofmann, Ingenieure, Partnerschaft, Sep. 2010.
- [Gon93] S. GONG. *A Study of In-Plane Dynamics of Tires*. Dissertation. Delft University of Technology, 1993.
- [GPC07] Z. GENG, A.A. POPOV und D.J. COLE. *Measurement, identification and modelling of damping in pneumatic tyres*. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 49 (2007), S. 1077–1094.
- [GR05] F. GAUTERIN und C. ROPERS. *Modal tyre models for road noise improvement*. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 43:S1 (2005), S. 297–304.
- [Gut+11] D. GUTJAHR et al. *Anwendung eines Modells zur temperaturabhängigen Anpassung der Reifeneigenschaften in der Gesamtfahrzeugsimulation*. In: *VDI-Berichte 2137* (2011), S. 47–62.
- [GZ05] K.-P. GLAESSER und M. ZÖLLER. *Der Rollwiderstand von Reifen auf Fahrbahnen*. In: *Fortschritt-Berichte VDI*. Bd. Reihe 12. Nr. 603. Düsseldorf: VDI Verlag, 2005.
- [Ham+15] M. HAMED et al. *Effects of Tyre Pressure on Vehicle Suspension Performance*. In: *International Letters of Chemistry, Physics and Astronomy* 55 (2015), S. 102–111.
- [Haz94] M. HAZELAAR. *Fahrwerkschwingungen und Komfortbeurteilung bei kurzweiliger Anregung (Achsrauhigkeit)*. In: *Fortschritt-Berichte VDI*. Bd. Reihe 12. Nr. 220. Düsseldorf: VDI Verlag, 1994.
- [HE07] C. HILSCHER und S. EINSLE. *Charakterisierung des Übertragungsverhaltens von Reifen in Messung und Simulation*. In: *VDI-Berichte Nr. 2014* (2007), S. 307–322.
- [Her88] R. HERING. *Möglichkeiten der statistischen Analyse von Fahrbahnunebenheiten bei Anwendung des Befahrbarkeitsmessers BM2 als Unebenheitsmeßgerät*. In: *Die Straße* 28 (1988), S. 25–28.
- [Hil08] C. HILSCHER. *Komfortrelevante Charakterisierung des Übertragungsverhaltens von Reifen in Messung und Simulation*. Dissertation. TU Dresden, 2008.
- [Hol06] J. HOLTSCULZE. *Analyse der Reifenverformungen für eine Identifikation des Reibwerts und weiterer Betriebsgrößen zur Unterstützung von Fahrdynamikregelsystemen*. Dissertation. RWTH Aachen, 2006.
- [Hoo05] J. de HOOGH. *Implementing inflation pressure and velocity effects into the Magic Formula tyre model*. Master's thesis. Eindhoven University of Technology, 2005.
- [HWM08] D. HADRYŚ, T. WĘGRZYŃ und M. MIROS. *The influence of various pressures in pneumatic tyre on braking process of car with anti-lock braking system*. In: *Transport Problems* (2008), S. 85–94.
- [Jes05] M. JESCHOR. *Ein neues Verfahren zur Bewertung von Runflat-Reifen - ein Beitrag auf dem Weg zum reserveradlosen PKW*. Dissertation. TU Dresden, 2005.



- [JRC99] M. JUNIO, A. ROESGEN und F. CORVASCE. *Rolling Resistance of Tires*. In: *VDI-Berichte* Nr. 1505 (1999), S. 255–298.
- [Käß15] M. KÄSS. *Analyse der thermodynamischen Reifeneigenschaften bei Druckvariation*. Großer Beleg. TU Dresden, 2015.
- [KCL07] B. S. KIM, C. H. CHI und T. K. LEE. *A study on radial directional natural frequency and damping ratio in a vehicle tire*. In: *Applied Acoustics* 68 (2007), S. 538–556.
- [KFT] Webredaktion KFT. *Internetauftritt Lehrstuhl Kraftfahrzeugtechnik der TU Dresden*. URL: [http://tu-dresden.de/die\\_tu\\_dresden/fakultaeten/vkw/iad/professuren/kft/lehrstuhl/ausstattung](http://tu-dresden.de/die_tu_dresden/fakultaeten/vkw/iad/professuren/kft/lehrstuhl/ausstattung) (besucht am 09. 12. 2015).
- [Kin+10] P. KINDT et al. *Operational Modal Analysis of a rotating tyre subject to cleat excitation*. In: *Proceedings of IMAC 28*. Jacksonville, Florida, USA, 2010.
- [Kin09] P. KINDT. *Structure-Borne Tyre/Road Noise due to Road Surface Discontinuities*. Dissertation. Katholieke Universiteit Leuven, 2009.
- [KW99] H. KOLM und M. WACHINGER. *Praxis der Erfassung von Fahrbahnunebenheiten im Fahrversuch*. In: *VDI-Berichte* Nr. 1470 (1999), S. 297–320.
- [LaC06] T. J. LACLAIR. *Rolling Resistance*. In: *The Pneumatic Tire*. Hrsg. von A. N. GENT und J. D. WALTER. DOT HS 810 561. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2006. Kap. 12, S. 475–532.
- [Lei09] G. LEISTER. *Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung*. Bd. 1. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2009.
- [Lin06] B. E. LINDENMUTH. *An Overview of Tire Technology*. In: *The Pneumatic Tire*. Hrsg. von A. N. GENT und J. D. WALTER. DOT HS 810 561. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2006. Kap. 1, S. 1–27.
- [LRN05] I. LOPEZ, N.B. ROOZEN und H. NIJMEIJER. *Modeling the vibrations of a rotating tyre: a modal approach*. In: *Forum Acusticum*. Budapest, Ungarn, 2005, S. 1219–1224.
- [MCJ02] K. M. MARSHEK, J. F. CUDERMAN und M. J. JOHNSON. *Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles - Part III: Braking as a Function of Tire Inflation Pressure*. In: *SAE Technical Paper 2002-01-0306* (2002). DOI: 10.4271/2002-01-0306.
- [MG02] J. D. MACISAAC JR. und W. R. GARROTT. *Preliminary Findings of the Effect of Tire Inflation Pressure on the Peak and Slide Coefficients of Friction*. Technical Report DOT 809428. National Highway Traffic Safety Administration, 2002.
- [Mic03] MICHELIN. *The tyre / Rolling resistance and fuel savings*. Hrsg. von MICHELIN. Société de Technologie Michelin, 2003.
- [MMC97] F. MANCOSU, G. MATRASCIA und F. CHELI. *Techniques for Determining the Parameters of a Two-Dimensional Tire Model for the Study of Ride Comfort*. In: *Tire Science and Technology* Vol.25.Nr.3 (Juli 1997), S. 187–213.
- [Mun+07] R. MUNDL et al. *Reifen und Räder*. In: *Fahrwerkhandbuch*. Hrsg. von B. HEISSING und M. ERSOY. Wiesbaden: Vieweg & Sohn Verlag, 2007.
- [MW04] M. MITSCHKE und H. WALLENTOWITZ. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Bd. 4. Auflage. Berlin Heiderberg New York: Springer-Verlag, 2004.
- [Nie+11] P. NIEMEYER et al. *Experimentelle Ermittlung hochdynamischer Reifeneigenschaften - Messungen am stehenden und rollenden Reifen bei vertikalen Anregungen bis 25 Hz*. In: *VDI-Berichte* 2137 (2011), S. 79–98.
- [OK97] H. OLDENETTEL und H. J. KÖSTER. *Test Procedure for the Quantification of Rolling Tire Belt Vibrations*. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 27:S1 (1997), S. 37–49.



