

**Untersuchung des Schwingungsverhaltens der Einheit
Reifen, Rad, Radführung im komfortrelevanten
Schwingungsbereich**

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

angenommene
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Rene Armbruster
aus Ilvesheim

Tag der mündlichen Prüfung:	31.05.2024
Hauptreferent:	Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Kurzfassung

Untersuchung des Schwingungsverhaltens der Einheit Reifen, Rad, Radführung im komfortrelevanten Schwin- gungsbereich

In dieser Arbeit wird ein neuer Ansatz beschrieben, wie das Schwingungsverhalten von Reifen gekoppelt an Radführungen durch Versuche analysiert werden kann. Dieser neue Ansatz gliedert sich in einen ganzheitlich beschriebenen Prozess zur Erstellung eines FE-Reifenmodells zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von 1 bis 250 Hz ein. Dabei werden zunächst Vorversuche zur Analyse des Projektreifens vorgestellt. Dies geht vom einfachen Wiegen bis hin zu hochgenauen CT-Vermessungen des Reifens. Es werden auch FE-Modelle der Prüfstruktur wie z. B. Komponentenprüfstände beschrieben, um die Robustheit und Leistungsfähigkeit von FE-Modellen zu zeigen und die wichtigsten Herausforderungen bezüglich FE-Modellierung herauszuarbeiten.

Mit umfangreichen Daten aus Vorversuchen wird ein FE-Reifenmodell aufwendig parametrisiert, um es so robust wie möglich gegen Änderungen der Randbedingungen zu gestalten. Dieses FE-Reifenmodell gilt als Grundlage für die finalen Versuche am rollenden Rad, während derer sowohl in der Simulation als auch im Versuch der Reifen an eine artifizielle Radführung gekoppelt wird, um den Einfluss von Variationen der Radführung auf die Frequenzlagen von Schwingformen des Reifens untersuchen zu können.

Abstract

Investigation of the vibration behavior of the unit tyre, wheel, suspension in the comfort relevant frequency range

In this thesis a new approach for analyzing the vibration behavior of tyres coupled to different suspensions is described. This new approach is integrated into a holistically described process for creating a FE-tyre (Finite Elements) model to investigate the vibration behavior from 1 to 250 Hz. Preliminary tests to analyze the tyre are first presented. This ranges from simple weighing to high-precision CT (Computer Tomograph) measurements of the tyre. FE models of the test structure, such as component test rigs, are also described and realized in the FE environment in order to demonstrate the robustness and performance of the generated FE models and to point out crucial steps in FE modelling.

An FE tyre model is then parameterized with the data obtained from preliminary tests in order to obtain a robust FE tyre model as the basis for the final tests on the rolling tyre. For this purpose, this elaborately parameterized FE tyre model is coupled to an artificial, elastic suspension both in the test and in the simulation in order to be able to investigate the influence of suspension parameters on the frequencies of the tyre vibration modes.

Danksagung

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik (LFF). Für die Möglichkeit Versuchs-, Berechnungs- und Vertriebsingenieur in einer Person zu sein, bin ich sehr dankbar. Es hat mir sehr gut geholfen meine Stärken weiterzuentwickeln und Verständnis für die Zusammenarbeit in einem Konzern zu erlangen, wo diese Funktionen organisatorisch getrennt sind.

Als erstes möchte ich Herrn Dr. Frey für seine Art danken, wie er seinen Lehrauftrag als akademischer Rat lebt und viele Studenten, wie mich, für die Fahrzeugtechnik begeistert. Während meiner Zeit als Hiwi und auch als Mitarbeiter am Institut brachte er sich stets mit wertvollen Anregungen ein. Dem zeitlichen Verlauf am Institut folgend, danke ich Herrn Dr. Unrau, der schon meine Diplomarbeit mit sehr viel Rat und Tat betreute und den ich während meiner Zeit am Institut stets als sehr motivierenden und angenehmen Gruppenleiter empfand. Auch das Gelingen dieser Arbeit hat er maßgeblich beeinflusst. Dann würde ich gerne Herrn Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop danken, der sich für das Korreferat dieser Arbeit begeistern ließ. Den zahlreichen Studenten, welchen ich bei deren Abschlussarbeit durch Betreuung helfen durfte, danke ich für deren menschliche Einflüsse. Ich konnte im Umgang mit Studenten viel lernen, was die sinnvolle Gestaltung von Teamarbeit betrifft. Besonders möchte ich mich bei meinem langjährigen Hiwi Uli Hörrmann bedanken, der mich über eine lange Phase während der Dissertation unterstützt hat und mit mir zusammen, aber auch allein, einige „harte Nüsse“ bei der Entstehung des Reifenmodells und im Umgang mit Abaqus geknackt hat.

Mit den Kollegen am Institut (FAST und KIT) zu meiner Zeit dort hatte ich ganz besonders Glück. 1000 Dank an Andreas, Ben, Bernd,

Eva, Felix, Frank, Günther, Gregor, Johannes, Julian, Kerstin, Lisa, Lorenz, Markus, Matthias (B., G., P., S.), Michael, Patrick, Rieke, Thomas, Till und Urs für die gemeinsamen Jahre, bei der nicht nur Teamarbeit wirklich gelebt wurde, sondern auch für eine umfangreiche gemeinsame Freizeitgestaltung gesorgt war, was wir größtenteils auch über die Zeit am KIT hinaus aufrechterhalten konnten.

Herrn Professor Gauterin danke ich für das Vertrauen, mich als Doktorand angenommen zu haben und die Betreuung der Arbeit. Es war immer sehr interessant Ergebnisse zu diskutieren und das weitere Vorgehen zu planen.

Zum Schluss das Wichtigste. Ich danke meiner Familie von ganzem Herzen, die mir viel Zeit für die Ausarbeitung der Dissertation gelassen hat. Meinen Eltern bin ich äußerst dankbar für die außergewöhnliche Basis und Unterstützung für meinen Werdegang und die wertvollen Diskussionen und Ratschläge, welche mich bis heute prägen und auch weiterhin sehr wichtig für mich sind.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	iii
Danksagung	v
Inhaltsverzeichnis	vii
1 Einleitung	1
1.1 Motivation der Arbeit.....	4
1.2 Zielsetzung der Arbeit	5
1.3 Gliederung der Arbeit	7
2 Stand der Wissenschaft und der Technik	9
2.1 Ziele der Reifenentwicklung aus Sicht der Fahrzeughersteller	10
2.2 Forschungsprojekte zum Schwingungsverhalten von Reifen	14
2.3 Forschungsprojekte zur Interaktion von Rad und Radführungssystemen.....	26
2.4 Abgrenzung der Arbeit zu durchgeführten Untersuchungen	29
2.5 Zielsetzung der Arbeit und methodische Vorgehensweise	31
3 Grundlagen, Methoden und Versuch	33
3.1 Innentrommelprüfstand mit Kraftschlussradführung	33

3.2	Ergänzung des Innentrommelprüfstandes durch die elastische Radführung	35
3.3	Simulation der elastischen Radführung.....	42
3.4	Erzeugung der Modalen Matrix aus der numerischen Modalanalyse	55
3.5	Erzeugung der Modalen Matrix aus der experimentellen Modalanalyse.....	57
3.6	Neues Verfahren zur Bestimmung der Reifenschwingformen.....	58
3.7	Absicherung der Reproduzierbarkeit während der Versuchsreihen	65
3.8	Bestimmung des Frequenzbereiches	66
3.9	Anregung zur Betriebsschwinganalyse.....	67
3.10	Versuchsdurchführung.....	69
3.11	Auswertung der Versuchsdaten	70
3.12	Benennung der Schwingformen	86
4	Auswertung und Diskussion der Ergebnisse.....	96
4.1	Definition Grundzustand	96
4.2	Vergleich der Reifenschwingformen unter Variation der Impedanz der Anbindung	96
4.3	Variation des Luftdruckes und der Radlast an der Kraftschlussradführung	100
4.4	Variation des Luftdruckes an der elastischen Radführung.....	102
4.5	Variation der Geschwindigkeit	105
4.6	Variation der Steifigkeit	112

4.7	Variation der Raderhebungskurve.....	115
4.8	Messung zur Reproduzierbarkeit.....	117
4.9	Fazit zu den Versuchen	119
5	FE-Rollgeräusch-Reifenmodell.....	121
5.1	Grundlagen zum Aufbau von FE-Reifenrollgeräuschmodellen.....	121
5.2	Aufbau des FE-Reifenmodells	125
5.3	Sensitivitätsanalyse der Materialdaten des Reifens	135
5.4	Optimierung des FE-Reifenmodells durch Variation der Materialdaten	137
5.5	Variation der Eingangsimpedanz in Versuch und Simulation	147
5.6	Variation der Geschwindigkeit	151
5.7	Variation der Längssteifigkeit.....	153
5.8	Variation der Quersteifigkeit.....	154
5.9	Variation der Raderhebungskurve.....	155
5.10	Fazit zur Simulation.....	156
6	Zusammenfassung.....	162
7	Ausblick.....	164
	Literaturverzeichnis	165
	Abbildungsverzeichnis.....	179
	Abkürzungsverzeichnis	184
	Anhang	185

1 Einleitung

Automobilhersteller entwickeln 25 % bis 40 % der Bauteile beziehungsweise Baugruppen eines Fahrzeuges selbst [Dud 14]. Automobilhersteller sind also abhängig von Zulieferern und müssen die Qualität der Bauteile während der Entwicklung und auch in der Serie mit geeigneten Methoden und Messmitteln absichern. Da die Anforderungen an Fahrzeuge bezüglich des Komforts und der Emissionen (Co₂, NoX, Lärm und Partikeln) immer strenger und spezieller werden, werden auch immer genauere Messmittel und Methoden benötigt, um die Anforderungen an Zulieferteile zu kommunizieren und zu prüfen. Dabei wird die Objektivierung der geforderten Eigenschaften in Form von messbaren Parametern zur Kommunikation seit vielen Jahren immer intensiver angestrebt. Subjektive Urteile von Testfahrern und Probanden, um den Grad der Erfüllung einer Eigenschaft abzusichern, sollen immer mehr durch objektive Kenngrößen unterstützt werden. In der Reifenentwicklung bedeutet dies, dass Informationen, welche bisher von Testfahrern generiert werden, von Sensoren am Fahrzeug oder durch Prüfstände gemessen oder aus Simulationen generiert werden sollen. Testfahrer werden jedoch auch in ferner Zukunft für die Entwicklung von Fahrzeugen unverzichtbar bleiben, da die umfangreiche Wahrnehmung eines Menschen in absehbarer Zeit durch kein noch so komplexes Zusammenspiel von Sensoren ersetzt werden kann. Dies gilt vor allem, wenn die stimmige Charakteristik von Komplettfahrzeugen und nicht nur von Komponenten beurteilt wird.

In dieser Arbeit wird ein Verfahren basierend auf teilweise neuen Methoden vorgestellt, wie objektive Größen in der Reifenforschung und Vorentwicklung bezüglich des Abrollkomforts generiert werden können, um die Kommunikation zwischen Reifenherstellern und Fahrzeugherstellern zu erleichtern. Zum einen kann der

einzelne Einsatz der beschriebenen Methoden für sich einen Beitrag zur Kommunikation leisten. Des Weiteren lassen sich allgemeine Designregeln aus dem in dieser Arbeit vorgestellten Verfahren zur iterativen Optimierung des Abrollkomforts ableiten. Zwischen den Entwicklungsiterationen aus Design und Versuch validiert sich das Verfahren selbst und der Forscher oder Entwickler erhält ein Gefühl für die Robustheit des Verfahrens und den erreichbaren Erfüllungsgrad der Forschungs- bzw. Entwicklungsziele.

Durch die Umsetzung dieser Optimierung kann auch eine Reduktion des Reifengeräusches (oberhalb des in dieser Arbeit betrachteten Frequenzbereiches ab 800 Hz) erreicht werden. Der Einsatz von geräuschoptimierten Reifen reduziert wiederum Verkehrslärm, welcher eine der großen gesellschaftlichen Herausforderungen unserer Zeit darstellt. Lärm gilt als flächendeckendes Umweltproblem und ist ein Faktor für den Anstieg der Herz-Kreislauf-Krankheiten [Bre 13]. Der volkswirtschaftliche Schaden von Lärm in der EU wird auf 40 Mrd. Euro pro Jahr geschätzt. 90% davon entfallen auf den Straßenverkehr. Daher werden immer strengere Richtlinien und Gesetze verabschiedet, um Anwohner von Hauptverkehrsstraßen vor Verkehrslärm zu schützen [BIG 13] [EU 05].

Fahrzeughersteller nutzen Komfort, Sportlichkeit und Design, um ihre Marke und die Baureihen untereinander abzugrenzen [Rie 08] [Hil 10] [Chi 12]. Als Mittel zur Abgrenzung von Komfort und Sportlichkeit gelten hauptsächlich die Abstimmung des Fahrwerkes, das Ansprechverhalten und der Klang des Antriebsstranges. Schwingungen und Geräusche, die durch das Abrollen des Reifens auf der Fahrbahn entstehen und durch das Fahrwerk oder die Lenkung in die Fahrgastzelle übertragen werden, gelten jedoch als störend und schränken die Möglichkeiten zur Abstimmung des Fahrzeuges ein. Abrollgeräusche sollen daher soweit möglich reduziert werden. Zusätzlich beeinflussen Schwingungen und Geräusche die Sicherheit,

da diese den Fahrer schneller ermüden lassen [Kad 12] [Hil 10]. Das Abrollgeräusch des Reifens rückt trotz sehr erfolgreicher Reduktionen der letzten Jahrzehnte immer weiter in den Fokus von Forschung und Entwicklung, denn die Geräuschentwicklung von anderen Lärmquellen wie Motor und Fahrtwind sind durch Motordämmung und Kapselung und den Einsatz von Windkanälen weitestgehend optimiert und treten durch den Übergang zur Elektromobilität weiter in den Hintergrund [Gau 94] [Fül 01] [Bri 07a] [Chi 12]. Ein entscheidender Nachteil in Bezug auf das Optimierungspotential des Abrollgeräusches ist die direkte Position des Reifens in der Wirkkette zur Kraftübertragung aller Antriebs-, Brems- und Seitenführungskräfte des Fahrzeugs auf die Fahrbahn. Eine Isolation der Schwingungen durch weiche Lager wie am Motor ist im Fall des Reifens nur sehr eingeschränkt möglich, da das Fahrverhalten durch weiche Lenkerlager im Fahrwerk zu stark beeinflusst würde. Mit steigendem Anteil von elektrifizierten Fahrzeugen dominiert das Rollgeräusch des Reifens den Komfort und die Lärmemissionen eines PKWs im Betrieb noch stärker. Elektromotoren sind im Betrieb bis zu 20 dB(A) ruhiger als Verbrennungskraftmaschinen, beziehungsweise weisen Elektromotoren eine hochfrequente Schwingungsanregung auf, welche die Rollgeräusche des Reifens nicht maskieren [Tsc 14].

Funktionen wie Notlaufeigenschaften von Reifen als Ersatz von Reserverädern werden von einigen Fahrzeugherstellern verlangt. Die Trends zu Niederquerschnittsreifen für schöneres Design, Fülldruckerhöhung zur Kompensation höherer Radlasten und weniger Dämpfung in den Gummimischungen zur Rollwiderstandsreduzierung stehen in der Reifenentwicklung in direktem Zielkonflikt zur Optimierung des Abrollkomforts [Hil 07]. Zeller [Zel 12] beschreibt das Bestreben der Automobilhersteller, auch das Fahrwerk hinsichtlich des Gewichtes zu optimieren und steifere und leichtere Radführungen einzusetzen. Dies begünstigt jedoch die Übertragung der Schwingungen des Reifens über das steifere Fahrwerk in

die Karosserie. Um den beschriebenen neuen und bestehenden Anforderungen an Reifen und Fahrwerken zu begegnen, benötigt die Reifen- und Fahrwerksentwicklung Werkzeuge, die es ermöglichen, die Reifen-Fahrwerkinteraktion so früh wie möglich in der Entwicklungsphase hinsichtlich des Schwingungsverhaltens beurteilen zu können. Die Werkzeuge und Methoden sollten es ermöglichen, objektiv Aussagen für den Gesamtfahrzeugkomfort und die Geräuschemission machen zu können.