- [Pau+03] J.P. PAUWELUSSEN et al. *Full vehicle ABS braking using the SWIFT rigid ring tyre model*. In: *Control Engineering Practice* 11 (2003), S. 199–207.
- [PGD02] N. PERSSON, F. GUSTAFSSON und M. DREVÖS. *Indirect Tire Pressure Monitoring Using Sensor Fusion*. In: *SAE Technical Paper 2002-01-1250* (2002). DOI: 10.4271/2002-01-1250.
- [PGM07] M. PAINE, M. GRIFFITHS und N. MAGEDARA. *The Role of Tyre Pressure in Vehicle Safety, Injury and Environment*. Report. Heads of Compulsory Third Party Insurance in Australia und New Zealand, 2007.
- [PH02] P. PFEFFER und K. HOFER. *Einfaches nichtlineares Modell für Elastomer und Hydrolager zur Optimierung der Gesamtfahrzeugsimulation*. In: *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)* 104.5/2002 (2002), S. 442–451.
- [Pie14] C. PIETZSCH. *Analyse der thermodynamischen Reifeneigenschaften bei Verringerung des Fülldrucks*. Projektarbeit. TU Dresden, 2014.
- [Ril01] G. RILL. *Fahrzeugdynamik*. Vorlesungsskript. Fachhochschule Regensburg, 2001.
- [Rop05] C. ROPERS. *Untersuchung der Reifenschwingung bei Überfahrt von Einzelhindernissen*. In: *VDI-Berichte* Nr. 1912 (2005), S. 387–403.
- [Ros05] T. ROSCHER. *Identifikation von Modellparametern an Mehrkörpersystemen am Beispiel eines Antriebsstranges*. Dissertation. TU Dresden, 2005.
- [RSP12] T. ROSCHER, R. SÜNDER und G. PROKOP. *Tire Classification Projekt - A Rig Procedure for Evaluating Tire Compatibility with Indirect TPMS*. In: *8<sup>th</sup> IQPC Intelligent Tire Technology*. Darmstadt, Sep. 2012.
- [RVH13] V. RIEVAJ, J. VRABEL und A. HUDAK. *Tire Inflation Pressure Influence on a Vehicle Stopping Distance*. In: *International Journal of Traffic and Transportation Engineering* Vol.2.Nr.2 (2013), S. 9–13.
- [SA98] R.S. SHARP und D.J. ALLISON. *In-plane Vibrations of Tyres and their Dependence on Wheel Mounting Conditions*. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 29:S1 (1998), S. 192–204. DOI: 10.1080/00423119808969559.
- [Sar+15] P. SARKISOV et al. *Steifer Reifenprüfstand für höhere Messgenauigkeit*. In: *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)* 117.04/2015 (2015), S. 46–51.
- [Sch+05] A.J.C. SCHMEITZ et al. *Extending the Magic Formula and SWIFT tyre models for Inflation pressure changes*. In: *VDI-Berichte* Nr. 1912 (2005), S. 201–225.
- [Sch04] A. J. C. SCHMEITZ. *A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre Rolling over Arbitrarily Uneven Road Surfaces*. Dissertation. Delft University of Technology, 2004.
- [Siv12] R. SIVINSKI. *Evaluation of the Effectiveness of TPMS in Proper Tire Pressure Maintenance*. Technical Report DOT HS 811 681. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2012.
- [SKC09] S. SINGH, K. KINGSLEY und C.-L. CHEN. *Tire Pressure Maintenance - A Statistical Investigation*. Technical Report DOT HS 811 086. National Highway Traffic Safety Administration, 2009.
- [SPR14] R. SÜNDER, G. PROKOP und T. ROSCHER. *Tire Testing for iTPMS on Component Level*. In: *10<sup>th</sup> IQPC Intelligent Tire Technology*. Nürtingen, Okt. 2014.
- [SPR15a] R. SÜNDER, G. PROKOP und T. ROSCHER. *Comparative Analysis of Tire Evaluation Methods for an Indirect Tire Pressure Monitoring System (iTPMS)*. In: *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 8(1) (2015), S. 110–118. DOI: 10.4271/2015-01-1519.



- [SPR15b] R. SÜNDER, G. PROKOP und T. ROSCHER. *Evaluation of Tyre Properties regarding iTPMS in Measurement and Simulation*. In: *4<sup>th</sup> International Tyre Colloquium*. Guildford, UK, Apr. 2015.
- [SST15] S. SIVARAMAKRISHNAN, Y. SIRAMDASU und S. TAHERI. *A New Design Tool for Tire Braking Performance Evaluations*. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* Vol. 137(7) (2015). DOI: 10.1115/1.4029721.
- [Sün11] R. SÜNDER. *Skalierbarkeit von Reifeneigenschaften und Reifenmodellen am Beispiel der Magic Formula*. Diplomarbeit. TU Dresden, 2011.
- [Thi06] K. K. THIRIEZ. *Evaluation of Indirect Tire Pressure Monitoring Systems Using Data From NCSA's Tire Pressure Special Study*. Paper Number 259. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2006.
- [Trz14] M. TRZESNIOWSKI. *Rennwagentechnik*. Bd. 4. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [Tuo+12] A. J. TUONONEN et al. *Parameterization of in-plane rigid ring tire model from instrumented vehicle measurements*. In: *The 11th International Symposium on Advanced Vehicle Control AVEC12*. Seoul, South Korea, Sep. 2012.
- [UM91] A. UECKERMANN und M. MITSCHKE. *Sammlung und Auswertung von Straßenunebenheitsdaten - Untersuchung und Vergleich verschiedener Messgeräte und Auswerteverfahren auf Eignung zur routinemäßigen Erfassung und Bewertung des Ebenheitszustandes, Teil 2*. In: *Forschung Straßenbau und Straßenverkehrstechnik* Heft 598 (1991).
- [Und+14] V. UNDERBERG et al. *Tire Pressure Monitoring Systems*. In: *Encyclopedia of Automotive Engineering* (2014).
- [UNE08] UNECE. *GRRF TPMS Task Force Conclusions*. Report TPM-03-02 rev1. United Nations Economic Commission for Europe (UNECE), 2008.
- [Unr12] H.-J. UNRAU. *Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von PKW-Reifen*. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2012.
- [US 00] U.S. DEPARTMENT OF TRANSPORTATION. *Federal Motor Vehicle Safety Standards; Tire Pressure Monitoring Systems; Controls and Displays*. Final rule Docket No. NHTSA 2000-8572. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2000.
- [US 01a] U.S. DEPARTMENT OF TRANSPORTATION. *Tire Pressure Special Study: Interview Data*. Study DOT HS 809 316. National Highway Traffic Safety Administration, 2001.
- [US 01b] U.S. DEPARTMENT OF TRANSPORTATION. *Tire Pressure Special Study: Methodology*. Study DOT HS 809 315. National Highway Traffic Safety Administration, 2001.
- [US 01c] U.S. DEPARTMENT OF TRANSPORTATION. *Tire Pressure Special Study: Vehicle Observation Data*. Study DOT HS 809 317. National Highway Traffic Safety Administration, 2001.
- [US 03] U.S. DEPARTMENT OF TRANSPORTATION. *Federal Motor Vehicle Safety Standards; Tires*. Final rule Docket No. NHTSA-03-15400. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2003.
- [US 05a] U.S. DEPARTMENT OF TRANSPORTATION. *Tire Pressure Monitoring System FMVSS No. 138*. Final rule Docket No. NHTSA 2005-20586. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2005.
- [US 05b] U.S. DEPARTMENT OF TRANSPORTATION. *Tire Pressure Monitoring System FMVSS No. 138 - Final Regulatory Impact Analysis*. Technical Report Docket No. NHTSA 2005-20586. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2005.



- [UT88] T. USHIJIMA und M. TAKAYAMA. *Modal Analysis of Tire and System Simulation*. In: *SAE Technical Paper 880585* (1988). DOI: 10.4271/880585.
- [Vel07] I.B.A. op het VELD. *Enhancing the MF-Swift Tyre Model for Inflation Pressure Changes*. Master's thesis. Eindhoven University of Technology, 2007.
- [Wal01] H. WALLENTOWITZ. *Vertikal-, Querdynamik von Kraftfahrzeugen : Federungssysteme, Fahrverhalten, Lenkung, Radaufhängung ; Vorlesungsumdruck Fahrzeugtechnik II*. 5. Aufl. Aachen: Schriftenreihe Automobiltechnik, 2001.
- [WDK05] R. L. WHEELER, H. R. DORFI und B. B. KEUM. *Vibration Modes of Radial Tires: Measurement, Prediction, and Categorization Under Different Boundary and Operating Conditions*. In: *SAE Technical Paper 2005-01-2523* (2005). DOI: 10.4271/2005-01-2523.
- [Whe+00] R. L. WHEELER et al. *Tire Vibration Transmission Part II: Test and Modal Model Quality Assessment*. In: *IMAC XVIII - 18<sup>th</sup> International Modal Analysis Conference - Computational Challenges in Structural Dynamics*. San Antonio, Texas, USA, 2000, S. 1256–1262.
- [Win+15] H. WINNER et al. *Einleitung*. In: *Handbuch Fahrerassistenzsysteme: Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort*. Hrsg. von H. WINNER et al. 3. überarbeitete und ergänzte Auflage. Wiesbaden: Springer-Vieweg Verlag, 2015.
- [Wir10] WIRTSCHAFTSKOMMISSION DER VEREINTEN NATIONEN FÜR EUROPA. *Regelung Nr. 64 der Wirtschaftskommission für Europa der Vereinten Nationen (UN/ECE) - Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung von Fahrzeugen hinsichtlich ihrer Ausstattung mit einem Komplettnotrad, Notlaufreifen und/oder einem Notlaufsystem und/oder einem Reifendrucküberwachungssystem*. In: *Amtblatt der Europäischen Union L 310* (2010), S. 18–40.
- [Zap13] B. ZAPF. *Vergleichende Einflussanalyse von Massenkennwerten der Felge auf das Reifenschwingungsverhalten*. Diplomarbeit. TU Dresden Dresden, 2013.
- [Zeg98] P. W. A. ZEGELAAR. *The Dynamic Response of Tyres to Brake Torque Variations and Road Unevennesses*. Dissertation. Delft University of Technology, 1998.
- [ZP96] P. W. A. ZEGELAAR und H.B. PACEIJKA. *The In-Plane Dynamics of Tyres on Uneven Roads*. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 25:S1 (1996), S. 714–730.