1.1 Motivation der Arbeit

Das Schwingungsverhalten von Reifen wird in Forschung und Entwicklung, wie in Kapitel 2 beschrieben, hauptsächlich an starren Radführungen untersucht. Auf diese Weise kann der Reifen isoliert betrachtet werden und keine störenden Einflüsse der Radführung verfälschen die Messergebnisse. Ergebnisse aus Messungen mit starren Radführungen eignen sich des Weiteren sehr gut, um Reifenmodelle zu validieren, da eine starre Radführung in der Simulation einfach dargestellt werden kann. Die Fahrkomfortbeurteilung des Gesamtfahrzeugs in Versuch und Simulation anhand des übertragenen Geräuschpegels zeigt jedoch keine ausreichende Übereinstimmung, was Bella [Bell 10] auf die Reifenmodelle zurückführt. Eine Ursache für die unzureichende Genauigkeit von Reifenmodellen kann die unterschiedliche Anbindung des Rades während des Versuches zur Parametrierung des Reifenmodells und der Validierung am Gesamtfahrzeug sein.

In dieser Arbeit soll daher auch untersucht werden, ob es im Hinblick auf das Gesamtfahrzeug zielführend ist, das Schwingungsverhalten von Reifen mit starren Radführungen zu untersuchen. Es ist ein hoher Aufwand, ein Reifenmodell durch Versuche an Reifenprüfständen unter Randbedingungen wie am Fahrzeug zu validieren. Jedoch können so die Effekte des nichtlinearen Verhaltens des

Reifens eingehender untersucht und Rückschlüsse auf die Materialien bzw. Vorprodukte genauer eingegrenzt werden. Es soll geklärt werden, inwieweit eine Anbindung des Reifens am Prüfstand mit Freiheitsgraden ähnlich derer am Fahrzeug unterschiedliche Ergebnisse im Vergleich zu Versuchen mit starren Radführungen hervorbringt. Es wird vermutet, dass sich aus den Freiheitsgraden in bestimmten Frequenzbereichen größere Amplituden der Schwingungen ergeben und somit ein anderer Materialzustand des nicht-linearen Werkstoffes Gummi einstellt. Dieser veränderte Materialzustand ruft wiederum andere Schwingungseigenschaften hervor, was sich auf die Frequenzlage der Reifeneigenschwingungen auswirkt. Es wird weiterhin untersucht, wie stark sich Variationen der Steifigkeiten bzw. in Verbindung mit den angebundenen Massen und Dämpfungen die mechanischen Impedanzen, in den Freiheitsgraden der Radführung auswirken. Diese Untersuchungen geben eine Möglichkeit zu beurteilen, in welchen Grenzen Schwankungen der Steifigkeit von Lenkerlagern am Serienfahrzeug tolerierbar sind. Andererseits kann beurteilt werden, wie robust die Gültigkeit der Reifenmodelle bei unterschiedlichen Randbedingungen ist.

1.2 Zielsetzung der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist die Konzeption einer Radführung mit Freiheitsgraden, die es erlaubt, Reifen unter Laborbedingungen an einem Innentrommelprüfstand mit Randbedingungen ähnlich wie am Fahrzeug zu untersuchen. Dabei soll besonderes Augenmerk auf Reproduzierbarkeit gelegt werden, indem zum Aufbau der Radführung soweit möglich nur Materialien mit linearem Verhalten eingesetzt werden. Mit der neuen Radführung sollen Versuche durchgeführt werden, um den Einfluss verschiedener Parameter auf das Schwingungsverhalten im komfortrelevanten Bereich quantifizieren zu können.

Die Bestimmung der einzelnen Schwingformen des Reifens ist aufgrund der hohen Modendichte nicht trivial. Bei Messungen mit einer realen Radführung kommen die Schwingformen der Radführung hinzu, was die Bestimmung der Reifenschwingformen weiter erschwert. Daher sollen neue Methoden entwickelt werden, welche es erlauben, die Schwingformen des Reifens und der Radführung reproduzierbar bestimmen zu können. Eine Modalanalyse der Radführung, deren Ergebnisse genutzt werden, um die Genauigkeit des FE-Modells zu optimieren, spielt dabei eine Hauptrolle. Der Einsatz ausschließlich linearer Werkstoffe für die neue Radführung ist eine weitere Voraussetzung zur Anwendung der Modalanalyse.

Mit der neuen Radführung und neuen Methoden zur Bestimmung der Schwingformen von Reifen und Fahrwerk ist es dann möglich, das Schwingungsverhalten von Reifen zusätzlich zu den bisher am Innentrommelprüfstand möglichen Versuchen an einer Kraftschlussradführung auch unter Randbedingungen ähnlich derer am Fahrzeug zu untersuchen. Die Auswirkungen auf Schwingformen, wenn Reifen an unterschiedlichen Fahrwerken eingesetzt werden, können dann am Prüfstand abgeschätzt werden, bevor Prototypen der Fahrwerke verfügbar sind. Somit können Zielkonflikte in der Entwicklung frühzeitig untersucht werden und Kopplungen kritischer Schwingformen von Reifen und Fahrwerk abgesichert werden.

Abschließend soll geprüft werden, in welcher Güte ein FE-Reifenmodell in einer kommerziellen Simulationsumgebung (Abaqus 6.14) die Versuchsergebnisse widerspiegeln kann. Hierzu soll ein Reifenmodell des Projektreifens sowohl an starre Randbedingungen, als auch an ein FE-Simulationsmodell der elastischen Radführung gekoppelt werden.

1.3 Gliederung der Arbeit

Die Motivation und die sich daraus ergebenden Ziele dieser Arbeit sind im ersten Kapitel beschrieben. In Kapitel zwei wird der Stand der Wissenschaft und Technik bezüglich des Schwingungsverhaltens von Reifen und Radführungen anhand von Literatur dargestellt. Dieses Kapitel wird von der Formulierung einer Arbeitshypothese und einer Beschreibung des weiteren Vorgehens abgeschlossen. Im dritten Kapitel werden die Prüfmittel, Methoden und Versuchsdurchführung vorgestellt, die im Rahmen dieser Arbeit eingesetzt werden. Zuerst wird der Innentrommelprüfstand des Institutes für Fahrzeugsystemtechnik beschrieben. Anschließend werden die Anforderungen der neuen Radführung mit variabler Eingangsimpedanz genannt und das Konzept der Konstruktion daraus abgeleitet. Es folgen die nötigen schwingungstechnischen Grundlagen, anhand derer die Datenerfassung, Auswertung und eine neue Methode zur Identifikation der Schwingformen des Systems aus Reifen und Radführung anhand von Reaktionskräften und Beschleunigungen beschrieben werden. Die Grundlagen werden hierbei, sofern möglich, so kurz wie möglich gehalten und an entsprechenden Stellen im Aufbau der Arbeit eingeführt. Dadurch werden Verweise auf ein separates Grundlagenkapitel vermieden, um den Lesefluss nicht zu stören. In Kapitel vier werden die Ergebnisse der Versuche beschrieben und diskutiert.

Kapitel fünf behandelt den Aufbau eines FE-Reifen-Rollgeräuschmodells, welches anhand von Informationen aus der Literatur aufgebaut und parametrisiert wurde. Hierzu ist es nötig, zu Beginn des Kapitels Grundlagen des Aufbaus von Reifen einzuführen. Dann werden Methoden beschrieben, wie Daten zur Parametrisierung des Modells zugänglich gemacht werden und wie das FE-Reifen-Rollgeräuschmodell daraus aufgebaut ist. Mit dem so entstandenen FE-Reifen-Rollgeräuschmodell wird eine Sensitivitätsanalyse der Materialdaten durchgeführt, um im Anschluss das Modell

so zu optimieren, dass die Ergebnisse der Simulation den Messdaten aus Kapitel vier weitestgehend entsprechen. Abgeschlossen wird die Arbeit durch eine Zusammenfassung und einen Ausblick für weitere Forschungsfragen, welche sich unter anderem auch aus dieser Arbeit ergeben.

2 Stand der Wissenschaft und der Technik

Reifen bilden das einzige Bindeglied des Fahrzeuges zur Fahrbahn. Die Längskräfte zum Beschleunigen und Bremsen, die Querkräfte zur Kurvenfahrt und die statischen und dynamischen Vertikalkräfte werden durch die Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn, dem Reifenlatsch, übertragen. Ein besonderes Augenmerk in der Reifenentwicklung liegt in der Übertragung dieser Kräfte bei unterschiedlichem Fahrbahnzustand wie trocken und nass. Bei Winter- und Allwetterreifen sollen zusätzlich auch bei Schnee und Eis ausreichend Kräfte übertragen werden, um die Fahrzeugstabilität zu gewährleisten. Weiterhin sind ökonomische Aspekte wie hohe Laufleistung und geringer Rollwiderstand Ziele des Entwicklungsprozesses. Spätestens seit der Einführung des Reifenlabels im Jahre 2012 [EU 09], welches Kennzahlen bezüglich des Rollwiderstandes, des Nassgriffes und des Abrollgeräusches des Reifens dem Kunden zugänglich macht, können ökologische Aspekte nicht nur bei der Erstausrüstung eines Fahrzeuges, sondern auch im Ersatzmarkt vom Kunden beachtet werden.

Das Abrollgeräusch wird laut Beckenbauer [Bec 08] und Bräunig [Brä 13] wesentlich von Strukturschwingungen des Reifens beeinflusst. Das Abrollgeräusch rückt bei den Fahrzeugherstellern jedoch erst in den Vordergrund, wenn zulassungsrelevante Zielwerte bei der Vorbeifahrt überschritten werden oder der Reifen auffällig bezüglich des Komfortverhaltens in der Fahrgastkabine ist. Das Komfortverhalten von Reifen wird in der Entwicklungsphase subjektiv in Fahrversuchen meist in Verbindung mit anderen Eigenschaften [Lei 09] [Gut 14] abgesichert. Gute Schwingungskomforteigenschaften werden hierbei von Fahrzeugherstellern vorausgesetzt.

Reifenhersteller untersuchen das Schwingungsverhalten von Reifen aus verschiedenen Motivationen. Aus dem Schwingungsverhalten können Rückschlüsse auf die Qualität und die Verarbeitung des Reifens zerstörungsfrei gewonnen werden. Jedoch unterliegen die Entwicklungsmethoden und vor allem alle Informationen, welche die Materialmischungen betreffen, besonderer Geheimhaltung, weshalb nur wenige Veröffentlichungen der Reifenhersteller zu diesem Thema vorliegen.

In diesem Kapitel werden zuerst Reifenprüfmethoden eines Fahrzeugherstellers vorgestellt. Dann werden Vorgehen und Ergebnisse aus veröffentlichten Forschungsprojekten zum Thema Schwingungsverhalten von Reifen mit und ohne Interaktion zu Radführungen beschrieben, um daraus die Zielsetzung und Hypothese dieser Arbeit abzuleiten.

2.1 Ziele der Reifenentwicklung aus Sicht der Fahrzeughersteller

Laut Leister [Lei 09] sind die wichtigsten Disziplinen in der Reifenentwicklung Laufleistung, Trocken- und Nassbremsen, Höchstgeschwindigkeit und Rollwiderstand. Diese Gebrauchseigenschaften können wie in Abbildung 1 dargestellt in wirtschaftliche und technologische Aspekte unterteilt werden und wurden im Zeitraum von beispielsweise 1975 bis 2000 erheblich verbessert. Gute schwingtechnische Reifeneigenschaften und das Rollgeräusch spielen eine untergeordnete Rolle, werden jedoch von Entwicklungsbeginn an spezifiziert und subjektiv durch Testfahrer geprüft. Eine typische Prüfliste für Reifen enthält rund 50 Parameter. Diese betreffen Sicherheit-, Komfort-, Handling-, und ökonomische Aspekte.

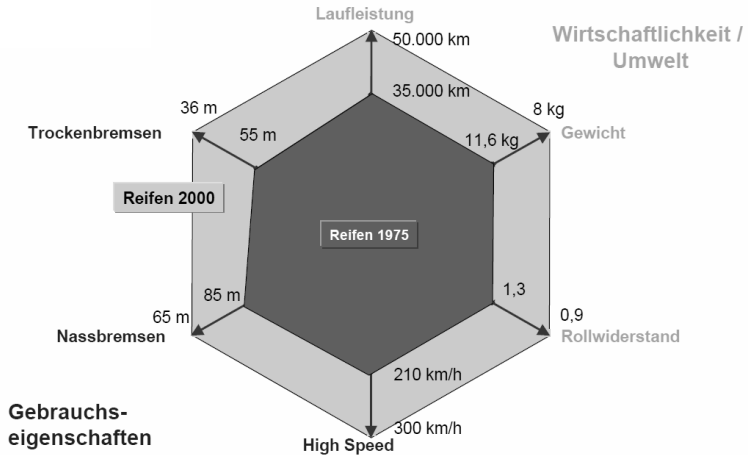


Abbildung 1: Entwicklung der wichtigsten Reifeneigenschaften von 1975 bis 2000 nach [Sae 06]

Als wichtigste Prüfung zum Komfort nennt Leister [Lei 09] die Federpresse, an der die vertikale Federsteifigkeit des Reifens statisch bestimmt wird. Durch einen zusätzlichen Keil kann der Reifen auch lateral eingefedert werden. Auf diese Weise können Aussagen zum Abrollkomfort gemacht werden, da die Biegesteifigkeit des Gürtels den Abrollkomfort stark beeinflusst. Zur Beurteilung des Reifengeräusches werden Vorbeifahrtmessungen durchgeführt. Durch einen akustischen Kunstkopf in der Fahrgastzelle und Beschleunigungssensoren am Fahrzeugboden und an der Sitzschiene werden auch Rückschlüsse auf Schwingungen im Fahrgastraum möglich, welche vom Reifen verursacht werden.

Einen umfangreichen Einblick in die subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens von Fahrzeugen gibt Heißing [Hei 02]. Auch hier ist anhand der Vielzahl von Versuchen, mit denen auffällige Fahrzeuge genau untersucht und beurteilt werden können, um die Mängel gezielt abzustellen, zu erkennen, wie viele Möglichkeiten die

Auslegung von Fahrzeugen bietet und welche Zielkonflikte daraus entstehen. Aus sechs Hauptkapiteln, in denen Fahrversuche zum Anfahren, Bremsen, Lenken, Kurvenfahrt, Geradeausfahrt und Fahrkomfort mit insgesamt 85 unterschiedlichen Versuchen beschrieben werden, betreffen nur zwei Versuche, Abrollkomfort und Abrollgeräusch, das Schwingungsverhalten von Reifen. Aus dem Verhältnis der Versuche insgesamt zu den hauptsächlich vom Schwingungsverhalten von Reifen abhängigen Versuchen kann abgeleitet werden, welchen Stellenwert die Schwingungscharakteristik von Reifen unter vielen zu erfüllenden Anforderungen bezüglich des Gesamtfahrzeuges einnimmt. Trotzdem muss diese Disziplin geprüft werden, da ein auffälliges Abrollgeräusch sofort vom Kunden wahrgenommen wird und während einer Probefahrt die Kaufentscheidung beeinflusst. Zum Versuch Abrollkomfort werden laut Heiβing die fühlbaren Vibrationen von 4 bis 20 Hz untersucht. Die Abrollakustik umfasst den Frequenzbereich von 30 bis 300 Hz. Für die Ziele dieser Arbeit ergibt sich laut Heiβing somit der Frequenzbereich von 4 bis 300 Hz.