# ABBILDUNGSVERZEICHNIS

2.1	Unterschiedliche Szenarien eines Druckverlustes im Reifen und Arbeitsbereich von Reifendruckkontrollsystemen . . . . .	10
2.2	ESP-Raddrehzahlsensor (schematisch) als Inkrementalgeber mit dem qualitativen Zeitverlauf des Rohsignals . . . . .	11
2.3	Detektierung eines Druckverlustes im Reifen im Zeit- und Frequenzbereich des ESP-Raddrehzahlsignals . . . . .	11
2.4	Qualitativer Vergleich der Reifensensitivitäten eines sensitiven und eines robusten Reifens bzgl. eines Druckverlustes im Frequenzbereich (bei definiertem Druckverlust)	13
2.5	Aufbau der Dissertation . . . . .	14
3.1	Anregungsanalyse der Schlagleistenüberfahrt . . . . .	17
3.2	Druckabhängigkeit der Reifenkräfte bei einer Schlagleistenüberfahrt . . . . .	18
3.3	Radträgerbeschleunigungen bei Schlagleistenüberfahrten am Rad-Achs-Prüfstand und im Fahrversuch . . . . .	19
3.4	Prüfaufbau zur Analyse des in-plane Reifenschwingverhaltens . . . . .	19
3.5	Konzept der effektiven Oberflächenanregung zur Beschreibung der Anregungscharakteristik bei einer Schlagleistenüberfahrt . . . . .	20
3.6	Anregungsspektren durch Schlagleistenüberfahrten nach dem Konzept der effektiven Oberflächenanregung . . . . .	20
3.7	Prüfstandskonzept basierend auf einem Reifen-Reifen-Kontakt . . . . .	23
3.8	Druckabhängigkeit der Reifenvertikalkraft bei einer Schlagleistenüberfahrt . . . . .	24
3.9	Prüfaufbau der experimentellen Modalanalyse . . . . .	26
3.10	Setup zur Durchführung der experimentellen Modalanalyse . . . . .	27
3.11	Bewertungsmethodik für das Reifenrollgeräusch . . . . .	29
3.12	Grenzkurve für das Reifenrollgeräusch . . . . .	30
3.13	Prüfaufbau zur Ermittlung der dynamischen Reifenvertikalsteifigkeit . . . . .	31
3.14	Definition der Rollradien am starren Rad und belasteten Reifen, eigene Darstellung in Anlehnung an RILL [Ril01] . . . . .	32
3.15	Aufbau „rigid ring“ Reifenmodell . . . . .	35
3.16	Viertelfahrzeugmodell mit „rigid ring“ Reifenmodell . . . . .	36
3.17	Rollwiderstand in Abhängigkeit vom Reifendruck . . . . .	38
3.18	Querdynamische Reifeneigenschaften in Abhängigkeit vom Reifendruck . . . . .	39
4.1	Setup der Schlagleistenüberfahrt . . . . .	41
4.2	Verlauf von Vertikal- und Längskraft (mittelwertfrei) bei einer Schlagleistenüberfahrt	42
4.3	Geschwindigkeitsabhängige Anregungscharakteristik der Schlagleistenüberfahrt	43



4.4	Geschwindigkeitsabhängige Amplitudenspektren der Reifenvertikalkraft und der Reifenlängskraft . . . . .	44
4.5	Geometrische Zusammenhänge bei einer Schlagleistenüberfahrt . . . . .	45
4.6	Längskraftantwort des Reifens für unterschiedliche Schlagleistengeometrien . . . . .	45
4.7	Spektrale Unebenheitsdichte der Fahrbahn . . . . .	48
4.8	Geschwindigkeitsabhängige Anregungscharakteristik der Fahrbahn . . . . .	50
4.9	Vergleich der Messdaten im Fahrversuch und am Reifenprüfstand . . . . .	51
4.10	Kinematische und kinetische Messgrößen . . . . .	52
4.11	Grundlegendes Funktionsprinzip des Laser-Vibrometers . . . . .	53
4.12	Test-Setup der experimentellen Modalanalyse . . . . .	55
4.13	Anregungscharakteristik bei der experimentellen Modalanalyse . . . . .	56
4.14	SDOF-Parameteridentifikation bei gegebener Übertragungsfunktion . . . . .	57
4.15	Test-Setup zur Bewertung des dynamischen Rollradius am Außentrommelprüfstand und im Fahrversuch . . . . .	58
4.16	Reifenprüffeld des Lehrstuhls Kraftfahrzeugtechnik (LKT) an der Technischen Universität Dresden . . . . .	60
5.1	Druckabhängigkeit der Torsions-Längsreifenmode im Fahrversuch . . . . .	64
5.2	Charakteristik der Reifenlängs- und Vertikalkraft bei einer Schlagleistenüberfahrt am Reifenprüfstand . . . . .	65
5.3	Zeitverläufe von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit bei einer Schlagleistenüberfahrt am Reifenprüfstand . . . . .	66
5.4	Amplitudenspektren von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit bei einer Schlagleistenüberfahrt am Reifenprüfstand . . . . .	67
5.5	Zeitverläufe von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit bei einer Schlagleistenüberfahrt am Rad-Achs-Prüfstand . . . . .	68
5.6	Amplitudenspektren von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit bei einer Schlagleistenüberfahrt am Rad-Achs-Prüfstand . . . . .	69
5.7	Vergleich der Schwingfrequenzen für die Radwinkelgeschwindigkeit . . . . .	70
5.8	Vergleich der Schwingfrequenzen zwischen Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit . . . . .	71
5.9	Zeitverläufe von Reifenlängskraft und Felgenlängsbewegung bei einer Schlagleistenüberfahrt am Rad-Achs-Prüfstand . . . . .	74
5.10	Amplitudenspektren von Reifenlängskraft und Felgenlängsbewegung bei einer Schlagleistenüberfahrt am Rad-Achs-Prüfstand . . . . .	75
5.11	Vorderachskonstruktion des Versuchsfahrzeugs 1 . . . . .	76
5.12	Prozentuale Steifigkeitszunahme durch die Lagervariation . . . . .	77
5.13	Schwingfrequenz und Schwingamplitude bei Lagervariation . . . . .	78
5.14	Hinterachskonstruktion des Versuchsfahrzeugs 2 . . . . .	79
5.15	Vergleich starre und elastische Hilfsrahmenaufhängung . . . . .	80
5.16	Abrollumfang in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Reifendruck . . . . .	82
5.17	Geschwindigkeitsabhängige Änderung des Abrollumfangs durch Reifendruckänderung . . . . .	82
6.1	Reifenmodell „Komponente“ . . . . .	84
6.2	Reifenmodell „Subsystem“ . . . . .	86
6.3	Dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel der Vorderachslager . . . . .	87
6.4	Eigenvektoren des Modells „Komponente“ . . . . .	89
6.5	Amplitudenspektren der Reifenlängskraft bei einer Schlagleistenüberfahrt am Reifenprüfstand mit $60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ . . . . .	91
6.6	Eigenvektoren des Modells „Subsystem“ . . . . .	92



6.7	Anregungsgrößen bei einer Schlagleistenüberfahrt am Beispiel eines Außentrommelprüfstands . . . . .	95
6.8	Amplitudenspektren von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit des Teilmodells „Komponente“ . . . . .	97
6.9	Amplitudenspektren von Reifenlängskraft und Radwinkelgeschwindigkeit des Teilmodells „Subsystem“ . . . . .	98
6.10	Schwingfrequenzen der Torsions-Längsmode bei Variation der Achselastizität . . . . .	99
6.11	Schwingamplituden der Torsions-Längsmode bei Variation der Achselastizität . . . . .	100
6.12	Vergleich der Schwingfrequenzen der Torsions-Längsreifenmode bei einer Schlagleistenanregung in der Simulation . . . . .	101
7.1	Kennwertermittlung „Peak Frequency“ . . . . .	104
7.2	Kennwertermittlung „Center of Gravity“ . . . . .	105
7.3	Kennwertermittlung „Peak Shape Factor“ . . . . .	106
7.4	Kenngrößen des Reifenschwingverhaltens in Abhängigkeit vom Reifendruck bei einer Radlast von 5081 N . . . . .	107
7.5	Änderung der Latschfläche in Abhängigkeit vom Reifendruck auf ebenem Untergrund bei einer Radlast von 4414 N . . . . .	108
7.6	Dynamischer Rollradius in Abhängigkeit des Reifendrucks . . . . .	109
7.7	Radlastabhängigkeit der Torsions-Längsreifenmode . . . . .	110
7.8	Radlastabhängigkeit der Sensitivität des Reifenschwingverhaltens bzgl. einer Druckvariation . . . . .	110
7.9	Genereller Einfluss des Massenträgheitsmoments der Felge um die y-Achse auf die Torsions-Längsreifenmode . . . . .	112
7.10	Vergleich von Druck und Temperatur bei Langzeitfahrten am Reifenprüfstand . . . . .	115
7.11	Vergleich von Schwingfrequenz (Kennwert „Peak Frequency“) und Dämpfungsmaß (Kennwert („Peak Shape Factor“)) bei einer Langzeitfahrt am Reifenprüfstand . . . . .	116
7.12	Dynamischer Rollradius bei einer Langzeitfahrt am Reifenprüfstand ohne Schlagleiste . . . . .	117
7.13	Vergleich von Temperatur und Schwingfrequenz bei Schlagleistenüberfahrten am Reifenprüfstand . . . . .	119
7.14	Temperaturabhängige Änderung der Sensitivität des Reifenschwingverhaltens bzgl. eines Druckverlusts für den Kennwert $\Delta CoG$ . . . . .	120
7.15	Vergleich von Temperatur und dynamischem Rollradius . . . . .	121
7.16	Temperaturabhängige Änderung der Sensitivität des Rollradiusverhaltens bzgl. eines Druckverlusts für den Kennwert $\Delta RR$ . . . . .	122
7.17	Messaufbau zur Analyse des thermodynamischen Reifenverhaltens bei Druckverlust . . . . .	122
7.18	Schematischer Aufbau des thermodynamischen Simulationsmodells . . . . .	124
7.19	Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen des thermodynamischen Reifenverhaltens bei geöffnetem und geschlossenem Ventil . . . . .	129
7.20	Korrelation des Parameters $\Delta CoG$ am Reifenprüfstand zwischen zwei Schlagleisteengeometrien . . . . .	134
7.21	Korrelation des Parameters $\Delta CoG$ zwischen Reifenprüfstand und Rad-Achs-Prüfstand . . . . .	135
7.22	Korrelation der Dämpfungswerte zwischen der Reifenlängskraft und der Radwinkelgeschwindigkeit am Reifenprüfstand und am Rad-Achs-Prüfstand . . . . .	136
7.23	Korrelation zwischen Fahrversuch (Versuchsfahrzeug 1) und Reifenprüfstand für den Parameter $\Delta CoG$ . . . . .	137
7.24	Vergleich der Amplitude der Torsions-Längsmode (Radwinkelgeschwindigkeit) im Fahrversuch und der Dämpfung (Reifenlängskraft) am Reifenprüfstand . . . . .	138
7.25	Korrelation der absoluten Schwingfrequenzen im Fahrversuch (Versuchsfahrzeug 1) und am Reifenprüfstand bei 2,80 bar . . . . .	139



7.26 Korrelation zwischen Fahrversuch und Reifenprüfstand für das Rollradiusverhalten	139
7.27 Druckabhängiges Reifenschwing- und Rollradiusverhalten in Abhängigkeit von der Reifenseitenwandhöhe . . . . .	142
7.28 Prinzipdarstellung des Referenzreifen-Bewertungskonzepts . . . . .	144



# TABELLENVERZEICHNIS

4.1	Übersicht der Kennwerte für Straßenunebenheiten . . . . .	49
4.2	Klassifizierung von Straßen anhand des Unebenheitsmaßes . . . . .	49
4.3	Versuchsfahrzeuge . . . . .	61
4.4	Zusammenfassung der messtechnischen Methoden zur Analyse des Reifenschwingverhaltens . . . . .	62
5.1	Identifizierte Starrkörpermoden am unbelasteten und belasteten Reifen . . . . .	73
5.2	Kennwertvergleich zwischen experimenteller Modalanalyse und Schlagleistenüberfahrt . . . . .	74
6.1	Parameterset der Simulationsmodelle . . . . .	88
7.1	Dynamischer Rollradius (in mm) in Abhängigkeit der Radlast bei verschiedenen Reifendimensionen . . . . .	111
7.2	Reifenübersicht zur Einflussanalyse des Massenträgheitsmoments der Felge um die y-Achse (Querachse) . . . . .	111
7.3	Felgenübersicht zur Einflussanalyse des Massenträgheitsmoments der Felge um die y-Achse (Querachse) . . . . .	112
7.4	Einfluss des Massenträgheitsmoments der Felge auf die druckabhängige Frequenzverschiebung $\Delta CoG$ . . . . .	113
7.5	Messablauf zur Analyse der Temperaturabhängigkeit der Reifensensitivität . . . . .	118
7.6	Parameterset zur Berechnung der Wärmeleitung . . . . .	125
7.7	Konstanten zur Berechnung der freien Konvektion . . . . .	125
7.8	Modellparameter und Zustandsgrößen zur Berechnung der freien Konvektion an den Grenzflächen der thermodynamischen Elemente . . . . .	125
7.9	Versuchsträger zur Analyse der Korrelation zwischen Reifenprüfstand und Fahrversuch . . . . .	133
7.10	Analyse der Reifendimension – Versuchsträger . . . . .	141

# A ANHANG

## A.1 ZUSTANDSRAUMDARSTELLUNG TEILMODELL „KOMPONENTE“

$$A_K = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{|v_x|}{\zeta} & 0 & -\frac{1}{\zeta} & \frac{r_{dyn}}{\zeta} & -\frac{d_P}{c_P \cdot \zeta} & \frac{d_P \cdot r_{dyn}}{c_P \cdot \zeta} \\ -\frac{c_\varphi}{J_F} & 0 & \frac{c_\varphi}{J_F} & 0 & -\frac{d_\varphi}{J_F} & 0 & \frac{d_\varphi}{J_F} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{c_x}{m_G} & 0 & \frac{c_s}{m_G} & 0 & -\frac{d_x}{m_G} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{c_\varphi}{J_G} & 0 & -\frac{c_\varphi}{J_G} & -\frac{c_s \cdot r_{dyn}}{J_G} & \frac{d_\varphi}{J_G} & 0 & -\frac{d_\varphi}{J_G} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (A.1)$$

$$B_K = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_G} & \frac{r_{dyn}}{m_G} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (A.2)$$

$$C_K = \begin{bmatrix} 0 & c_x & 0 & 0 & 0 & d_x & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{c_\varphi}{J_F} & 0 & \frac{c_\varphi}{J_F} & 0 & -\frac{d_\varphi}{J_F} & 0 & \frac{d_\varphi}{J_F} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (A.3)$$

$$D_K = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (A.4)$$

mit

$$\zeta = \left( \sigma + \frac{d_P}{c_P} \cdot |v_x| \right) \quad (A.5)$$

## A.2 ZUSTANDSRAUMDARSTELLUNG TEILMODELL „SUBSYSTEM“

$$A_S = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{|v_x|}{\zeta} & 0 & 0 & -\frac{1}{\zeta} & \frac{r_{dyn}}{\zeta} & -\frac{d_P}{c_P \cdot \zeta} & \frac{d_P \cdot r_{dyn}}{c_P \cdot \zeta} \\ -\frac{c_A + c_x}{m_A} & 0 & \frac{c_x}{m_A} & 0 & 0 & -\frac{d_A + d_x}{m_A} & 0 & \frac{d_x}{m_A} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{c_\varphi}{J_F} & 0 & \frac{c_\varphi}{J_F} & 0 & 0 & -\frac{d_\varphi}{J_F} & 0 & \frac{d_\varphi}{J_F} & 0 & 0 \\ \frac{c_x}{m_G} & 0 & -\frac{c_x}{m_G} & 0 & \frac{c_s}{m_G} & \frac{d_x}{m_G} & 0 & -\frac{d_x}{m_G} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c_\varphi}{J_G} & 0 & -\frac{c_\varphi}{J_G} & -\frac{c_s \cdot r_{dyn}}{J_G} & 0 & \frac{d_\varphi}{J_G} & 0 & -\frac{d_\varphi}{J_G} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (A.6)$$

$$B_S = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_G} & \frac{r_{dyn}}{m_G} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (A.7)$$

$$C_S = \begin{bmatrix} -c_x & 0 & c_x & 0 & 0 & -d_x & 0 & d_x & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{c_\varphi}{J_F} & 0 & \frac{c_\varphi}{J_F} & 0 & 0 & -\frac{d_\varphi}{J_F} & 0 & \frac{d_\varphi}{J_F} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (A.8)$$

$$D_S = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (A.9)$$

mit

$$\zeta = \left( \sigma + \frac{d_P}{c_P} \cdot |v_x| \right) \quad (A.10)$$

## A.3 PRÜFPROZEDUR

# Rig procedure to evaluate iTPMS- compatibility for passenger car tyres

## Change management

### Changes to last version (Version 1.1)

- Fixed definition of the tyre inflation pressures for tyre vibration and roll radius behaviour evaluation
- Definition of the required rim size in chapter 3.2
- Adjustment of the warm up procedure in chapter 5.1
- Normalisation of the frequency spectrum (chapter 6.2)
- Definition of the required rim size in chapter 3.2
- Definition of the required reproducibility in chapter 3.3