In der drei- bis vierjährigen Entwicklungszeit werden Reifen-Prototypen in verschiedenen Entwicklungsstufen durch subjektive Fahrversuche beurteilt [Pie 11]. Subjektive Untersuchungen unterliegen jedoch Einschränkungen bezüglich der Anzahl von Versuchen in einer Testreihe und der Vergleichbarkeit von verschiedenen Testreihen. Es muss ein hoher Aufwand betrieben werden, um Effekte resultierend aus unterschiedlicher Erwartungshaltung, Wahrnehmung, Erfahrung, Tagesform und auch Ermüdung der Testfahrer zu vermeiden [Mei 00]. Eine objektive Beurteilung anhand reproduzierbar gemessener Parameter ist daher wünschenswert. Hierzu werden messbare Größen benötigt, die Komforteigenschaften von Reifen so genau wie möglich charakterisieren. Dieser Wunsch konnte bisher nicht ausreichend erfüllt werden, so dass die Reifenbeurteilung weiterhin am Gesamtfahrzeug durch geschulte Testfahrer durchgeführt wird. Diese Methode ist laut

Hilscher [Hil 10] und von Meilgaard [Mei 00] bereits angedeutet, sehr aufwendig, da sich ein Zielkonflikt aus dem Bestreben ergibt, einerseits möglichst viele Reifen in einer Testserie zu beurteilen, um ein Ranking dieser zu erstellen, andererseits die Konzentration des Testfahrers nachlässt und er nur eine beschränkte Anzahl an Versuchen pro Serie durchführen kann. Die Vergleichbarkeit von verschiedenen Testserien ist trotz des Einsatzes von Referenzreifen eingeschränkt, da es bei der Vielzahl an Beurteilungen den Testfahrern nicht möglich ist, sich das Komfortverhalten von Reifen exakt zu merken. Der Testfahrer vergibt zur Beurteilung beispielsweise vier Noten, welche die Anregung, die mechanische Dämpfung, das Rollgeräusch und die akustische Dämpfung betreffen [Hil 10]. Hilscher ist es gelungen, die Subjektivnote der Anregung mittels statistischer Regressionsanalyse aus der Vertikalkraft an einer starren Radführung zu erklären. Für die weiteren drei Disziplinen wurde jedoch keine ausreichende Korrelation zu Parametern aus Messungen am Prüfstand gefunden. Erst wenn Beschleunigungswerte der Sitzschiene aus Fahrversuchen hinzugezogen werden, können verlässliche Erklärungsgrade für die restlichen drei Disziplinen erreicht werden. Ein Ziel ist es jedoch, den Komfort des Reifens schon beurteilen zu können, bevor ein Prototyp des Fahrzeuges oder der Radführung zur Verfügung steht. Es besteht also das Bedürfnis, schon im frühen Entwicklungsstatus eine geeignete Methode zur Komfortbeurteilung zu haben. Hierzu stellt Hilscher [Hil 10] fest, dass die Vertikalkraft in der Radnabe eine signifikante Größe darstellt, um den Abrollkomfort beurteilen zu können. Die Frequenzlage und Dämpfung von Radeigenschwingungen zeigen laut Hilscher keine Korrelation zum Abrollkomfort. Hilscher beschreibt weiterhin den Einsatz einer realen Radführung am Prüfstand um Komfortbeurteilungen durchzuführen. Den erhöhten Aufwand von Versuchen mit realen Radführungen gegenüber den geringfügig unterschiedlichen Ergebnissen mit Versuchen an starren Radführungen hält er jedoch für nicht gerechtfertigt.

2.2 Forschungsprojekte zum Schwingungsverhalten von Reifen

Wie in der Einleitung beschrieben, wächst der Anteil des Reifen-Rollgeräusches am Verkehrslärm trotz signifikanter Reduzierung am einzelnen Reifen stetig, da das Verkehrsaufkommen immer stärker zunimmt. Im Jahr 1999 wurde der Forschungsverbund „Leiser Verkehr“ gegründet, welcher drei Verbundprojekte „Leiser Straßenverkehr 1-3“ initiiert und durchgeführt hat [BAS 04] [BAS 11] [BAS 17]. Das Augenmerk richtet sich hierbei auf das Reifen-Rollgeräusch, wobei auch Forschungsanstalten für Straßen eingebunden sind. Dies ist zielführend, da die Gestaltung der Fahrbahnoberfläche das Reifen-Rollgeräusch stark beeinflusst. Eine Dissertation aus diesem Projekt wurde von Brinkmeier [Bri 07a] verfasst. Er hat in seiner Arbeit ein Finite Elemente Modell (FE-Modell), welches das stationäre Rollen des Reifens abbildet, entwickelt. Dieses Modell kann Brinkmeier jedoch nur am stehenden Rad validieren, da er am rollenden Reifen nur auf die Reaktionskräfte an der Radnabe zurückgreifen konnte. Die Strukturdynamik an der Reifenoberfläche, die laut Brinkmeier für die Akustik sehr wichtig ist, konnte nicht gemessen werden. Diesen Mangel bedauert er ausdrücklich, da er die Herausforderung guter FE-Reifenmodelle nicht in der Darstellung von Materialverhalten und Geometrie sieht, sondern in der Verfügbarkeit von Versuchsergebnissen zur Validierung. Chiarello [Chi 12] knüpft an die Arbeit von Brinkmeier an. Sie überführt das FE-Reifenmodell in ein modales Modell, welches von einem Fahrzeughersteller für die Beurteilung des Innengeräusches am Gesamtfahrzeug eingesetzt wird. Die Parametrierung des Modells wurde mit Ergebnissen von Ausrollversuchen (80-20 km/h) an einer starren Radführung durchgeführt.

Kaliske [Mue 14] sowie Brinkmeier [Bri 07a] und Bekke [Bek 10] sehen den Flaschenhals bei der Simulation von Reifen durch FE-Modelle nicht mehr in den Rechenzeiten. Auch große, nichtlineare

Modelle können in angemessener Zeit berechnet werden. Jedoch ist eine korrekte Bedatung der nichtlinearen Materialmodelle entscheidend, weshalb Kaliske [Mue 14] von der Industrie fordert, mehr Wissen im Grundlagenbereich zu veröffentlichen, um gemeinsame Forschung betreiben zu können.

Einen umfassenden Einblick in die Entwicklung von Reifenmodellen und deren Parametrierung gibt Wheeler [Whe 05]. Er beschreibt die Entwicklung von sehr groben aber effektiven FE-Reifenmodellen der 80er Jahre, die zur Vorhersage von Laufleistung, Handling und Bremsverhalten eingesetzt werden. Für diese Modelle sind laut Wheeler nur die ersten Eigenfrequenzen gemessen an starren Radführungen mit und ohne Radlast nötig. Diese Modelle bestehen aus Feder-Masse-Systemen zur Simulation der Seitenwand und einem flexiblen Ring zur Darstellung des Gürtels. FE-Reifenmodelle enthalten die Geometrie, Kontaktbedingungen, innere Reibung und das Materialverhalten der verschiedenen Werkstoffe eines Reifens. Die größte Herausforderung besteht hierbei, die nichtlinearen Materialeigenschaften mit Dämpfung darzustellen. Wheeler betont weiterhin, dass das Schwingungsverhalten eines Reifens stark abhängig von dem Druck, der Radlast, der Anbindung des Rades und des Rollzustandes ist. Er betont jedoch die Vorzüge einer starren Radführung, da hiermit keine Masseneffekte beachtet werden müssen und der Reifen ohne Aufstandsfläche als ideal achsensymmetrische Struktur angesehen werden kann. Starre Randbedingungen des Rades im Versuch lassen sich zusätzlich sehr gut in FE-Modellen darstellen.

Wheeler führt des Weiteren eine Konvention ein, um Schwingformen von Reifen systematisch zu benennen, welche in der Literatur überwiegend Anwendung findet. Die Benennung setzt sich wie in Abbildung 2 dargestellt aus zwei Teilen in der Form $[c,m]$ zusammen. c ist der zylindrische Index und enthält die Information, wie der Gürtel des Reifens aus lateraler Sicht schwingt. $c=0$ steht für

keine Bewegung, $c=1$ für eine Starrkörperschwingung, $c=2$ für die erste Biegeschwingung. Für die zweite Biegeschwingung nimmt c den Wert 3 an und wird mit jeder weiteren Ordnung entsprechend erhöht. Der zweite Index m charakterisiert die Schwingformen des Reifens anhand des Gürtelquerschnittes. $m=0$ kennzeichnet eine radiale Translation. Für eine radiale Rotation nimmt m den Wert 1 an. Die erste Biegeschwingung des Gürtels wird mit $m=2$ gekennzeichnet und mit jeder weiteren Biegung des Gürtels wird m entsprechend erhöht. Wheeler beschreibt anhand dieser Konvention die Ergebnisse der Simulation eines starr gekoppelten, unbelasteten Reifens der Dimension 235/75R17. Der Reifen weist mit 22 Moden bis 150 Hz eine für Reifen übliche, hohe Modendichte auf. Im Schnitt berechnet die Simulation pro 5 Hz eine Reifenschwingform, jedoch weist Wheeler darauf hin, dass im rollenden Zustand durch den Latsch hauptsächlich Moden in Vertikal- und Fahrtrichtung angeregt werden, weshalb im Versuch mit einem rollenden, belasteten Reifen nicht alle Moden auftreten.

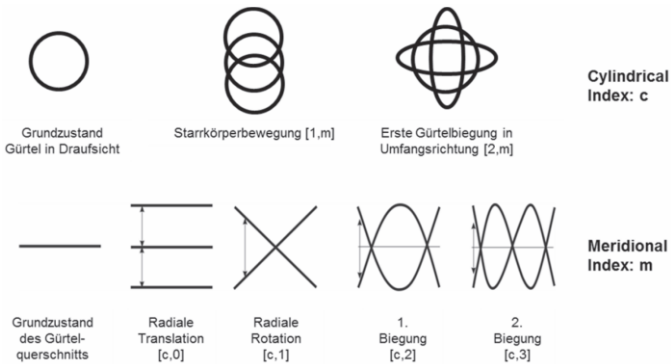


Abbildung 2: Konvention zur Benennung der Schwingformen von Reifen [Whe 05]

Kindt [Kin 08a] untersucht Reifen im rollenden Zustand an einer starren Radführung. Wie in Abbildung 3 dargestellt, besteht der

Aufbau aus zwei aufeinander abrollenden Glattreifen, wobei einer zur Anregung der Reifenmoden mit einer Schlagleiste versehen ist und am anderen die Vibrationen an der Oberfläche von Laufstreifen und Seitenwand berührungslos mit einem Laser-Doppler-Vibrometer (LDV) gemessen werden.

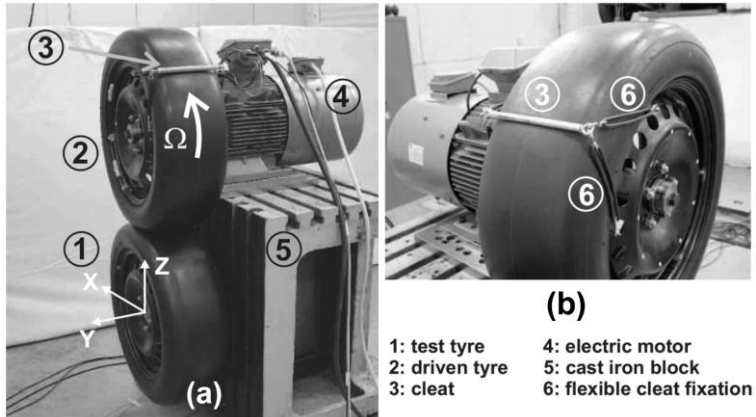


Abbildung 3: Versuchsaufbau mit zwei Reifen [Kin 08a]

Zusätzlich werden die Reaktionskräfte in der Radnabe aufgezeichnet. Die Ergebnisse von 58 Messpunkten der Lauffläche und 31 Messpunkten an der Seitenwand lassen bis 500 Hz auf die gleichen Reifenschwingformen schließen, weshalb Kindt nur die Ergebnisse der Messpunkte an der Lauffläche vorstellt. Auf diese Weise kann Kindt einen signifikanten Unterschied der Frequenzlagen der Schwingformen zwischen stehendem und rollendem Reifen nachweisen. Eine Geschwindigkeitsvariation (17 km/h; 28,3 km/h) bringt jedoch nur geringe Unterschiede in der Frequenzlage von Reifenschwingungen. Des Weiteren stellt Kindt fest, dass einige Schwingformen nicht stationär sind, also nicht in Form von stehenden Wellen gemessen werden können. Dies begründet er aus einem Phasenverzug der 20 gemittelten Versuche einer Messung. Dieser Phasenverzug wird durch die Rotation des Reifens begründet und

von Lee et al [Lee 15] genauer untersucht, wie später in diesem Kapitel beschrieben wird. Kindt bestimmt 9 Moden von 79 Hz bis 200 Hz (Abbildung 4), wobei es sich hauptsächlich um vertikale Moden handelt, was bei der Anregung durch eine Schlagleiste erwartet wurde. Kindt stellt eine hohe Korrelation der Ergebnisse aus den Messungen mit dem LDV und den Reaktionskräften an der Radnabe fest.

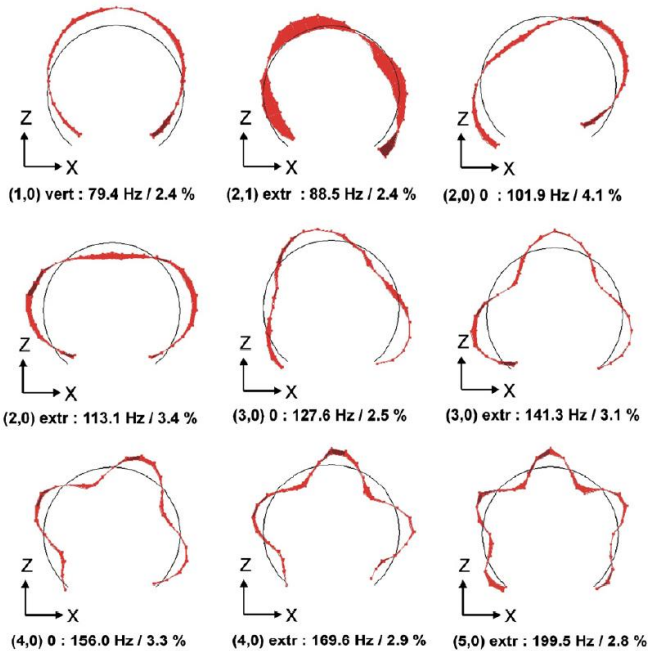


Abbildung 4: Schwingformen eines Reifens nach Kindt [Kin 08]

Kindt nutzt zur Darstellung der Schwingformen von Reifen die von Wheeler eingeführte Namenskonvention als Grundlage. Ein mit Radlast belasteter Reifen bildet jedoch einen Latsch aus, weswegen der Reifen nicht mehr symmetrisch ist. Diese Störung der Symmetrie verursacht, dass einige Schwingformen des unbelasteten

Reifens unter Radlast in zwei Schwingformen aufspalten, wie am Beispiel der $[4,0]_0$ und $[4,0]_{\text{extr}}$ in Abbildung 4 zu sehen ist. Am unbelasteten Rad tritt nur eine $[4,0]$ -Mode auf. Um die aufgespaltenen Schwingformen unterscheiden zu können, führt Kindt die Zusätze „0“ und „extr“ zur Bezeichnung der Schwingformen nach Wheeler ein. Als Referenz für diesen Zusatz gilt der Hochpunkt des Reifens gegenüber dem Latsch. Wenn die ausgeführte Schwingform an diesem Referenzpunkt einen Knoten aufweist, wird der $[c,m]$ -Bezeichnung „0“ hinzugefügt. Wenn am Referenzpunkt ein Extrema vorliegt „extr“. Eine Ausnahme bildet die $[1,0]_{\text{vert}}$, welche eine Starrkörperschwingung ist und somit keine Knoten oder Extrema vorliegen.

Kindt wirkte nach der Zeit an der KU Leuven als Mitarbeiter von Goodyear von 2010 bis 2014 am Tire-Dyn-Projekt als Teil des EU Seventh Framework Programm mit. Die Ergebnisse des Forschungsprojektes wurden unter anderem in den Veröffentlichungen von Vercammen et al [Ver 12], Diaz et al [Dia 12] und Lee et al [Lee 15], [Lee 16] publiziert, wobei Kindt jeweils als Koautor mitwirkte. Die Veröffentlichungen beziehen sich auf die Simulation und Messung von komplexen Eigenmoden, worauf Kindt 2009 hingewiesen hatte, diese aufgrund der eingesetzten Technik aber nicht genauer untersuchen konnte. Im Folgenden werden die Ergebnisse dieser Veröffentlichungen genannt und weiterer Literatur gegenübergestellt, um einen Einblick in die Komplexität schwingungstechnischer Phänomene von Reifen hervorzuheben und den Interpretationsspielraum von NVH-Messdaten aufzuzeigen.

Reifenmoden des unbelasteten, rotationssymmetrischen Reifens spalten durch die Abplattung im Latsch bei Aufbringen einer Radlast durch die Symmetriestörung auf. Dieser Effekt verstärkt sich mit Erhöhung der Geschwindigkeit, wenn sich der Reifen dreht. Begründet wird dies durch die Vermutung, dass eine der beiden Reifenschwingformen nach der Aufspaltung in Drehrichtung mit dem

Reifen rotiert und die andere Reifenschwingform entgegengesetzt der Drehrichtung. So wird die entsprechende Änderung der Frequenzlage durch den Dopplereffekt erklärt. Vercammen [Ver 12] hat diese Hypothese anhand von Versuchen mit einem Beschleunigungssensor, welcher von innen auf die Lauffläche des Reifens geklebt wurde, bestätigt. Die Ergebnisse zeigen jedoch, dass die Schwingformen mit fallender Frequenzlage bei steigender Geschwindigkeit, also gegen die Rollrichtung drehend, deutlich besser gemessen werden können, als die mitdrehenden. Diaz berichtet in [Dia 12] von einem Simulationsmodell, das den Sachverhalt aus [Ver 12] sehr gut numerisch erklären kann und auch nach der bisherigen Literatur plausibel ist. Hierzu setzt Diaz ein FE-Reifenmodell ein, für das er Geometriedaten und nichtlineare Materialmodelle vom Reifenhersteller bekommen hat, welche jedoch nicht veröffentlicht wurden. Trotzdem wird durch die Veröffentlichung gezeigt, wie leistungsfähig FE-Reifenmodelle bei sehr guter Datenbasis sind.

Lee wendet eine Methode, welche sich bei der Untersuchung von komplexen Moden an rotationssymmetrischen, drehenden Bauteilen bewährt hat, an. Er beschreibt ein Simulationsmodell und Versuche in [Lee 15]. Dabei hebt er vor allem die iterative Verknüpfung von Simulation und Versuch hervor, die bei schwingungstechnischen Untersuchungen von Reifen üblicherweise praktiziert wird. Dazu bedient er sich einem flexiblen Ringmodell ähnlich dem aus [Kin 09], jedoch kann dieses die Abplattung im Latsch nicht darstellen, weshalb der Ansatz in Frage zu stellen ist. Trotzdem gelingt es ihm, die Messdaten anhand eines von ihm modifizierten Komplexen-Modalen-Transfer-Verfahrens (CMT-Verfahrens) derart auszuwerten, dass die Messdaten dem Simulationsmodell und umgekehrt entsprechen. Auch hier zeigt sich, dass die gegen die Rotationsrichtung drehenden, komplexen Reifenmoden besser zu messen sind, als die mitdrehenden. Da die Differenz der Frequenzlagen der aufgespalteten Moden sehr groß ist, sind die Ergebnisse

im Vergleich zu weiterer Literatur jedoch nicht plausibel. Bei Reifen treten durch die Abplattung im Latsch und die nichtlinearen Werkstoffe weitere Phänomene auf, die Lee nicht in die Simulation einfließen lässt. Die Ergebnisse von Lee, welche anderen Quellen widersprechen, zeigen, dass die Phänomene am abrollenden Reifen noch nicht erschöpfend erforscht sind. Brinkmeier beschreibt 2007 [Bri 07b], ähnliche Effekte, die Unterschiede bezüglich der Frequenzlagen aufgespalteter Moden sind jedoch deutlich geringer. Es ergibt sich ein geringerer Abfall der Frequenzlagen bei Erhöhung der Geschwindigkeiten. Diese Beobachtung ist deutlich öfter in der Literatur beschrieben. Die kleinere Frequenzabhängigkeit von der Geschwindigkeit könnte nun jedoch auch durch viele weitere Effekte erklärt werden, welche später in diesem Kapitel anhand der Ergebnisse von Grollius eingeführt werden. Allgemein gilt bei der schwingungstechnischen Untersuchung von Reifen, dass mehrere Phänomene aus Versuch und Simulation durch verschiedene Parameter sowohl aus dem Materialverhalten, als auch aus den Randbedingungen wie Geschwindigkeit, Radlast, Innendruck und weiteren Parametern erklärt werden können. Aus diesem Sachverhalt ergibt sich eine gewisse Unsicherheit in der Interpretation der Versuchsergebnisse von Messungen am rollenden Rad und vor allem Diskussionsbedarf, welcher die Reifenforschung und Entwicklung noch sehr lange interessant halten wird.

Grollius [Gro 13] beschreibt die Erstellung eines reduzierten FE-Reifenmodells und Versuche am Innentrommelprüfstand des Institutes für Fahrzeugsystemtechnik am KIT. Eine verblockte Kraftschluss-Radführung (in Abbildung 7 ohne Verblockung dargestellt), welche einer starren Radführung nahekommt, dient den Versuchen zur Validierung des Modells. Hierzu fasst sie zuerst sehr detailliert den Aufbau und die Eigenschaften des Systems Reifen-Hohlraum-Rad zusammen und beschreibt dabei vor allem das komplexe Verhalten des Reifens im Betrieb ausführlich. Hauptsächliche Eigenschaften der Reifenmaterialien, welche bei der Interpretation

von Messdaten und der Erstellung von Simulationsmodellen beachtet werden müssen, sind das viskoelastische Verhalten des Gummis, welches eine Temperatur-, Frequenz-, Deformationsamplituden- und Zeitabhängigkeit aufweist. Die Temperaturabhängigkeit wird entscheidend von der Glasübergangstemperatur des Gummis beeinflusst. Unterhalb der Glasübergangstemperatur verhält sich Gummi fest und spröde. Oberhalb dieser sind deutlich geringere E-Moduln zu erwarten und das Gummi kann große Verformungen ertragen. Die Frequenzabhängigkeit ist über das William-Landel-Ferry-Gesetz (WLF) [Will 55] mit der Temperaturabhängigkeit gekoppelt. Allgemein gilt, dass hohe Frequenzen bei fest gehaltener Temperatur ein steiferes Verhalten des Gummis hervorrufen, während Gummi unter dem Einfluss kleiner Frequenzen weich ist. Die Zeitabhängigkeit als dritte Eigenschaft der viskoelastischen Materialien charakterisiert das Verhalten bei Kraftereinwirkung. Eine schnelle Kraftereinwirkung bewirkt, dass sich Gummi starr verhält, während Kriechvorgänge im Gummi nach längerer Kraftereinwirkung entfestigend wirken und das Gummi nachgeben lassen. Neben den viskoelastischen Eigenschaften beschreibt Grollius des Weiteren Entfestigungseffekte, wie den Payne-Effekt, der von der Partikelgröße und dem Anteil von Füllstoffen wie Ruß im Gummi abhängig ist und eine Abhängigkeit der Deformationsamplitude der Reifenmaterialien verursacht. Füllstoffpartikel entfernen sich durch die Dehnung des Elastomers voneinander, so dass elektrische Bindungskräfte zwischen diesen erheblich reduziert werden, was die Entfestigung hervorruft. Dieser Effekt regeneriert je nach Temperatur innerhalb von kurzer Zeit (wenigen Sekunden) und kann für eine Änderung der Festigkeit des Reifengummis in Abhängigkeit der Drehgeschwindigkeit des Reifens verantwortlich sein. Bei geringer Geschwindigkeit ist die Regeneration bis zum wiederkehrenden Eintritt des Gummis in den Latsch und der daraus resultierenden Verformung größtenteils abgeschlossen, während dies bei hohen Geschwindigkeiten immer weniger der Fall ist. Des Weiteren entfestigt das Reifenmaterial bei zyklischer Verformung durch den

so genannten Mullins-Effekt, welcher durch die dauerhafte Zerstörung von schwachen physikalischen Bindungen innerhalb des Gummis erklärt wird. Den dauerhaften und von der Drehgeschwindigkeit des Reifens abhängigen Entfestigungseffekten steht eine Versteifung des Reifens durch eine höhere Vorspannung durch die Zentrifugalkräfte bei höheren Drehgeschwindigkeiten entgegen. Welcher Effekt die Abhängigkeit der Drehgeschwindigkeit stärker beeinflusst hängt von der Gummimischung ab und kann nicht allgemein für Reifen quantifiziert werden.

Grollius identifiziert die Eigenschwingungen des Reifens anhand der Reaktionskräfte und Momente (F_x , F_y , F_z , M_z) des Rades gemessen an der Messnabe der Radführung des Innentrommelprüfstandes. Auf diese Weise können sechs Reifenschwingungen und zwei Hohlraumschwingungen der Luft im Reifen in Vertikal- und Längsrichtung, auch Cavity- oder Torusmode genannt, bestimmt werden. Anhand dieser Schwingformen wird der Einfluss des Reifenfülldrucks, der Radlast, des Füllgases, der Fahrbahnrauigkeit und des Reibbeiwertes untersucht. Die umfassenden Ergebnisse dienen der Erstellung und Validierung eines Reifen-Hohlraum-Rad-Rollgeräuschmodells, in dem auch die Anregung durch die Fahrbahn berücksichtigt ist. In der Arbeit werden umfangreiche Methoden, Reifenmodelle durch Versuchsdaten zu parametrieren vorgestellt. Es bleibt die Frage, Versuche unter welchen Randbedingungen hierzu durchgeführt werden sollten. Hierzu empfiehlt Grollius im Ausblick das entwickelte Reifenmodell an realen, gut modellierten Radführungen zu validieren.

Bereits im Jahr 2003 berichtet Saemann [Sae 03] von der Entscheidung des Reifenherstellers Continental, die Laservibrometrie wie in [Kin 08a] [Lee 15] und [Brä 14] nicht bei der Untersuchung rollender Reifen einzusetzen. Die Entscheidung beruht hauptsächlich auf ökonomischen Gründen, da der Prozess, die einzelnen Messpunkte am Reifen zusammenzufassen sehr zeitaufwändig ist.

Zusätzlich verursacht der Phasenverzug der komplexen Reifenmoden Fehler in der Darstellung der Muster der Schwingformen, da nicht jeder Messpunkt zum gleichen Zeitpunkt gemessen werden kann und die Muster der Schwingformen wegen den oben beschriebenen komplexen Eigenmoden verschmieren. Saemann erwähnt auch die Möglichkeit, kleine Flächen mit Scanning-Vibrometern zu untersuchen, wobei die gekrümmte Oberfläche des Reifens wiederum Fehler in der Phase und auch in der Amplitude der Messsignale verursacht. Saemann stellt stattdessen das Verfahren der akustischen Holografie zur Reifenuntersuchung vor. Hierzu wird ein Array aus 176 Mikrofonen verteilt an fünf Seiten (alle Richtungen außer unten wegen der Trommel) um den Reifen eingesetzt, um die Schwingformen eines rollenden Reifens zu untersuchen. Dieses Verfahren hat den großen Vorteil, keinen Einschränkungen bezüglich der Abrollgeschwindigkeit des Reifens zu unterliegen. Saemann betont, dass das Abrollgeräusch des Reifens im Geschwindigkeitsbereich von 50 bis 140 km/h das Gesamtgeräusch am Fahrzeug dominiert. Da gerade geschwindigkeitsabhängige Phänomene des Reifens untersucht werden sollen, ist die Unabhängigkeit des Verfahrens von der Geschwindigkeit ein großer Vorteil. Dieser wird jedoch dadurch relativiert, dass am rollenden Rad durch das Mikrofonarray keine Richtung der Schwingungen aufgelöst werden kann, was die Bestimmung der Schwingformen erschwert. Hier behilft sich auch Saemann der Simulation und stellt gute Korrelation mit den Versuchen fest.

Bräunig et al. [Brä 14] untersuchen das Schwingungsverhalten von Reifen an drei unterschiedlichen Prüfständen. Für die Versuche kommt ein Vier-Stempel-Shakerprüfstand zur Untersuchung des belasteten, stehenden Rades am Gesamtfahrzeug zum Einsatz. Versuche am belasteten, rollenden Rad werden an einem Außentrommelprüfstand mit Anregung durch Schlagleisten durchgeführt, wobei eine starre Radführung und eine reale Radaufhängung zum Einsatz kommen (Abbildung 5). In der Veröffentlichung wird

zusätzlich zum Einfluss des Schwingungsverhaltens von Reifen auf Sicherheit, Fahrkomfort und Effizienz die Möglichkeit eine indirekte Druckkontrolle durch eine Änderung des Schwingungsverhaltens beschrieben, welche im Raddrehzahlsignal erkannt werden kann und mit den 3D-Laser-Vibrometer-Messungen korreliert.



Abbildung 5: Untersuchung der Reifenschwingungen [Brä14]

Die Reifenschwingungen werden mit einem 3D-Laser-Vibrometer am drehenden Rad unter verschiedenen Randbedingungen untersucht. Ein Versuch auf glatter Stahltrommel bei 30 km/h wurde zur Validierung eines FE-Reifenmodells genutzt, indem die Frequenzlagen zweier Schwingformen verglichen werden. Die Ergebnisse zeigen, dass die Frequenzlagen der Schwingformen des Reifens gut gemessen werden können. Die Identifikation von Schwingformen ist anhand der Messergebnisse jedoch nicht eindeutig möglich, erst wenn die Ergebnisse der Simulation zusätzlich in die Auswertung einbezogen werden. Im Ausblick wird ausdrücklich auf die hohe Herausforderung hingewiesen, Reifenschwingformen am rollenden Rad mit einem 3D-Laser-Vibrometer zu identifizieren. Mechanische Ersatzmodelle von Reifen sollen helfen, die Wirkmechanismen von Reifenschwingungen besser zu verstehen, um dann wiederum die Messergebnisse besser interpretieren zu können und letztendlich neue Methoden wie die indirekte Druckkontrolle absichern zu können. Da 3D-Vibrometer aufgrund des Messverfahrens nur bis ca. 30 km/h zu Untersuchungen am rollenden Reifen geeignet sind, ist eine weitere Methode nötig, um den

Geschwindigkeitseinfluss an rollenden Reifen untersuchen und besser verstehen zu können.

2.3 Forschungsprojekte zur Interaktion von Rad und Radführungssystemen

Kido [Kid 99] untersucht das Übertragungsverhalten des Abrollgeräusches von Reifen durch ein MacPherson-Federbein in die Fahrgastzelle in der Frequenzlage von 130 bis 160 Hz. Hierzu erstellt er ein FE-Modell des Reifens, leitet daraus ein modales Modell ab und koppelt das modale Modell des Reifens an ein FE-Modell des MacPherson-Federbeines. Die Untersuchung wurde nicht am Fahrzeug durchgeführt, sondern an einem Prüfstand, in dem die Spurstange und das Federbein starr angekoppelt wurden. Die Untersuchung am Prüfstand war notwendig, um definierte Randbedingungen für die Simulation zu erhalten. Das Ergebnis zeigt eine hohe Übereinstimmung von Simulation und Versuch. Anhand der Simulation konnte nun eine Mode des Reifens ([2,1] nach der Benennung von Wheeler) bestimmt werden, die das Fahrwerk im Bereich einer lateralen Resonanz anregt. Aus der Übereinstimmung von Anregungsfrequenz des Reifens und Resonanzfrequenz der Radführung ergibt sich eine Amplitudenüberhöhung, welche bis in die Fahrgastzelle übertragen wird und dort hörbare Schwingungen verursacht. Aus dieser Erkenntnis konnten Optimierungsmaßnahmen abgeleitet werden. Durch eine Versteifung des Lenkerlagers des unteren Lenkers in lateraler Richtung konnte eine signifikante Verbesserung des Innengeräusches erreicht werden, indem die Resonanzfrequenz des Fahrwerkes aus dem Bereich der Anregungsfrequenz des Reifens verschoben wurde. Es konnte gezeigt werden, dass das Rad nicht unabhängig vom Fahrwerk betrachtet werden kann, wenn die Schwingungscharakteristik des Abrollgeräusches, welches in die Fahrgastzelle übertragen wird, beurteilt werden soll.