## Contents

<b>I</b>	<b>Tyre vibration behaviour</b>	<b>6</b>
<b>1</b>	<b>Scope</b>	<b>6</b>
<b>2</b>	<b>Terms and definitions</b>	<b>6</b>
2.1	Vibration behaviour . . . . .	6
2.2	Subject tyre . . . . .	6
2.3	Reference tyre . . . . .	6
<b>3</b>	<b>Test equipment</b>	<b>6</b>
3.1	Drum specifications . . . . .	6
3.1.1	Diameter . . . . .	6
3.1.2	Surface . . . . .	7
3.1.3	Width . . . . .	7
3.2	Measuring rim . . . . .	7
3.3	Cleat . . . . .	7
3.4	Control accuracies of load, velocity and inflation pressure . . . . .	7
3.5	Thermal environment . . . . .	7
<b>4</b>	<b>Test conditions</b>	<b>8</b>
4.1	Tyre storage . . . . .	8
4.2	Measurements . . . . .	8
4.3	Sampling rate . . . . .	8
4.4	Test speeds . . . . .	8
4.5	Test load . . . . .	8
4.6	Tyre inflation pressures . . . . .	8
4.7	Camber angle and slip angle . . . . .	8
<b>5</b>	<b>Test procedure for each tyre individual</b>	<b>8</b>
5.1	Step sequence . . . . .	8
5.2	Test procedure for one inflation pressure . . . . .	9
<b>6</b>	<b>Data analysis procedure</b>	<b>10</b>
6.1	Preprocessing . . . . .	10
6.1.1	Provide the measurement data . . . . .	10
6.1.2	Extract cleat crossings . . . . .	10
6.2	Spectrum calculation . . . . .	11
6.3	Parameter calculation . . . . .	11
6.3.1	Definition of the frequency range . . . . .	11
6.3.2	Parameter "Peak Frequency" (PF) . . . . .	11
6.3.3	Parameter "Center of Gravity" (CoG) . . . . .	12
6.3.4	Parameter "Peak Shape Factor" (PSF) . . . . .	12

6.4	Result calculation . . . . .	14
<b>7</b>	<b>Comparison with reference tyres</b>	<b>14</b>
7.1	General . . . . .	14
7.2	Comparison – graphical . . . . .	14
7.3	Comparison – numerical . . . . .	16
<b>II</b>	<b>Tyre roll radius behaviour</b>	<b>17</b>
<b>1</b>	<b>Scope</b>	<b>17</b>
<b>2</b>	<b>Terms and definitions</b>	<b>17</b>
2.1	Roll radius behaviour . . . . .	17
2.2	Subject tyre . . . . .	17
2.3	Reference tyre . . . . .	17
<b>3</b>	<b>Test equipment</b>	<b>17</b>
3.1	Drum specifications . . . . .	17
3.1.1	Diameter . . . . .	17
3.1.2	Surface . . . . .	18
3.1.3	Width . . . . .	18
3.2	Measuring rim . . . . .	18
3.3	Control accuracies of load, velocity and inflation pressure . . . . .	18
3.4	Thermal environment . . . . .	18
<b>4</b>	<b>Test conditions</b>	<b>18</b>
4.1	Tyre storage . . . . .	18
4.2	Measurements . . . . .	18
4.3	Sampling rate . . . . .	18
4.4	Test speeds . . . . .	19
4.5	Test loads . . . . .	19
4.6	Tyre inflation pressures . . . . .	19
<b>5</b>	<b>Test procedure for each tyre individual</b>	<b>19</b>
5.1	Warm up, conditioning . . . . .	19
5.2	Test procedure step sequence . . . . .	20
<b>6</b>	<b>Data analysis procedure</b>	<b>21</b>
6.1	Parameter calculation . . . . .	21
6.2	Result calculation . . . . .	21
6.2.1	Pressure dependency . . . . .	21
6.2.2	Load dependency . . . . .	21



---

<b>7</b>	<b>Comparison with reference tyres</b>	<b>22</b>
7.1	General . . . . .	22
7.2	Comparison – graphical . . . . .	22
7.2.1	Pressure dependency . . . . .	22
7.2.2	Load dependency . . . . .	22
7.3	Comparison – numerical . . . . .	23

# Part I

## Tyre vibration behaviour

### 1 Scope

The test procedure described in the following serves to pre-selection of passenger car tyres regarding their compatibility to iTPMS. It is valid only for passenger car tyres. Results of the test procedure do not give any indication to other tyre requirements.

### 2 Terms and definitions

For the purposes of this part of the document the following terms and definitions apply.

#### 2.1 Vibration behaviour

The vibration behaviour of the tyre describes the change of tyre vibration behaviour dependent on inflation pressure and velocity.

#### 2.2 Subject tyre

The subject tyre is the tyre which properties have to be evaluated regarding iTPMS. It is recommended to test at least two single tyres for each subject tyre.

#### 2.3 Reference tyre

The reference tyre defines the borderline of iTPMS-compatibility. Each subject tyre has to be compared to the reference tyre regarding the vibration behaviour. It is recommended to test at least two single tyres for each reference tyre.

### 3 Test equipment

#### 3.1 Drum specifications

##### 3.1.1 Diameter

The test rig should have a cylindrical drum with a standard diameter of 1.7 m or 2.0 m. If other drum diameters are used recheck first with the responsables at AUDI AG (I/EF-22).

### 3.1.2 Surface

The surface of the drum should be smooth, clean steel.

### 3.1.3 Width

The width of the drum surface have to be exceed the test tyre contact patch.

## 3.2 Measuring rim

The tyre have to be mounted on a rim with a rim size according to vehicle development project.

## 3.3 Cleat

The cleat shall have a rectangular profile with the standard dimensions 10 mm x 25 mm (height x width). Only one cleat shall be mounted on the drum.

Smaller cleat heights instead of 10 mm (e.g. 5 mm) can be used if acceptable reproducibility is delivered. The acceptable reproducibility have to be proven in the following way:

The maximum difference between the calculated shifts at 30 kph of the parameter "Center of Gravity" ( $\text{diff}_{1/2}(\text{CoG})$ , see chapter 6.4) for a given deflation step at several tests ( $\geq 3$ ) with the identical tyre are smaller than 10% of the mean shift  $\bar{\Delta f}_{1,2}(\text{CoG})$  (see chapter 6.4)

- $\text{diff}(\text{CoG}) < 0.1 \cdot \bar{\Delta f}(\text{CoG})$

## 3.4 Control accuracies of load, velocity and inflation pressure

- Load:  $\Delta \text{Load}_{max} = \pm 100 \text{ N}$
- Velocity:  $\Delta \text{Velocity}_{max} = \pm 0.5 \text{ kph}$
- Pressure:  $\Delta \text{Pressure}_{max} = \pm 1 \text{ kPa}$

## 3.5 Thermal environment

The reference ambient temperature in the machine room should be within a range of 20 °C - 35 °C.

During the test the reference ambient temperature should be constant ( $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

## 4 Test conditions

### 4.1 Tyre storage

The tyres to be tested have to be stored in the machine room for at least 8 hours.

### 4.2 Measurements

The measurements are the longitudinal force ( $F_x$ ) and the vertical force ( $F_z$ ) measured in the wheel hub.

### 4.3 Sampling rate

The sampling rate to record the forces have to be at least 1000 Hz.

### 4.4 Test speeds

The drum speeds for the tyre evaluation are 30 kph and 90 kph.

### 4.5 Test load

The standard test load for each tyre is 0.75 times the tyre Load Index (LI).

### 4.6 Tyre inflation pressures

The test includes in total three fixed inflation pressures (project independent): 3.10 bar, 2.50 bar and 2.0 bar.

### 4.7 Camber angle and slip angle

The camber angle and the slip angle have to be both set to  $0^\circ$ .