Swayze [Swa 99] gibt grobe Empfehlungen, wie ein Fahrwerk ausgelegt werden soll und welche Parameter das Schwingungsverhalten des Fahrwerks besonders beeinflussen. Hierbei stellt er zwei unterschiedlich fein aufgelöste Viertelfahrzeugmodelle vor, die anschaulich zeigen, welche Bauteile eines Fahrwerkes in welchen Frequenzbereichen schwingen. Die Viertelfahrzeugmodelle werden genutzt, um mit DOE-Methoden (Design of Experiments) die einflussreichsten Eigenschaften von Bauteilen eines Fahrwerks zu identifizieren. Swayze stellt fest, dass eine möglichst schwere Radführung in Kombination mit einem möglichst weichen Reifen die besten Ergebnisse bezüglich des Schwingungsverhaltens liefern würde, was theoretisch plausibel ist, jedoch dem Bestreben der Fahrzeughersteller widerspricht, das Fahrzeuggewicht zu reduzieren und ein gutes Ansprechverhalten des Reifens zu erzielen. Somit empfiehlt Swayze, die Aufbaudämpfung und Reifendämpfung zu erhöhen, da diese Parameter in keinem zu starken Zielkonflikt zum Rollwiderstand stehen. Die Veröffentlichung erlaubt einen Einblick in die komplexe Auslegung der Interaktion von Reifen und Fahrwerk und deren Zielkonflikte.

Ergebnisse zum Nachweis der Reproduzierbarkeit seiner Versuche von Jäckle [Jäc 16] zeigen die Abhängigkeit von Schalldruckpegeln in Fahrgastkabinen von der Eingangsimpedanz der Radführungen. So wurde dieselbe Rad-Reifenkombination am selben Messtag auf einem Ein-Achs-Fahrzeug-Trommelprüfstand an der Vorder- und der Hinterachse vermessen. Wie in Abbildung 6 dargestellt ist, unterscheidet sich die Geräuschcharakteristik am Fahrerohr deutlich im Vergleich der Achsen, nicht aber im Vergleich von links und rechts.

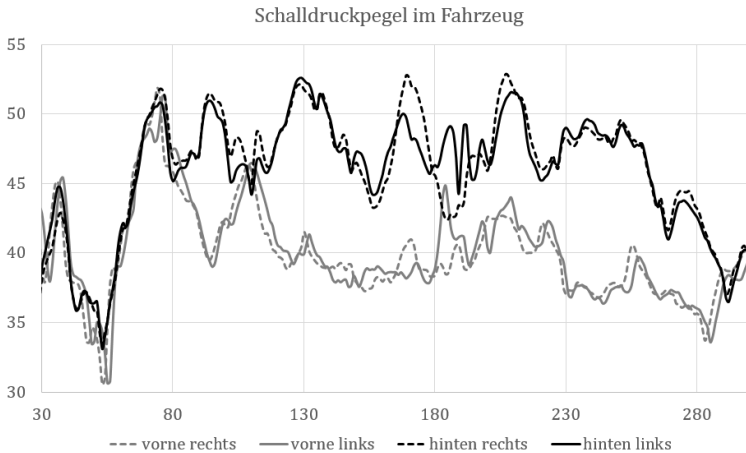


Abbildung 6: Referenzrad an vier möglichen Positionen am Fahrzeug [Jäg 16]

Während die 1. Vertikale des Reifens zwischen 75 und 80 Hz im nahezu gleichen Frequenzbereich an allen vier Positionen liegt, dominieren im weiteren Frequenzverlauf unterschiedliche Reifenmoden bzw. Frequenzanteile das Geräusch am Fahrerohr. Es bliebe zu untersuchen, ob durch die unterschiedliche Eingangsimpedanz an Vorder- und Hinterachse das Schwingungsverhalten des Reifens verstimmt wird, oder durch die unterschiedlichen Radführungen andere Reifenschwingformen besser übertragen werden.

Ropers [Rop 05] beschreibt die Analyse von Reifenschwingungen im komfortrelevanten Bereich bis 200 Hz. In diesem Frequenzbereich sind laut Ropers insbesondere die Wechselwirkungen der Schwingkette aus Reifen und Fahrwerk zu berücksichtigen. Dies betrifft vor allem die vertikale Richtung, weshalb Ropers einen Prüfstand zur Bewertung der Reifeneigenschaften entwickelt, der durch eine Luftfeder einen definierten Freiheitsgrad in vertikaler Richtung erlaubt. Ropers betont den Einfluss der Anbindung des Rades bei Untersuchungen und stellt fest, dass komfortrelevante

Resonanzschwingungen des Reifens an starren Radführungen unterbunden oder verändert werden. Ab 140 Hz haben Fahrwerksparemeter keinen Einfluss mehr auf Schwingungen des von Ropers untersuchten Reifens. Die Radführung wurde im Hinblick auf lineares Verhalten mit möglichst wenigen Gummi-Bauteilen aufgebaut. Ropers stellt exemplarisch Ergebnisse für den Einfluss der Geschwindigkeit und der Aufbaudämpfung auf die Schwingungen am Radträger dar. Er stellt fest, dass sich die Schwingamplituden bei höherer Geschwindigkeit verringern. Eine höhere vertikale Aufbaudämpfung lässt die vertikalen Schwingungen deutlich schneller abklingen, während kein Einfluss auf die Längsschwingungen festgestellt werden kann. Abschließend stellt Ropers die Ergebnisse von Untersuchungen dreier von der Konstruktion unterschiedlicher Reifen gleicher Dimension vor. Hierbei korreliert die Amplitude der vertikalen Beschleunigung am Radträger mit Ergebnissen aus Fahrversuchen zur subjektiven Komfortbeurteilung. Es zeigt sich, dass eine hohe Amplitude der vertikalen Achseigen-schwingung auf schlechten Komfort schließen lässt, während kleine Amplituden auf einen guten Komfort hinweisen.

2.4 Abgrenzung der Arbeit zu durchgeführten Untersuchungen

Wie aus der Einleitung und dem Stand der Technik hervor geht, betrifft die schwingtechnische Auslegung von Fahrzeugen viele Bau-gruppen und einen weiten Frequenzbereich. Daher ist es in der Fahrzeugentwicklung unumgänglich, die NVH-Auslegung durch mehrere Arbeitsgruppen in verschiedenen Abteilungen zu bearbeiten. Aus der Organisationsstruktur von Automobilkonzernen ergibt sich jedoch häufig eine Trennung der Reifenentwicklung und der Fahrwerksentwicklung. In dieser Arbeit wird gezielt das Schwingungsverhalten von Reifen unter Variation der Anbindung durch die Radführung untersucht. Es werden große Unterschiede

im Vergleich von Messungen an einer Kraftschlussradführung gegenüber Messungen an einer im Rahmen dieser Arbeit realisierten elastischen Radführung erwartet. Die elastische Radführung zeichnet sich dadurch aus, dass die Masse und die Steifigkeiten in den translatorischen Freiheitsgraden im Bereich von Radführungen realer Fahrzeuge liegen, jedoch der Aufbau weitestgehend aus metallischen Werkstoffen besteht, was ein sehr genaues FE-Simulationsmodell der elastischen Radführung begünstigt. Die Steifigkeiten der Radführung in lateraler, vertikaler und longitudinaler Richtung können zusätzlich unabhängig voneinander variiert werden, wodurch die Robustheit der schwingungstechnischen Auslegung von Reifen und von FE-Reifensimulationsmodellen in Abhängigkeit verschiedener Radführungen schnell im Versuch untersucht werden kann. Hierzu ist kein Prototyp einer neu entwickelten Radführung nötig. Nur die Eigenschaften bzw. Zielparameter der Radführung müssen bekannt oder festgelegt sein. Durch diese Methode soll dem in Kapitel 2.3 aus der Literatur abgeleitetem Trend gefolgt werden, das Rad und die Radführung gemeinsam zu untersuchen. Die Methode kann sowohl dazu dienen, spezielle Phänomene in der Entwicklung zu untersuchen, als auch der Absicherung von neu entwickelten Fahrwerken und Rad-Reifen Kombinationen. In dieser Arbeit werden grundlegende Eigenschaften des Systems aus Fahrwerk und Rad bezüglich der Schwingeeigenschaften aufgezeigt. Daraus ergeben sich verschiedene potenzielle Anwendungsmöglichkeiten der Methode, welche der Verbesserung von FE-Reifensimulationsmodellen dienen. Die dargestellten Methoden können jedoch auch allgemein für die Optimierung von FE-Modellen anhand von Versuchsdaten, auch Fitting genannt, genutzt werden.

2.5 Zielsetzung der Arbeit und methodische Vorgehensweise

Aus der Literatur ergeben sich drei Ansätze, Schwingformen des Reifens messtechnisch zugänglich zu machen. Der Einsatz eines LDV bringt sehr gute Ergebnisse, erfordert jedoch auch den höchsten Aufwand und funktioniert nur bis ca. 30 km/h. Der Einsatz von akustischer Holografie ist zwar geschwindigkeitsunabhängig, jedoch ist eine Zuordnung der gemessenen Eigenfrequenzen zu Reifenschwingformen wegen der hohen Modendichte nur schwer möglich und auch dieses Verfahren ist sehr aufwändig. Der dritte und am häufigsten praktizierte Ansatz ist der Einsatz einer starren Radführung, an der mit Hilfe einer Messnabe die Reaktionskräfte des Reifens gemessen werden. Aus den drei Reaktionskräften und zwei bis drei Reaktionsmomenten werden die Schwingformen anhand der Richtung der Reaktionskräfte bestimmt. Bei diesem Ansatz wird die hohe Modendichte auf drei bis fünf Messsignale verteilt, da die Reifenschwingungen Reaktionskräfte in unterschiedliche Richtungen verursachen. Dadurch wird einer Verwechslung der unterschiedlichen Schwingformen besser vorgebeugt. Ein Nachteil ist jedoch die starre Anbindung des Rades, welche das Schwingungsverhalten des Reifens beeinflusst. Nach Ropers [Rop 05] haben Radaufhängungsparameter erst ab 140 Hz keinen Einfluss mehr auf die Reifenschwingungen.

Reifenmodelle zur Gesamtfahrzeugsimulation bezüglich des Komforts werden mit Ergebnissen aus Versuchen unter starren Randbedingungen modelliert und validiert. Die Übertragung der Reifenmodelle, also der Ergebnisse an starren Radführungen auf die Randbedingungen eines Komplettrades am Gesamtfahrzeug stellen jedoch vermutlich wegen dem stark nichtlinearen Verhalten der Reifenmaterialien eine Herausforderung dar. Dies könnte ein Grund sein, weshalb Reifenmodelle keine zufriedenstellende Genauigkeit im Vergleich von Simulation und Versuchen bezüglich

des Fahrkomforts aufweisen [Bel 10] [Gro 13] [Gla 15], obwohl Reifenhersteller eine sehr gute Übereinstimmung der Modelle im Vergleich zu Messdaten, jeweils an starren Radführungen, angeben [Gau 05] [Duv 02].

In dieser Arbeit soll der Nutzen beurteilt werden, die Parametrierung von NVH-Reifenmodellen für die Gesamtfahrzeugsimulation an einer Radführung durchzuführen, die bezüglich der Steifigkeit in Längs-, Vertikal- und Querrichtung realen Radführungen am Fahrzeug entsprechend eingestellt werden kann. Hierzu wird zuerst ein FE-Reifenmodell erstellt, welches so genau wie möglich durch Vorversuche parametrierung wird. Die Vorversuche gehen vom einfachen Wiegen des Reifens bis hin zu hochgenauer Computertomografie (CT-)Analyse zur Parametrisierung und schwingtechnischen Messungen des rollenden Rades an einer Kraftschlussradführung zur Optimierung des Grundmodells. Zur Untersuchung, welche Differenzen sich in Versuch und Simulation ergeben, wenn das Kompletttrad an ein Fahrzeug gekoppelt wird, wird eine elastische Radführung konstruiert, gefertigt und mit dieser Versuche durchgeführt. Dabei wird auch der Einfluss auf Reifenschwingungen bei unterschiedlichen Randbedingungen wie Druck, Geschwindigkeit und weiteren Parametern untersucht.

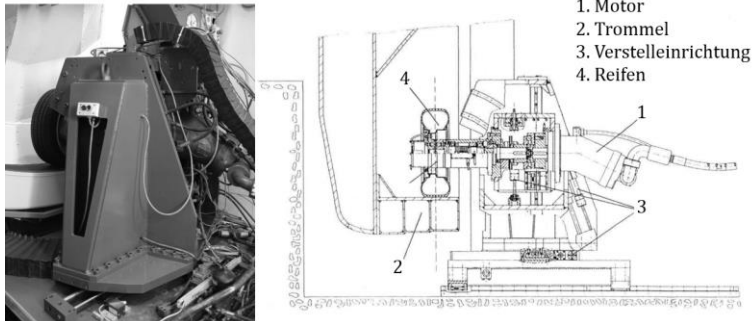
Auf diese Weise sollen weitere Parameter identifiziert werden, die das Schwingungsverhalten eines Reifens im Betrieb beeinflussen. Anhand dieser Erkenntnisse soll dann abgeschätzt werden, ob bisher nicht berücksichtigte Parameter in der Simulation stärker gewichtet werden müssen.

3 Grundlagen, Methoden und Versuch

In diesem Kapitel werden die eingesetzten Prüfmittel und Methoden der Versuche vorgestellt. Zuerst wird der Innentrommelprüfstand (IPS) des Institutes für Fahrzeugsystemtechnik am KIT mit einer Kraftschluss-Radführung vorgestellt, welche einer starren Radführung nahekommt. Dann wird der Aufbau einer im Rahmen dieser Arbeit entworfenen, elastischen Radführung, die es erlaubt, Fahrzeugräder mit definierten Freiheitsgraden am IPS zu untersuchen, eingeführt. Abschließend wird die Messdatenerfassung und Versuchsdurchführung beschrieben.

3.1 Innentrommelprüfstand mit Kraftschlussradführung

Seit den 1960er Jahren steht dem Institut für Fahrzeugsystemtechnik am KIT ein Innentrommelprüfstand zur Untersuchung von PKW-Reifen zur Verfügung. Die Untersuchungen beziehen sich traditionell auf das Kraftschlussverhalten von Reifen auf trockenen und nassen Fahrbahnen aller Art wie Asphalt, Beton, Safetywalk, Schnee und Eis. Die Messtechnik des Prüfstandes wird kontinuierlich erweitert und auch spezielle Anbauten zur Untersuchung des Komforts [Tro 02], der Auslegung von ABS-Systemen [Zho 15], der akustischen Optimierung von Reifen unter Antriebsmoment [Sta 13], der Untersuchung der Reifenoberfläche unter Geschwindigkeitseinfluss [Arm 10] und viele mehr wurden realisiert.



**Abbildung 7: Innentrommelprüfstand mit starrer Radführung;
links: Bild IPS, rechts: Schematischer Aufbau nach [Gna 95]**

Der in Abbildung 7 schematisch dargestellte Aufbau der Radführung mit diversen Lagerungen und Antrieben ist nötig, um die Bewegungen des Rades im Betrieb an einem Fahrzeug zu simulieren. Schräglauf, Sturz und Einfederung des Reifens oder die Radlast können variiert werden [Gna 95]. Diese Freiheitsgrade sind für Untersuchungen des Kraftschlussverhaltens eines Reifens nötig, erschweren es jedoch erheblich die Radführung in einem FE-Modell zur schwingungstechnischen Charakterisierung zu simulieren. Um störende, schlecht reproduzierbare Effekte, hervorgerufen aus den Lagerungen und Antrieben der Radführung zu eliminieren, ist es möglich, alle Freiheitsgrade bis auf die Rotation des Rades zu verblocken. Die schwingungstechnischen Eigenschaften der Radführung und die verschiedenen Möglichkeiten zur Verblockung wurden von Grollius [Gro 13] beschrieben. In dieser Arbeit wird die Radführung mit verblocktem Schräglauf, Sturz und Einfederung für Ausrollversuche von 120-10 km/h genutzt, um das Schwingungsverhalten der Reifen bei hoher Eingangsimpedanz zu untersuchen.