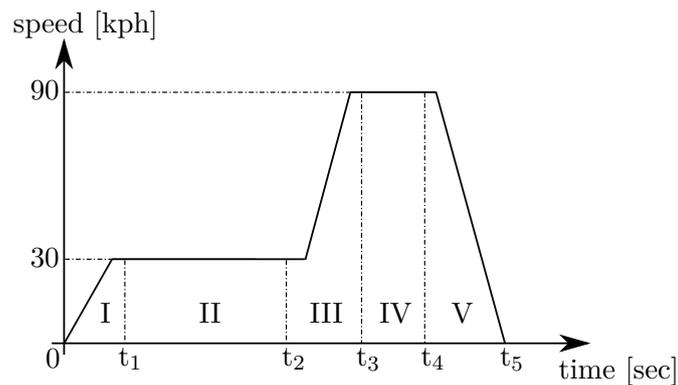
## 5 Test procedure for each tyre individual

### 5.1 Step sequence

1. Set the tyre pressure to 3.10 bar
2. Warm up the tyre in a suitable manner (use the same warm up procedure for each tyre, subject tyres as well as reference tyres)
3. Reset the tyre pressure to 3.10 bar
4. Wait for 1 minute
5. Fine tune the tyre pressure

6. Run the test at each speed (store one data file for each speed, see figure below)
  - a) Set drum speed to 30 kph
  - b) Adjust camber angle and slip angle to  $0^\circ$
  - c) Reset vertical load to  $0.75 \cdot LI$
  - d) Fix vertical motion
  - e) Start data collection when speed is stable (see chapter 3.4)
  - f) Stop data collection after 40 evaluable cleat crossings
  - g) Set drum speed to next higher speed within 2 minutes
  - h) Continue from point (c)
7. Deflate to next pressure level and continue from point 6

## 5.2 Test procedure for one inflation pressure



**Figure 1:** Test procedure for one inflation pressure

- I Set velocity to 30 kph and load to  $0.75 \cdot LI$ ,  $t_1 \leq 120$  sec
- II Data collection,  $t_2 \leq 150$  sec
- III Set velocity to 90 kph,  $t_3 \leq 270$  sec
- IV Data collection,  $t_4 \leq 280$  sec
- V Set velocity to 0 kph, take off vertical load,  $t_5 \leq 400$  sec

## 6 Data analysis procedure

### 6.1 Preprocessing

#### 6.1.1 Provide the measurement data

- Read in the measurement data from each measurement file (no filtering)
- Remove the constant offset of the vertical and longitudinal force (subtraction of the calculated average value for the whole measurement from the signals)

#### 6.1.2 Extract cleat crossings

- For each cleat crossing find the first measuring point at which the vertical force is higher than the trigger value (300 N or other suitable value)
- This measuring point represents the centre of the analysis window in time domain for the vertical force **and** longitudinal force (as shown in figure 2)
- The total width of analysis window is dependent on the velocity and
  - equal to  $\frac{1}{2}$  of the time for **one** drum revolution at 30 kph
  - equal to  $\frac{2}{3}$  of the time for **one** drum revolution at 90 kph
- Select at least 40 cleat crossings for the analysis

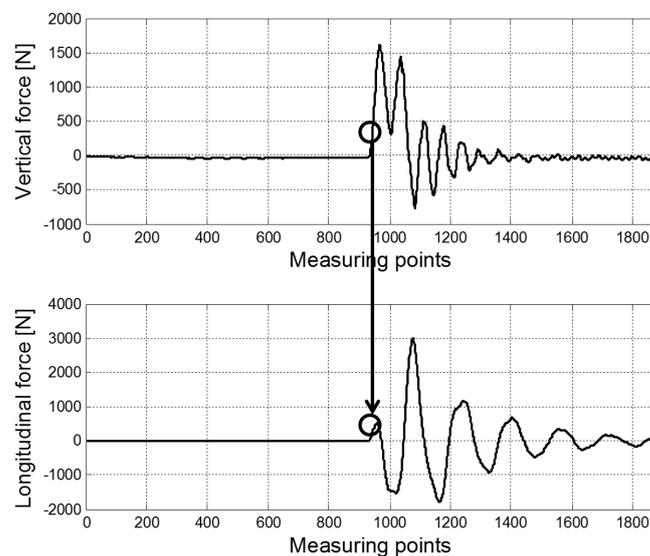


Figure 2: Extract the cleat crossings

## 6.2 Spectrum calculation

- Calculation of the frequency spectrum for each cleat crossing by using the algorithm of Fast Fourier Transformation (FFT)
- Use the Hann-Window for windowing
- Number of samples:  $2^{14}$  (fill up missing values with "0")
- Correction of the real valued amplitudes by factor 2 due to the Hann-Window
- Average all frequency spectra of the several cleat crossings

## 6.3 Parameter calculation

### 6.3.1 Definition of the frequency range

#### Analysis of the longitudinal force at 30 kph

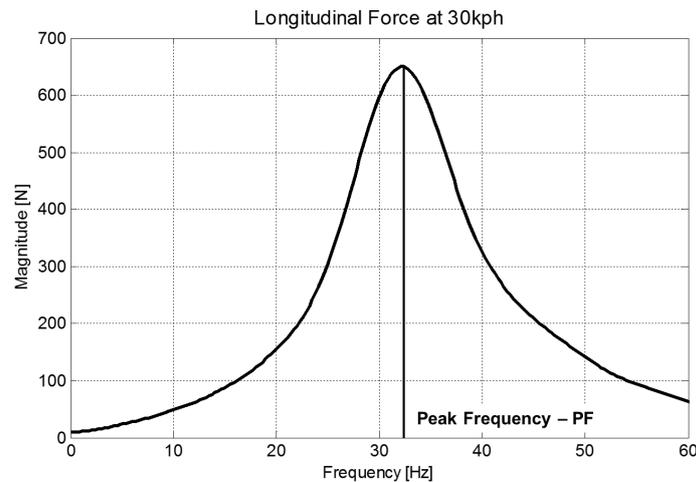
- Lower bound  $f_{1,long}$ : use the first frequency higher than 20 Hz
- Upper bound  $f_{2,long}$ : use the first frequency higher than 50 Hz

#### Analysis of the vertical force at 90 kph

- Lower bound  $f_{1,vert}$ : use the first frequency higher than 40 Hz
- Upper bound  $f_{2,vert}$ : use the first frequency higher than 120 Hz

### 6.3.2 Parameter "Peak Frequency" (PF)

- Fit a third degree polynomial within the range of  $\pm 2$  Hz for longitudinal force at 30 kph and  $\pm 5$  Hz for the vertical force at 90 kph around the highest calculated magnitude of the frequency spectrum using the method of least squares (e.g. command "polyfit" in MATLAB)
- Calculate the root of first derivation of the polynomial within the respective frequency range to get the parameter "Peak Frequency"
- See figure 3 for an illustration using the example of longitudinal force at 30kph



**Figure 3:** Parameter "Peak Frequency" (PF)

### 6.3.3 Parameter "Center of Gravity" (CoG)

- Calculation of the center of gravity within the respective frequency range (see chapter 6.3.1) corresponding to the following calculation rule:

$$CoG = \frac{\sum_{i=f_1}^{f_2} A_i \cdot f_i}{\sum_{i=f_1}^{f_2} A_i}$$

$A$  Magnitude values of the frequency spectrum  
 $f$  Frequency values

- See figure 4 for an illustration using the example of longitudinal force at 30 kph

### 6.3.4 Parameter "Peak Shape Factor" (PSF)

- Calculation of the parameter PSF corresponds to the damping ratio from half-power width according to the following calculation rule:

$$PSF = \frac{f_{2,PSF} - f_{1,PSF}}{2 \cdot PF}$$

$f_{2,PSF}$  upper frequency value at  $\frac{M_{max}}{\sqrt{2}}$   
 $f_{1,PSF}$  lower frequency value at  $\frac{M_{max}}{\sqrt{2}}$   
 $PF$  parameter "Peak Frequency"

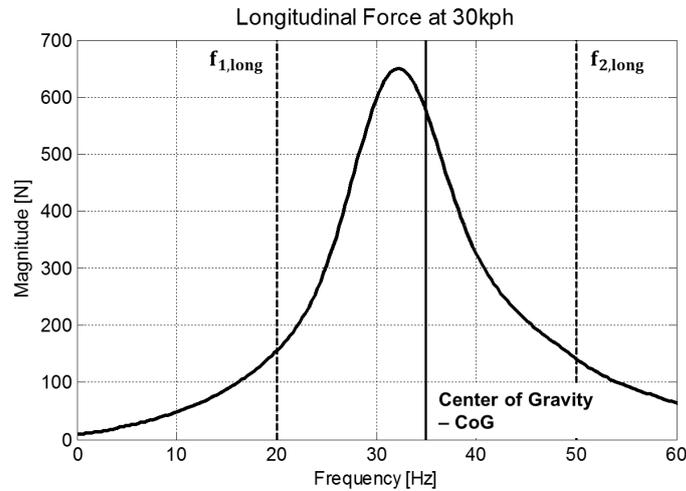


Figure 4: Parameter "Center of Gravity" (CoG)