3.2 Ergänzung des Innentrommelprüfstandes durch die elastische Radführung

Hilscher [Hil 07], Trolius [Tro 02], Zhou [Zho 15] und viele mehr [Kim 11] [Kid 99] [Gob 08] [Xue 12] beschreiben den Einsatz realer Radführungen, meist MacPherson-Federbeinen, zur Erforschung des schwingungstechnischen Verhaltens des Systems Rad-Radführung mit Bezug auf das Gesamtfahrzeug. In dieser Arbeit soll der Einfluss der Radführung auf das schwingungstechnische Verhalten des Reifens simulativ und experimentell untersucht werden. Hierzu muss sehr genau bekannt sein, wie sich die Radführung im Betrieb schwingungstechnisch verhält, was bei realen Radführungen eine Herausforderung darstellt. Dies ergibt sich aus den Lenkerlagern, da diese aus Elastomeren mit nichtlinearen Materialeigenschaften hergestellt werden. Der Verspannungszustand der Lenkerlager nach der Montage der Radführung und eine Abhängigkeit von der Art der Anregung beeinflussen die Reproduzierbarkeit des Schwingungsverhaltens stark. Das Verhalten von realen Radführungen ist somit nicht eindeutig genug für die Forschung in einem FE- oder MKS-Modell darstellbar oder es würde immensen Aufwand erfordern, entsprechend präzise Modelle zu erstellen.

Zur Konstruktion der elastischen Radführung scheiden nichtlineare Werkstoffe wie Elastomere wegen der genannten Gründe aus. Lediglich zur Erzeugung der Radlast werden Luftfedern, in denen Elastomere für den Balg und das Domlager verbaut sind, eingesetzt. Da sich der Balg der Luftfedern an der Systemgrenze der simulierten Radführung befindet und das Domlager im Kraftfluss noch weiter entfernt platziert ist, kann dies toleriert werden. Ansonsten werden zur Konstruktion nur Metalle wie Stahl und Aluminium eingesetzt, welche ein lineares Verhalten aufweisen und sich sehr gut zur FE-Simulation (Finite Elemente) eignen. Die definierte Steifigkeit der Freiheitsgrade in Längs und Querrichtung wird durch Blattfedern aus Stahl realisiert. Ein weiteres Ziel der Konstruktion

ist die ungefederte Masse der elastischen Radführung einer realen Radführung am Fahrzeug ähnlich zu gestalten. Zu den ungefederten Massen der elastischen Radführung werden der Radträger mit Radlager, Teile der Federung und der Lenker gezählt. Die gefederte Fahrzeugmasse und deren Schwingungen werden in der Konstruktion vernachlässigt. Diese Bewegungen liegen im Frequenzbereich unter drei Hertz und somit außerhalb des interessierenden Frequenzbereichs dieser Arbeit. Die vertikale Wegamplitude der Fahrzeugmasse bei Anregung durch eine raue Fahrbahn ist sehr gering, weshalb diese Vereinfachung zulässig ist.

Zur Simulation von Strukturen per FEM sind (ideal) starre oder freie Randbedingungen der zu simulierenden Struktur gegenüber einem globalen Koordinatensystem herzustellen. Das rollende Rad wird jedoch durch Radlast vorgespannt, was wiederum Reaktionskräfte in Längs- und Querrichtung hervorruft. Daher scheidet eine frei-frei Randbedingung, welche zu schwingungstechnischen Versuchen durch zum Beispiel weiche Gummibänder realisiert werden, aus. Wie in Abbildung 8 dargestellt, stehen hingegen zur quasistarren Anbindung der Radführung an den IPS massive Portale (1) und in die Trommel ragende U-Profile (2) zur Verfügung, welche sich als quasistarre Systemgrenze in der Simulation und zur Konstruktion anbieten.

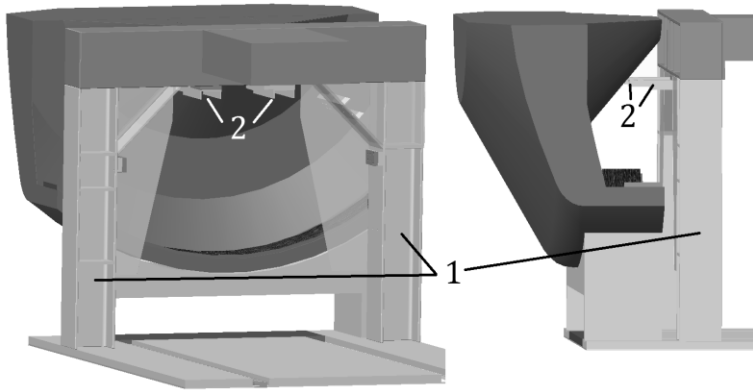


Abbildung 8: Systemgrenzen der elastischen Radführung

Ausgehend von den Portalen (1) wird im Folgenden die Konstruktion der elastischen Radführung beschrieben. Um die starren Randbedingungen der Portale mit möglichst kleinen Schwingungsamplituden in der Konstruktion so weit wie möglich zu erhalten, wurde die massive und steife Struktur „Anbindung Portal“ (Abbildung 9) entworfen. Diese Anbindung realisiert zentral zwischen den Portalen eine Möglichkeit, die Lenker der Radführung unter schwingungsarmen Randbedingungen zu fixieren. Dadurch wird der Einfluss der Konstruktion auf die Schwingungscharakteristik der Radführung minimiert. Die Baugruppe „Anbindung Portal“ besteht aus relativ zur Belastung stark überdimensionierten Horizontalstreben (3), welche außen an den Portalen verschraubt werden. Diese werden durch Vertikalstreben (4) in der Mitte verbunden. Durch die Vertikalstreben ist die Querlenkerplatte (5) geführt, welche durch eine Mechanik (6) in vertikaler Richtung verstellt werden kann, um die Radführung an die Größe und die Einfederung des zu untersuchenden Reifens anzupassen. Diese Funktion ist nötig, um eine Schrägstellung der Lenker (13, Abbildung 10) bei einem Wechsel des Reifens oder einer Variation der Radlast zu vermeiden. Nach der vertikalen Anpassung wird die Linearführung (7),

welche mit der Querlenkerplatte verschraubt ist, mit den Vertikalstreben verklemt.

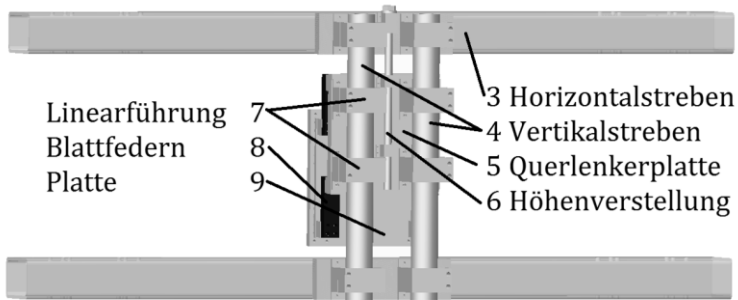


Abbildung 9: Baugruppe „Anbindung Portal“

An der Querlenkerplatte sind vier Blattfedern (8 (in schwarz), nur 2 sichtbar, 2 weitere sind rechts verdeckt) verschraubt. Den Blattfedern schließt sich eine weitere Platte (9) an, mit der die Winkelplatte (10, Abbildung 10) über einen Bolzen (11) in der Mitte und zwei Schrauben verbunden ist. Je nach Position dieser beiden Schrauben (Bohrungen 12 und nach unten gespiegelt an 11) kann eine Verdrehung der Winkelplatte um 2° , 4° oder 8° eingestellt werden, um die Raderhebungskurve beim Einfedern des Rades zu variieren. Vier Lenker (13) verbinden die Winkelplatte mit dem Radträger (14), mit dem das Radlagergehäuse (19, Abbildung 10) starr verbunden ist.

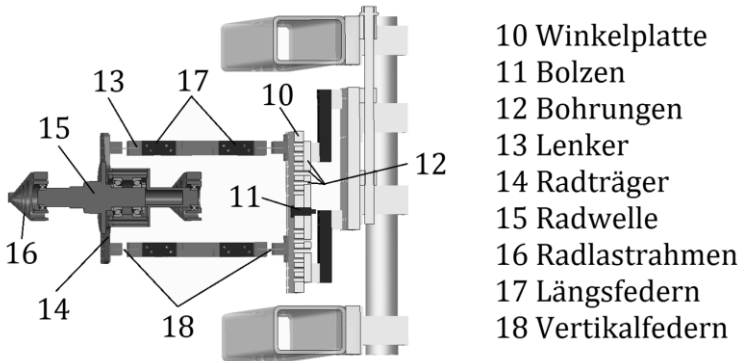


Abbildung 10: Schnittdarstellung der Baugruppen „Anbindung Portal“, „Lenker“ und dem Radträger

In den Lenkern sind jeweils zwei Blattfedern (17) zur Variation der Längssteifigkeit eingebracht, durch welche die Steifigkeit in Fahrtrichtung eingestellt wird. Um den Einfluss der Lenker auf die vertikale Steifigkeit der Radführung so gering wie möglich zu gestalten, sind weitere Blattfedern (18) in den Lenkern verbaut. Durch diese Blattfedern (18) ist eine Trennung der Funktionen „Radlast aufbringen“ und „Seiten- und Umfangskräfte abstützen“ realisiert. Auf diese Weise kann die Radlast und die Steifigkeit in vertikaler Richtung allein durch die Luftfedern (21, Abbildung 11) eingestellt werden.

In Abbildung 11 ist die gesamte elastische Radführung mit Rad (teilweise transparent) dargestellt. Der Radträger (14) ist wie beschrieben fest mit dem Radlagergehäuse (19) verbunden. Auf das Radlagergehäuse wird über den Radlastrahmen (20) die Radlast übertragen, welche durch die Luftfedern (21) aufgebracht wird. Die Luftfedern können durch das Kopflager (auch Domlager genannt) (22) keine Kräfte in Fahrtrichtung und quer dazu übertragen, was nötig ist, um die Längs- und Quersteifigkeit unabhängig von der Radlast bzw. der vertikalen Steifigkeit variieren zu können. Das

schwingungstechnische Verhalten der Luftfedern wurde untersucht. Die Eigenschaften der Luftfedern werden im folgenden Kapitel 3.3.3 beschrieben.

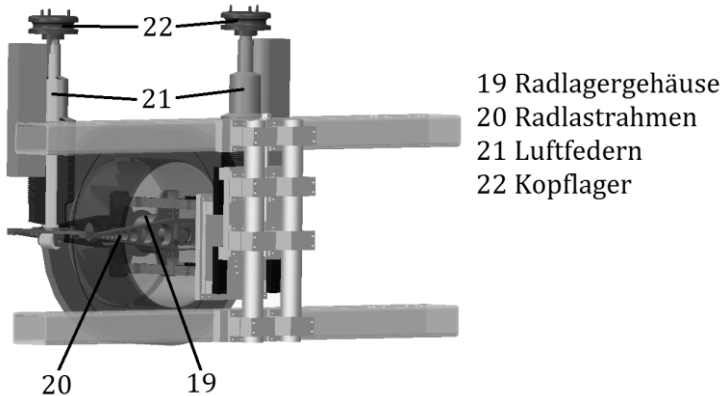


Abbildung 11: Die elastische Radführung

Die elastische Radführung wird in zwei Versionen zu Versuchen im Innentrommelprüfstand eingebaut. Zuerst wie in Abbildung 12 dargestellt und in diesem Kapitel beschrieben. Dann wie in Abbildung 13 dargestellt, ohne die Möglichkeit einer Variation der Quersteifigkeit, dafür mit freier Sicht auf den oberen Teil der Seitenwand des Reifens. Hierzu wurde die Winkelplatte (10 -Abbildung 10) direkt an den Querstreben verschraubt. Dies ist nötig, um Vorversuche mit einem Laser-Doppler-Vibrometer (LDV) durchführen zu können.

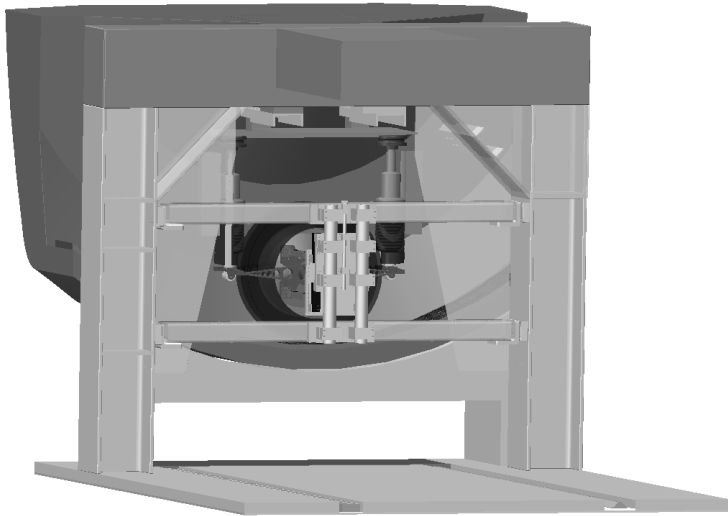


Abbildung 12: Innentrommelprüfstand mit elastischer Radführung

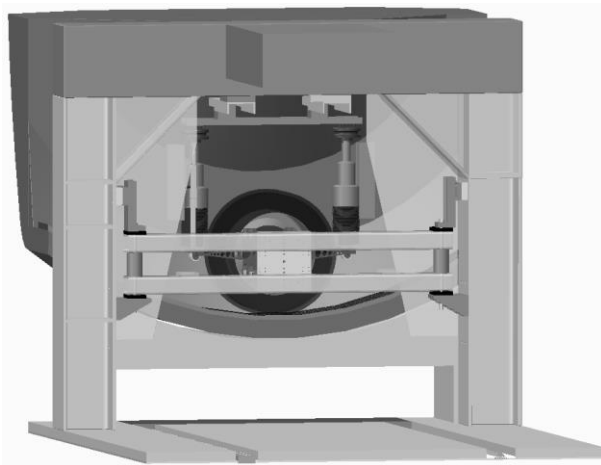


Abbildung 13: Innentrommelprüfstand mit elastischer Radführung ohne Variationsmöglichkeit der Quersteifigkeit

3.3 Simulation der elastischen Radführung

Nach der Einführung der Konstruktion der elastischen Radführung wird nun das FE-Simulationsmodell der elastischen Radführung beschrieben, welches genutzt wird, um die Dimensionierung der Radführung abzusichern und das Schwingungsverhalten in der Simulation zu optimieren. Nach der Fertigung der elastischen Radführung wird das FE-Modell durch Versuche validiert und mit Hilfe der Ergebnisse angepasst. Erst nach dem Fitting des FE-Modells der Radführung unter Verwendung der Versuchsdaten ist das FE-Modell zur Untersuchung des schwingungstechnischen Reifenverhaltens geeignet.