- Use linear interpolation to get the exact frequencies  $f_{1,PSF}$  and  $f_{2,PSF}$  corresponding to the following calculation rule:

$$x = \frac{(f(x) - f_0)}{(f_1 - f_0)} \cdot (x_1 - x_0) + x_0$$

$f(x)$	calculated magnitude at "Peak Frequency"
$x$	exact frequency at $f(x)$
$f_1, f_0$	calculated magnitudes next to $f(x)$
$x_1, x_0$	to $f_1$ and $f_0$ associated frequencies

- See figure 5 for an illustration using the example of longitudinal force at 30kph

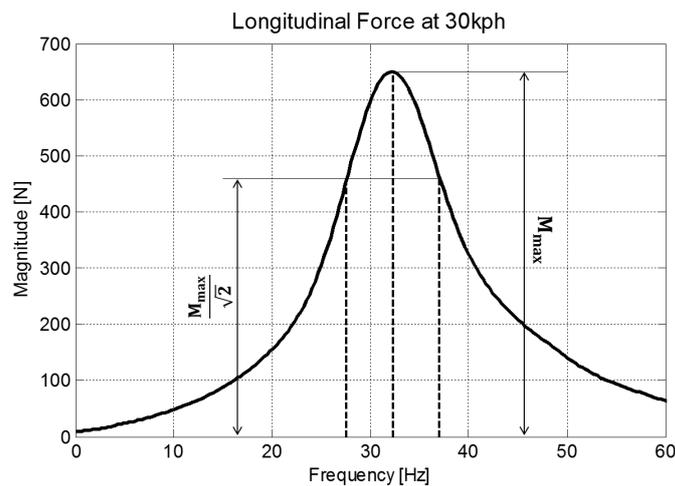


Figure 5: Parameter "Peak Shape Factor" (PSF)

## 6.4 Result calculation

- Calculation of the differences between the parameters PF and CoG for different pressures (compare to chapter 5)

$$- \Delta f_1 = parameter(PF, CoG)_{pressure2} - parameter(PF, CoG)_{pressure1}$$

$$- \Delta f_2 = parameter(PF, CoG)_{pressure3} - parameter(PF, CoG)_{pressure2}$$

- Calculation of the mean value of parameter PSF over the three pressures

$$- PSF_{mw} = \frac{\sum_{i=1}^3 PSF_i}{3}$$

- Averaging of  $\Delta f_1$ ,  $\Delta f_2$  and  $\emptyset PSF$  over all single tyres of the subject tyre

$$- \emptyset[\Delta f_1(PF, CoG)] \text{ and } \emptyset[\Delta f_2(PF, CoG)]$$

$$- \emptyset PSF$$

- Calculation of the difference between the maximal and minimal value of  $\Delta f_1$ ,  $\Delta f_2$  and  $\emptyset PSF$  of all single tyres of the subject tyre

$$- diff_{f_{1/2}}(PF, CoG)$$

$$- diff_{PSF}$$

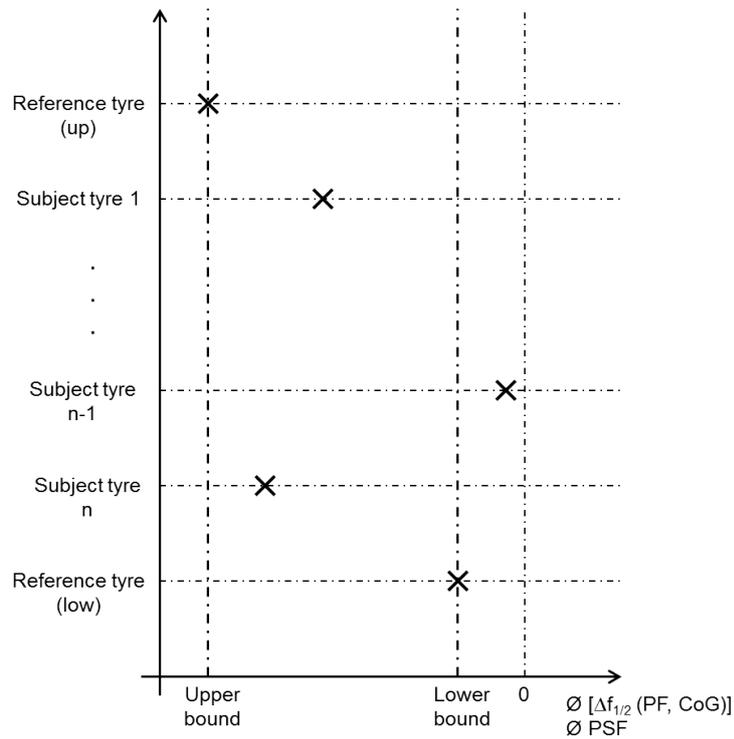
## 7 Comparison with reference tyres

### 7.1 General

For each evaluation of a certain subject tyre the reference tyres defined by AUDI AG has to be tested as well corresponding to the test procedure. The calculated parameters of the subject tyre and the reference tyres will be compared graphical according to figure 6 (see chapter 7.2). Additionally, all calculated numerical values have to be provided in tables according table 2 to table 4 (see chapter 7.3).

### 7.2 Comparison – graphical

- Presentation of the values  $\emptyset[\Delta f_1(PF, CoG)]$ ,  $\emptyset[\Delta f_2(PF, CoG)]$  and  $\emptyset PSF$  for the longitudinal force at 30 kph only corresponding to figure 6



**Figure 6:** Graphical results

- In total 5 figures
- See table 1 for an overview of the required figures

**Table 1:** Overview of the required figures

30 kph/longitudinal force	Deflation Step 1	Deflation Step 2
PF	×	×
CoG	×	×
PSF		×

### 7.3 Comparison – numerical

**Table 2:** Numerical results for deflation step 1

		Reference tyre up		Subject tyre 1		...	Reference tyre low	
		$\emptyset\Delta f_1$	diff <sub>1</sub>	$\emptyset\Delta f_1$	diff <sub>1</sub>	...	$\emptyset\Delta f_1$	diff <sub>1</sub>
F <sub>x</sub>	PF, 30 kph							
	CoG, 30 kph							
F <sub>z</sub>	PF, 90 kph							
	CoG, 90 kph							

**Table 3:** Numerical results for deflation step 2

		Reference tyre up		Subject tyre 1		...	Reference tyre low	
		$\emptyset\Delta f_2$	diff <sub>2</sub>	$\emptyset\Delta f_2$	diff <sub>2</sub>	...	$\emptyset\Delta f_2$	diff <sub>2</sub>
F <sub>x</sub>	PF, 30 kph							
	CoG, 30 kph							
F <sub>z</sub>	PF, 90 kph							
	CoG, 90 kph							

**Table 4:** Numerical results for "Peak Shape Factor" (PSF)

	Reference tyre up		Subject tyre 1		...	Reference tyre low	
	$\emptyset\text{PSF}$	diff <sub>PSF</sub>	$\emptyset\text{PSF}$	diff <sub>PSF</sub>	...	$\emptyset\text{PSF}$	diff <sub>PSF</sub>
F <sub>x</sub> , 30 kph							
F <sub>z</sub> , 90 kph							

# Part II

## Tyre roll radius behaviour

### 1 Scope

The test procedure described in the following serves to pre-selection of passenger car tyres regarding their compatibility to iTPMS. It is valid only for passenger car tyres. Results of the test procedure do not give any indication to other tyre requirements.

*Copyright/Source: DunlopTech*

### 2 Terms and definitions

For the purposes of this part of the document the following terms and definitions apply.

#### 2.1 Roll radius behaviour

The roll radius behaviour of the tyre describes the change of tyre roll radius behaviour dependent on inflation pressure, load and velocity.

#### 2.2 Subject tyre

The subject tyre is the tyre which properties have to be evaluated regarding iTPMS. It is recommended to test at least two single tyres for each subject tyre.

#### 2.3 Reference tyre

The reference tyre defines the borderline of iTPMS-compatibility. Each subject tyre has to be compared to the reference tyre regarding the roll radius behaviour. It is recommended to test at least two single tyres for each reference tyre.

### 3 Test equipment

#### 3.1 Drum specifications

##### 3.1.1 Diameter

The test rig should have a cylindrical drum with a standard diameter of 1.7 m or 2.0 m. If other drum diameters are used recheck first with the AUDI AG responsible (I/EF-22).

### 3.1.2 Surface

The surface of the drum should be smooth, clean steel.

### 3.1.3 Width

The width of the drum surface have to be exceed the test tyre contact patch.

## 3.2 Measuring rim

The tyre have to be mounted on a rim with a rim size according to vehicle development project.

## 3.3 Control accuracies of load, velocity and inflation pressure

- Load:  $\Delta\text{Load}_{max} = \pm 100 \text{ N}$
- Velocity:  $\Delta\text{Velocity}_{max} = \pm 0.5 \text{ kph}$
- pressure:  $\Delta\text{Pressure}_{max} = \pm 1 \text{ kPa}$

## 3.4 Thermal environment

The reference ambient temperature in the machine room should be within a range of 20 °C - 35 °C.

During the test the reference ambient temperature should be constant ( $\pm 1 \text{ °C}$ ).

# 4 Test conditions

## 4.1 Tyre storage

The tyres to be tested have to be stored in the machine room for at least 8 hours.

## 4.2 Measurements

- Tyre rotational speed  $n_t / \frac{1}{\text{min}}$
- Drum rotational speed  $n_d / \frac{1}{\text{min}}$

**Both speeds have to be recorded simultaneously in one data file with the same time scale so that any instantaneous drum speed value can be exactly matched with a tyre speed value.**

## 4.3 Sampling rate

The sampling rate to record the measurements should be be as high as possible with the given test equipment.

#### 4.4 Test speeds

The drum speeds for the tyre evaluation are 40, 80, 120, 160 kph.

*It is possible to use different speeds if a speed range according to test speeds is roughly covered.*

#### 4.5 Test loads

The test loads are 200, 400 and 600 kg ( $\cong$  1.962, 3.924, 5.886 kN).

*It is possible to use different loads if a load range according to test loads is roughly covered.*

#### 4.6 Tyre inflation pressures

The test includes in total three fixed inflation pressures (project independent): 3.10 bar, 2.50 bar and 2.0 bar.

**NOTE: The combined condition between heavy load and lowest tyre pressure may cause tyre failure. If the load condition is above the maximum load for the pressure, use the maximum permitted load for the speed and inflation condition instead.**

## 5 Test procedure for each tyre individual

### 5.1 Warm up, conditioning

*Before the measurement, run the tyre to force it to go through initial tyre growth and warm up as described in the following:*

- Tyre pressure: 3.10 bar
- Vertical load: 400 kg ( $\cong$  3.924 kN)
- Drum speed: 160 kph
- Time for warm up: 15 minutes
- Reset the inflation pressure after warm up to 3.10 bar

## 5.2 Test procedure step sequence

The procedure is divided into 3 inflation pressures, 3 loads and 4 speeds. Pauses between the warm up and the test runs and the different test runs should be as short as possible to prevent the tyre from cooling down too much. If a pause exceeds 15-20 minutes, the warm up procedure should be repeated before continuing with the test procedure.

### 3.10 bar, medium load (400 kg / 3.924 kN)

- Recheck the correct inflation pressure (after 1 minute) and the vertical load
- Start data collection and run the drum at 40 kph for 40 drum revolutions
- Accelerate to 80 kph and run another 40 drum revolutions
- Accelerate to 120 kph and run another 40 drum revolutions
- Accelerate to 160 kph and run another 40 drum revolutions

### 2.50 bar, light load (200 kg / 1.962 kN)

- Recheck the correct inflation pressure (after 1 minute) and the vertical load
- Start data collection and run the drum only at 120 kph for 40 drum revolutions

### 2.50 bar, medium load (400 kg / 3.924 kN)

- Start data collection and run the drum at 40 kph for at least 40 drum revolutions
- Accelerate to 80 kph and run another 40 drum revolutions
- Accelerate to 120 kph and run another 40 drum revolutions
- Accelerate to 160kph and run another 40 drum revolutions

### 2.50 bar, heavy load (600 kg / 5.886 kN)

- Start data collection and run the drum only at 120 kph for 40 drum revolutions

### 2.00 bar, medium load (400 kg / 3.924 kN)

- Recheck the correct inflation pressure (after 1 minute) and the vertical load
- Start data collection and run the drum at 40 kph for 40 drum revolutions
- Accelerate to 80 kph and run another 40 drum revolutions
- Accelerate to 120 kph and run another 40 drum revolutions
- Accelerate to 160 kph and run another 40 drum revolutions

## 6 Data analysis procedure

### 6.1 Parameter calculation

- To calculate the "Dynamic Loaded Radius" (DLR) of the tyre use the following calculation rule:

$$DLR = r \cdot \frac{n_d}{n_t}$$

*DLR* Dynamic Loaded Radius [mm]  
*r* Drum radius [mm]  
*n<sub>d</sub>* Drum rotational speed [1/min]  
*n<sub>t</sub>* Tyre rotational speed [1/min]

- Calculate one DLR per measurement (in total 14 values)

### 6.2 Result calculation

#### 6.2.1 Pressure dependency

- Calculation of the differences between the DLR for different pressures (compare to the test procedure) at medium load (400 kg) and for each velocity

$$- \Delta DLR_1 = DLR_{pressure2} - DLR_{pressure1}$$

$$- \Delta DLR_2 = DLR_{pressure3} - DLR_{pressure2}$$

- See table 1 for an overview of the required calculations

**Table 1:** DLR pressure dependent

Load: 400 kg	40 kph	80 kph	120 kph	160 kph
$\Delta DLR_1$	×	×	×	×
$\Delta DLR_2$	×	×	×	×

#### 6.2.2 Load dependency

- Calculation of the DLR for each load at 2.50 bar
- See table 2 for an overview of the required calculations

**Table 2:** DLR load dependent

2.50 bar	200 kg	400 kg	600 kg
<i>DLR</i>	×	×	×

## 7 Comparison with reference tyres

### 7.1 General

For each evaluation of a certain subject tyre the reference tyre defined by AUDI AG has to be tested as well corresponding to the test procedure. The calculated parameters of the subject tyre and the reference tyres will be compared graphical according to figure 1 and figure 2. Additionally, all calculated numerical values have to be provided in tables according to table 3 and table 4.

### 7.2 Comparison – graphical

#### 7.2.1 Pressure dependency

- Presentation of the mean values  $\bar{\Delta DLR}_1$  and  $\bar{\Delta DLR}_2$  over all single tyres of the subject tyre corresponding to figure 1
- In total 2 figures

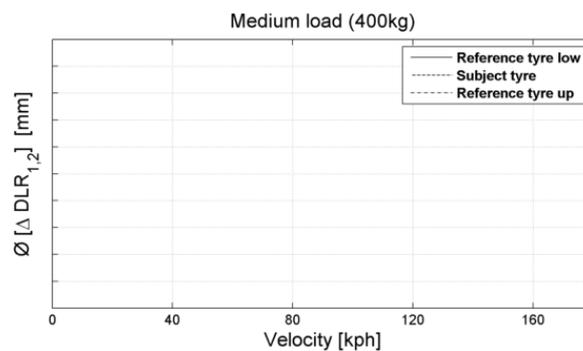


Figure 1: Pressure dependency

#### 7.2.2 Load dependency

- Presentation of the mean values  $\bar{DLR}$  over all single tyres of the subject tyre corresponding to figure 2
- In total 1 figure

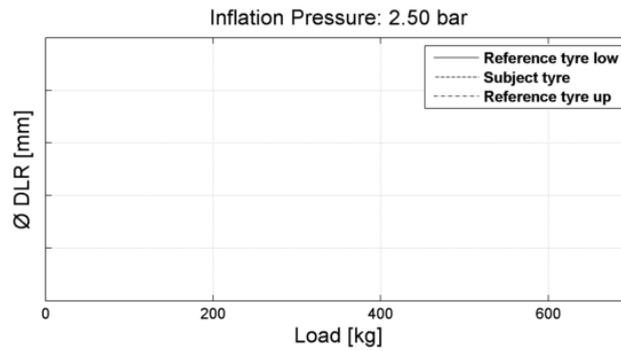


Figure 2: Load dependency

### 7.3 Comparison – numerical

Table 3: Numerical results for pressure dependency

	Reference tyre up	Subject tyre 1	...	Reference tyre low
	$\varnothing[\Delta DLR_{1,2}]$	$\varnothing[\Delta DLR_{1,2}]$	...	$\varnothing[\Delta DLR_{1,2}]$
40 kph				
80 kph				
120 kph				
160 kph				

Table 4: Numerical results for load dependency

	Reference tyre up	Subject tyre 1	...	Reference tyre low
	$\varnothing DLR$	$\varnothing DLR$	...	$\varnothing DLR$
200 kg				
400 kg				
600 kg				