3.3.1 Einführung der Finite Elemente Methode (FEM)

Die FEM findet in vielen Ingenieursdisziplinen Anwendung. Die Auslegung der Festigkeit von Strukturen, die Ausbreitung von Wärme, Schall, elektromagnetischen Feldern, Strömungen und strukturdynamischer Probleme werden durch Modelle der FEM simuliert. Hierzu wird eine beliebig komplexe Struktur durch Unterteilung in endliche (finite) Elemente diskretisiert. An den Integrationspunkten, meist die Knoten an den Ecken der finiten Elemente, wird eine Differentialgleichung, welche die physikalischen Eigenschaften des Knotens enthält, erstellt. Die Differenzialgleichungen aller Knoten werden in Matrixschreibweise zusammengefasst und können je nach Eingangsparametern von Rechnern nach den gewünschten Systemparametern aufgelöst werden. Je feiner die Struktur diskretisiert wird, desto mehr Differentialgleichungen enthält das Matrixsystem, welche aufgelöst werden müssen. Daraus wird der Zielkonflikt aus Feinheit der Diskretisierung für ein genaues Ergebnis und möglichst kleinen Matrizen für kurze Rechenzeit ersichtlich. Zur Unterteilung der zu untersuchenden Struktur stehen unterschiedliche Elementformen zur Verfügung,

wobei Tetraeder und Hexaeder am häufigsten eingesetzt werden. Je nach Elementansatz werden weitere Integrationspunkte auf Kanten und Flächen der Elemente eingeführt, um genauere Ergebnisse zu erhalten. Bei der Lösung des Differenzialgleichungssystems handelt es sich immer um eine Näherungslösung, da unbestimmte Freiheitsgrade geschätzt werden. Die Abweichung der Näherungslösung ist in den meisten Fällen jedoch bei weitem geringer als die Abweichung, welche aus der Modellierungsgüte resultiert, da hier Kompromisse eingegangen werden müssen. Mit Modellierungsgüte sind hierbei die Randbedingungen und physikalischen Eigenschaften der Struktur gemeint, welche häufig nur in angenäherten Werten vorliegen, wie Fröhlich [Frö 95] verdeutlicht, indem er die Streubreite von Werkstoffkennwerten für Stahllegierungen vergleicht. Weitere Herausforderungen ergeben sich aus der Modellierung von Fügestellen wie Lagerungen, Schweiß- und Schraubenverbindungen bei hohen Toleranzansprüchen [May 07], [Bit 08]. Diesen Herausforderungen kann nur durch Erfahrung des Berechnungsingenieurs und durch Vorversuche zum Fitting der Gesamt- oder Teilstruktur begegnet werden. Versuche mit der realen Struktur, deren Ergebnisse als Eingang eines FE-Model-Fittings genutzt werden, sind daher unabdingbar, um Toleranzen bezüglich des Verhaltens der Struktur im Betrieb maximal eingrenzen zu können und sich gegen unerwartetes Verhalten der Konstruktion im gewünschten Frequenzbereich abzusichern [Frö 95] [Kle 15].

3.3.2 Erstellung des FE-Modells des Radlastrahmens

Am Beispiel der Längsstrebe des Radlastrahmens wird das Verfahren vorgestellt, erst die Struktur mit Hilfe der FEM zu optimieren, nach der Fertigung eine experimentelle Modalanalyse (EMA) an dem Bauteil durchzuführen, um dann das FE-Modell mit den Ergebnissen zu validieren und falls nötig das FE-Modell anzupassen. Dieses Verfahren wurde mit jedem Bauteil der Radführung einzeln

durchgeführt. Dann wurden einzelne Baugruppen montiert, erneut untersucht (EMA) und die Eigenschaften der Fügestellen gefittet, um das schwingungstechnische Verhalten der Radführung insgesamt möglichst genau zu charakterisieren. Zur finalen Validierung der elastischen Radführung mit einem rollenden Rad ist diese Charakterisierung essenziell, um Schwingformen des Reifens von denen der Radführung unterscheiden zu können.

Wegen der Höhe des Bauraums im IPS mussten zwei Luftfedern jeweils neben dem Rad und zusätzlich der Radlastrahmen zur Konstruktion der elastischen Radführung eingesetzt werden. Da der Radlastrahmen zu der ungefederten Masse zählt, welche ähnlich derer realer Radführungen ausgelegt werden sollte, stand bei der Konstruktion dessen Leichtbau im Vordergrund. Die Längsstrebe (Abbildung 10, Teil des Radlastrahmens (16) und Abbildung 14) überträgt die Radlast von den äußeren Querstreben des Radlastrahmens auf das Radlagergehäuse (19, Abbildung 11). Zusätzlich wird die Radlast an der Längsstrebe gemessen. Aus diesen Randbedingungen ergibt sich, nach einer Optimierung wie im Folgenden beschrieben wird, die äußere Kontur wie in Abbildung 14 dargestellt, welche die Kraftangriffspunkte außen und in der Mitte verbindet. In der Mitte wurde Bauraum vorgehalten, um das Radlagergehäuse platzsparend in die Struktur einbringen zu können. Am unteren Steg der Aussparung und über der größten Bohrung werden Dehnungsmessstreifen appliziert, um die Radlast zu messen. Die Bohrungen zwischen der mittleren Aussparung und den Enden der Längsstrebe wurden zur Optimierung in der FE-Simulation iterativ angepasst, bis der in grau dargestellte homogene Spannungsverlauf erreicht wurde. Durch die Wegnahme von gering belastetem Material im Bereich der Bohrungen wird Gewicht eingespart. Am homogenen Verlauf der mechanischen Spannung im Bauteil ist das ausgewogene Leichtbaukonzept erkennbar.



Abbildung 14: Qualitativer Spannungsverlauf der Längsstrebe des Radlastrahmens unter Biegebeanspruchung

Eine Modalanalyse des gefertigten Bauteiles ergab Eigenformen bei 205, 489, 679 und 927 Hz. Hierbei handelt es sich wie in Abbildung 15 dargestellt um drei Biegemoden in Querrichtung (205, 489 und 927 Hz) und die erste Biegemode in vertikaler Richtung bei 679 Hz. Im Vergleich mit dem FE-Modell ergibt sich eine betragsmäßige Abweichung der Frequenzlagen von insgesamt 5,8 %. Da die ersten beiden Eigenfrequenzen aus der Simulation jeweils um 1,4 % zu hoch im Vergleich zum Versuch ausgefallen sind, wurde in der Simulation der E-Modul der Aluminiumlegierung (AlMg4,5Mn0,7) von 71 GPa auf 70 GPa angepasst. Mit dieser Maßnahme wurde erreicht, dass die Frequenzen dieser Schwingformen in Versuch und Simulation nur noch sehr geringe Abweichungen im Promille-Bereich aufweisen. Lediglich die Schwingform bei 679 Hz weicht nach der Anpassung noch um 1,9 % ab. Diese geringe Abweichung kann jedoch toleriert werden. Die Abweichung durch die Modellierung der Kontaktstellen wie Verschraubungen und Lager werden im Vergleich hierzu in der Literatur deutlich höher im Bereich von 5-10 % erwartet.



Abbildung 15: Eigenformen der Längsstrebe

Die vorgenommene Änderung des E-Moduls entspricht hierbei der Streuung aus zwei verschiedenen Datenblättern des gleichen Werkstoffes (AlMg4,5Mn0,7) von unterschiedlichen Herstellern (Anhang A1). Die Streuung für unterschiedliche Aluminiumlegierungen liegt bei 60-80 GPa. Für Stahllegierungen gilt der Bereich von 196-216 GPa [Gro 14]. Diese Streubänder werden in dieser Arbeit als Grenzen der maximalen Anpassung des E-Moduls in der FE-Simulation der Radführung gesetzt.

3.3.3 Entwicklung des Simulationsmodells der Luftfeder

Ein kritisches Bauteil der elastischen Radführung in Bezug auf Reproduzierbarkeit und Simulation ist die Luftfeder, welche zwei Mal zwischen den U-Trägern (2, Abbildung 8) und dem Radlastrahmen (20, Abbildung 11) verbaut ist. Laut Hersteller weisen diese Luftfedern eine besonders geringe Harshness, oder auch Rauheit genannt, auf. Der komplexe Aufbau der Luftfeder und die verbauten, nichtmetallischen Materialien würden den Ansatz eines genauen FE-Modells der Luftfedern mit der Darstellung jedes einzelnen Bauteils zum Einsatz in dem FE-Modell der elastischen Radführung aus Zeitgründen nicht rechtfertigen. Im FE-Modell der Radführung wird stattdessen ein Ersatzmodell der Luftfedern aus einem Feder-Masse-System eingesetzt, welches das Verhalten der Luftfedern möglichst genau darstellt. Dies erfordert Versuche, um das Verhalten der Luftfedern so exakt wie möglich modellieren zu können.

Hierzu wurde von Schulz [Sch 13] ein Luftfederprüfstand konstruiert. In diesem wird eine Luftfeder in entspanntem Zustand eingebaut und durch Erhöhung des Fülldruckes mit 2 kN gegen Stahlfedern vorgespannt (Abbildung 16). Die Einbaulänge wird entsprechend der Einbaulänge in den Versuchen mit der elastischen Radführung auf 710 mm eingestellt. Dies ist wichtig, da sich die Charakteristik der Luftfeder je nach Einbaulänge durch eine Variation der aktiven Balgfläche ändert. Während der Messungen wird die Luftfeder durch einen elektromagnetischen Shaker (1) mit weißem Rauschen von 1-400 Hz angeregt. Beschleunigungssensoren befinden sich an der ungefederten Masse (2), vor dem Kopflager (3) und hinter dem Kopflager (4). Der Sensor hinter dem Kopflager dient der Überprüfung, ob der Aufbau frei von Eigenschwingungen im interessierenden Frequenzbereich ist, was bestätigt wurde. Wie in Abbildung 17 bei ca. 380 Hz zu sehen ist, verursachen lediglich die Stahlfedern ungewollte Schwingungen. Da diese jedoch klar zugeordnet werden können und außerhalb des interessierenden Frequenzbereiches liegen, beeinflussen diese die Ergebnisse der Luftfeder-Versuche nicht.

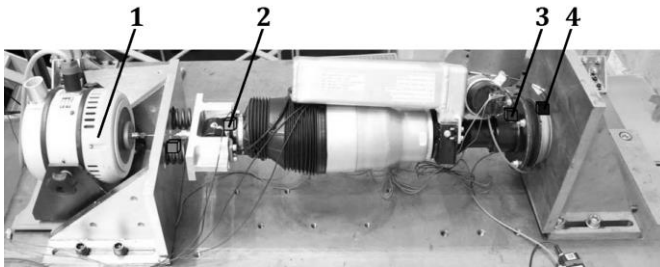


Abbildung 16: Luftfederprüfstand mit Messpositionen [SCH 13]

Die Übertragungsfunktionen der ungefederten und gefederten Masse (Abbildung 17) zeigen das Verhalten eines Zweimassenschwingers mit Eigenfrequenzen bei 72 und 211 Hz. Des Weiteren wird die Gesamtmasse der Luftfeder bestimmt, welches 14,4 kg

beträgt. Diese Parameter nutzt Schulz [Sch 13] als Eingabegrößen für einen Algorithmus zur Schätzung der Parameter eines Zwei-massenschwingers (ZMS). Das Ergebnis entspricht einem ZMS, welcher mit einer Aufbaufedersteifigkeit von 643 N/mm, einer Kopflagersteifigkeit von 19.893 N/mm, einer gefederten Masse von 11,7 kg und einer ungefederten Masse von 2,77 kg (+1kg Adapter) abgebildet wird. Die Aufbaufedersteifigkeit und Kopflagersteifigkeit sind sehr hoch. Es wird davon ausgegangen, dass die Anregung nicht ausgereicht hat, um ein Losbrechen des Dämpfers zu erreichen. Da bei den Vorversuchen zur Parametrierung der Radführung die Luftfedern ebenfalls in diesem Zustand betrieben werden, ist das Verfahren jedoch zulässig. Des Weiteren wird auch im Versuch am rollenden Rad eine erhöhte Federsteifigkeit erwartet, da nur kleine Federwege vorliegen [Gau 01]. Dieser Sachverhalt rechtfertigt zudem, dass die Luftfeder nur bei einer Einbaulänge von 710 mm charakterisiert ist.

Das Ersatzmodell der Luftfeder wird wie beschrieben im Gesamtmodell der Radführung implementiert. Versuche mit der zweiten Luftfeder zur Absicherung ergaben gleiche Ergebnisse, was für eine gute Einhaltung der Fertigungstoleranzen und gleichzeitig die Reproduzierbarkeit der Versuche spricht.

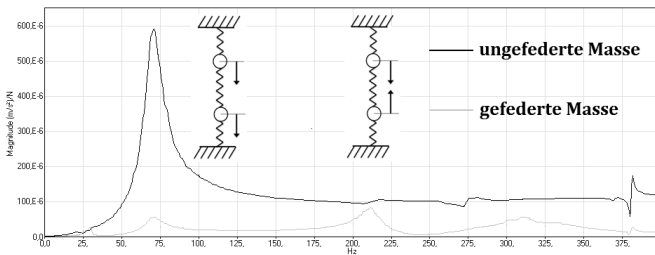


Abbildung 17: Übertragungsfunktionen des ZMS „Luftfeder“ [Sch 13]

Des Weiteren untersuchte Beermann [Ber 11] die Querkräfte, welche die Luftfeder unter Last am unteren Lager aufnimmt, um

beurteilen zu können, ob eine Entkopplung der Luftfeder in den Querrichtungen relativ zur Vertikalen am Radlastrahmen nötig ist. Die Versuche ergaben Quersteifigkeiten in beiden Richtungen senkrecht zur vertikalen (lateral und longitudinal) unter 4 N/mm für einen Federweg von $710 \text{ mm} \pm 20 \text{ mm}$. Damit ist sichergestellt, dass nahezu alle lateralen und longitudinalen Kräfte bei Versuchen mit der elastischen Radführung über die Lenker aufgenommen werden, während die vertikalen Kräfte von den Luftfedern abgestützt werden.

3.3.4 Zusammenfügen der Unterstrukturen und Beurteilung des Gesamtmodells

Nachdem alle FE-Modelle der einzelnen Bauteile der elastischen Radführung durch Versuche validiert und gefittet wurden, wurden einzelne Baugruppen montiert, erneut vermessen und gefittet. Dies wurde teilweise im Rahmen von studentischen Abschlussarbeiten durchgeführt und dokumentiert [Noi 12] [Lah 13] [Hör 13]. Vor den Versuchen am rollenden Rad wurden die modalen Eigenschaften der Radführung durch eine experimentelle Modalanalyse im eingebauten Zustand am IPS gemessen, wobei das Rad durch eine Stahlfeder mit 200 N/mm Steifigkeit, entsprechend der vertikalen Steifigkeit des Reifens, ersetzt wurde. Mit den Ergebnissen ist die Qualität des FE-Modells der Radführung geprüft und weiter verbessert worden. Die Ergebnisse bilden die Basis, das schwingungstechnische Verhalten der Radführung zu verstehen, wodurch die Interpretation der Versuchsergebnisse am rollenden Rad erst möglich wird. In Kapitel 3.11 wird die hohe Modendichte des Reifens in Kombination mit der Radführung deutlich. Ohne Vorwissen über die zu koppelnden Teilsysteme (Rad und Radführung) wäre eine reproduzierbare Identifikation der Schwingformen nicht möglich.

Die Anregung zur experimentellen Modalanalyse wird durch einen Impulshammer realisiert. Angeschlagen wird an der oberen Strebe

(Punkt 2, Abbildung 18) und an der Radwelle. An den markierten Punkten 1-7 in Abbildung 18 werden dreiachsige Beschleunigungssensoren angebracht, um die Übertragungsfunktion der Struktur zu messen und daraus die modalen Parameter abzuleiten. Der Grundzustand in Abbildung 18 bezieht sich unter anderem auf den Einbauzustand der Radführung und wird in Kapitel 4.1 detailliert beschrieben.

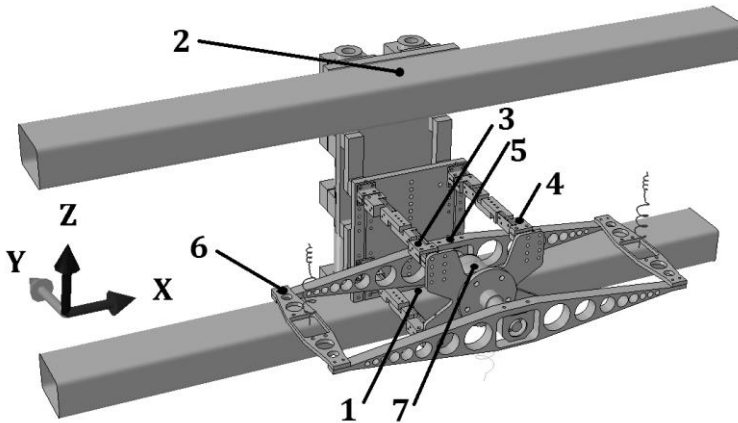


Abbildung 18: Grundzustand der Radführung und Sensorpositionen

Im Folgenden werden markante Schwingformen dargestellt, welche zum Verständnis des schwingtechnischen Verhaltens der elastischen Radführung beitragen. Die Grauskala ist so definiert, dass Bereiche mit geringer Schwingungsamplitude dunkel dargestellt sind. Mit höherer Schwingamplitude wird die Darstellung entsprechend heller.

Bei der ersten Schwingform (Abbildung 19) handelt es sich um die longitudinale Achsschwingung, bei der die ungefederten Massen auf der Längssteifigkeit der Lenker schwingen.

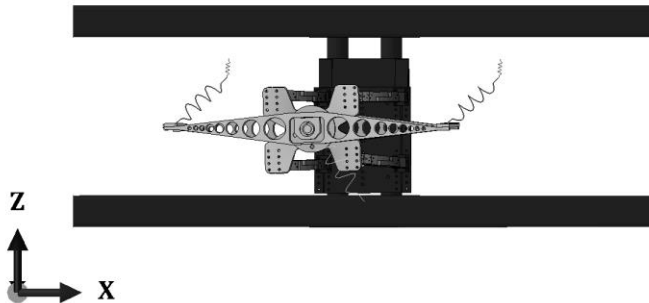


Abbildung 19: Schwingform Achse longitudinal

Hier wird die Frequenzlage des FE-Modells von 32 Hz auf das Versuchsergebnis von 28 Hz angepasst. Dies wird erreicht, indem für die Schraubenverbindungen der Lenker nicht die gesamte Kontaktfläche der durch die Schrauben aneinander gepressten Wirkflächen (1 + 2, Abbildung 20), sondern nur Kreisringe (3, Abbildung 20) um die Bohrung der Verschraubung modelliert werden. Zur Gestaltung der Kreisringe wird mit der Fläche einer Unterlegscheibe begonnen und diese dann manuell gefittet, bis die Frequenzlagen der identifizierten Schwingform aus Versuch und Simulation übereinstimmen.

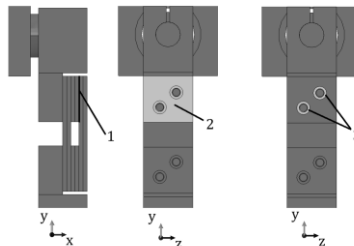


Abbildung 20: Modellierung einer Schraubenverbindung

Durch den äußeren Durchmesser der Kreisringe (3, Abbildung 20) kann die Steifigkeit der Verschraubung in der FE-Simulation

eingestellt werden. Dieses Verfahren zur Modellierung von Schraubenverbindungen wurde von Bittner [Bit 08] übernommen, da dadurch die Steifigkeit der Schraubenverbindung effektiv eingestellt werden kann, ohne die Schraubenverbindung mit allen Kontaktflächen oder gar dem gesamten Gewinde zu modellieren, was einem hohen Aufwand in Modellierung und eine erhöhte Rechenzeit bringen würde, ohne die Modellqualität zu verbessern.

Die vertikale Achsschwingung (Abbildung 21) wurde bei 32 Hz gemessen und hat direkt mit dem Ergebnis des FE-Modells übereinstimmt. Die Frequenzlage lässt sich durch ein Modell eines Einmassenschwingers plausibilisieren. Dabei schwingt eine Masse von 35 kg (25 kg Radführung ungefederte Masse, 5,5 kg Anteil Luftfeder, 5 kg Adapter Ersatzfeder) zwischen den Luftfedern (2 x 643 N/mm) und der Ersatzfeder des Reifens (200 N/mm).

Für die Versuche am rollenden Rad, welches 25 kg zusätzliches Gewicht einbringt, lässt sich aus diesem Einmassenschwinger-Model unter der Annahme, dass die Steifigkeiten gleichbleiben, eine vertikale Achsfrequenz von 26 Hz berechnen.

Die hohe Frequenzlage der vertikalen Achsschwingung mit 26 Hz im stehenden Zustand wird mit dem Einsatz von zwei statt nur einer Luftfeder und der hohen zusätzlichen Steifigkeit des Dämpfers erklärt. Jedoch wird damit gerechnet, dass durch die stärkere Anregung während der Versuche mit rollendem Rad die Dämpfer in den Luftfedern losbrechen, wodurch die Luftfedern deutlich weicher werden sollten, und die Frequenz der vertikalen Achsschwingung reduziert wird.

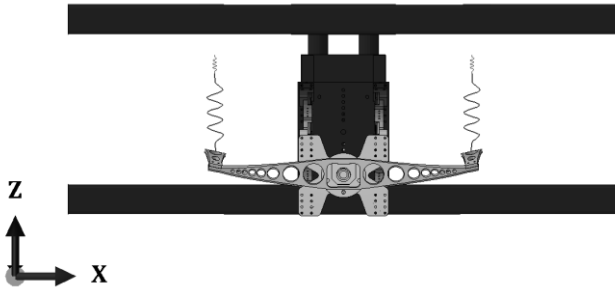


Abbildung 21: Schwingform Achse vertikal

In Abbildung 22 und 23 ist eine Schwingform dargestellt, in der der Radträger um die Drehachse des Rades tordiert wird. Diese liegt im Versuch bei 68 Hz, in der FE-Berechnung jedoch bei 53 Hz. Wenn das Radlager im FE-Modell verblockt wird, verschiebt sich die Frequenz auf 62 Hz, was darauf hindeutet, dass auch das Radlager von den geringen Anregungskräften zur EMA nicht losgebrochen ist. Für das FE-Modell der elastischen Radführung, mit dem die Versuche mit rollendem Rad simuliert werden sollen, wird das FE-Modell jedoch nicht angepasst, da das Lager dann aufgrund der Rotation losgebrochen sein wird.

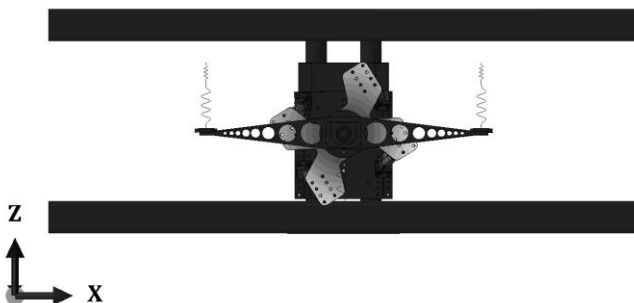


Abbildung 22: Schwingform Radträger torsional, von vorne

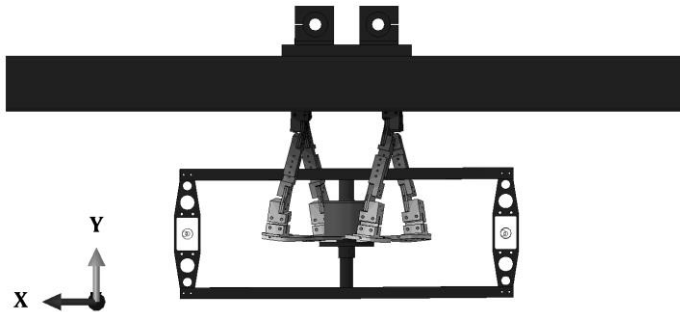


Abbildung 23: Schwingform Radträger torsional, von unten

Aufgrund der sehr geringen Amplituden, welche an der massiven Anbindung an das Portal erwartet werden, können Schwingformen der Baugruppe „Anbindung Portal“ (Abbildung 9) vernachlässigt werden. Trotzdem wird auch dieser Teil der Radführung im FE-Modell durch Variation der Anbindung und Materialparameter gefittet. Berücksichtigt wird hierbei eine vertikale Schwingform der Horizontalstreben (Abbildung 24) bei 62 Hz und eine laterale Schwingform der Horizontalstreben (Abbildung 25) bei 74 Hz.

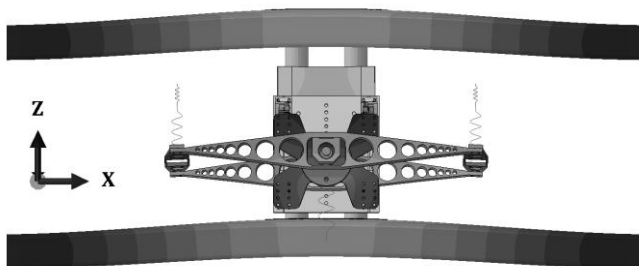


Abbildung 24: Vertikale Schwingform der Horizontalstrebe

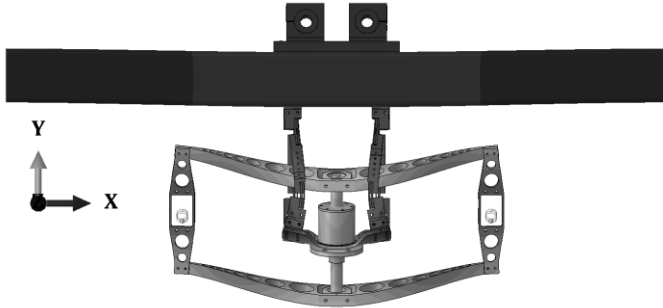


Abbildung 25: Schwingform Horizontalstreben lateral

Durch das Fitting anhand der Messdaten aus einer experimentellen Modalanalyse konnte eine durchschnittliche Abweichung des FE-Modells der elastischen Radführung gegenüber dem Simulationsmodell von unter fünf Prozent erreicht werden. Das Ziel einer sehr guten Reproduzierbarkeit des schwingtechnischen Verhaltens in Versuch und Simulation als Grundlage, Modelle von Rad-Reifensystemen unter realitätsnahen Randbedingungen wie am Fahrzeug in einem Reifenprüfstand untersuchen zu können, ist somit gegeben.

3.4 Erzeugung der Modalen Matrix aus der numerischen Modalanalyse

In Kapitel 3.3 wird die FE-Methode bereits anhand der praktischen Anwendung eingeführt. Nun wird näher auf das theoretische Verfahren zur Simulation der Strukturanalyse per FEM eingegangen, um die Modale Matrix, welche das Ziel der Simulation in dieser Arbeit ist, einzuführen. Die Modale Matrix bildet dann die Grundlage zum Vergleich der Ergebnisse aus Versuch und Simulation, worauf später genauer eingegangen wird. Es werden nur die nötigsten Schritte beschrieben, um das Verfahren zu erläutern. Ausführliche

Informationen können in der umfangreichen Fachliteratur nachgeschlagen werden, wobei sich [Ben 09] besonders anbietet.

Zur Strukturodynamik gehen die Steifigkeit des Bauteils und die Massenverteilung in das FE-Modell ein. Aus der Geometrie (Netz), der Dichte und dem E-Modul eines Bauteils stellt der Solver wie in Kapitel 3.3 beschriebenen Differentialgleichungen der Knotenpunkte auf. Es ergibt sich das Gleichungssystem

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{0}$$

Dieses enthält die Massenmatrix \mathbf{M} , die Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} und den Verschiebungsvektor \mathbf{u} . Wird dieses Gleichungssystem aus Differentialgleichungen gelöst, ergeben sich Eigenwerte, aus denen die Eigenfrequenz und der Eigenvektor abgeleitet werden. Neben dieser einfachen Form der Modalanalyse können FE-Modelle auch mit Dämpfung und äußeren Kräften beaufschlagt werden. Dadurch ergeben sich zusätzlich die Dämpfungsmatrix \mathbf{C} und der Kraftvektor \mathbf{f} . Zusammengefasst ergibt sich die Gleichung

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f}$$

Es bietet sich an, die daraus berechneten Eigenfrequenzen und Eigenvektoren in Form der Modalen Matrix

$$\{\mathbf{x}(t)\} = \sum_{i=1}^n \{\hat{\mathbf{u}}\}_i q_i(t)$$

zusammenzufassen. Die Modale Matrix besteht aus der Summe der Kombinationen aus Eigenvektoren $\{\hat{\mathbf{u}}\}_i$ mit der zugehörigen Eigenfrequenz, welche sich durch Einsetzen von

$$q_i(t) = C_i \cos(\omega_i t - \phi_i)$$

ergeben [Ben 09].

3.5 Erzeugung der Modalen Matrix aus der experimentellen Modalanalyse

Wie in Kapitel 3.3 werden Ergebnisse experimenteller Modalanalysen unter anderem genutzt, um FE-Modelle zu parametrieren. Im Versuch ist die Wahl der Freiheitsgrade im Gegensatz zur FEM stark eingeschränkt, da jeder Messpunkt mit einem Sensor appliziert werden muss. Das Ziel einer Modalanalyse ist es, die Schwingformen im interessierenden Frequenzbereich durch möglichst wenige Sensoren zu erfassen, da die Applikation der Sensoren hohem Arbeitaufwand entspricht und nicht beliebig viele Sensoren zur Verfügung stehen bzw. eingelesen werden können.

Zur Versuchsvorbereitung komplexer Bauteile werden häufig FE-Simulationen eingesetzt, um die Platzierung der Sensoren effektiv durchzuführen. Sensoren sollten hierzu möglichst in die Schwingungsbäuche platziert werden. In Schwingungsknoten kann keine Bewegung gemessen werden, weshalb diese höchstens zu wählen sind, um Schwingformen niederer Ordnung eindeutig identifizieren zu können. Das Bauteil wird nach der Applikation der Sensoren mit einem Impulshammer oder einem Shaker mit einer definierten Kraft F angeregt. Im Falle eines Biegebalkens wird sich die Systemantwort auf die Kraftanregung F wie in Abbildung 26 dargestellt ergeben. Bei ausreichender Bandbreite der Anregung können die Schwingformen $\Phi_{1..4}$ durch fünf Sensoren, welche in diesem Beispiel äquidistant der Länge nach auf dem Biegebalken angebracht sind, eindeutig identifiziert werden. Neben der Amplitude werden auch die Frequenzen der dargestellten Moden durch Curve-fit-Verfahren aus den Übertragungsfunktionen berechnet. Hierfür wird die kommerzielle Software PAK (Müller BBM) genutzt. Das Verhalten des Biegebalkens aus diesem Beispiel kann nun durch eine Modale Matrix mit vier Eigenfrequenzen und vier Eigenvektoren mit jeweils fünf Einträgen eindeutig charakterisiert werden.

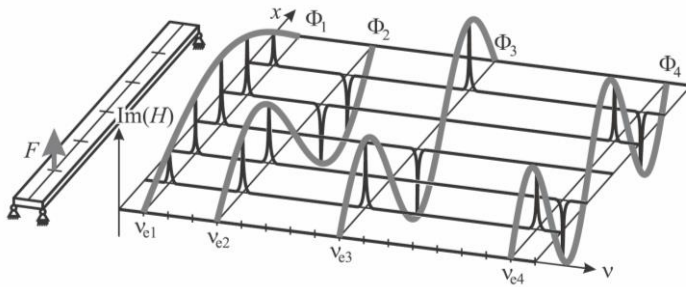


Abbildung 26: Modalanalyse eines Biegebalkens [Kol 06]

3.6 Neues Verfahren zur Bestimmung der Reifenschwingformen

In Kapitel 2 „Stand der Wissenschaft und der Technik“ werden Methoden vorgestellt, wie Reifenschwingformen durch Versuche bestimmt werden. Ein Ansatz ist die Messung von Kindt mit einem Laser-Doppler-Vibrometer (LDV) an 58 Messpunkten, welche den Vorteil bietet, die Schwingformen an der Reifenoberfläche berührungslos zu messen. Durch die grafische Darstellung der Ergebnisse der 58 Messpunkte ist eine Verwechslung der in hoher Dichte auftretenden Schwingformen des Reifens unwahrscheinlich. Allerdings funktioniert aufgrund der Relativgeschwindigkeit der Oberfläche des Reifens das Verfahren mit einem LDV nur bis ca. 30 km/h. In dieser Arbeit wurde daher ein 3D-LDV (Polytec PSV-500 Scanning Vibrometer) eingesetzt, um die Schwingformen des Reifens mit Sensordaten, gemessen an stehenden Teilen der elastischen Radführung, zu korrelieren [Arm 15]. Dadurch wird es möglich, Schwingformen des Reifens unabhängig von der Abrollgeschwindigkeit des Reifens zu bestimmen. Die Methode wurde zuerst in Vorversuchen mit stehendem Rad erprobt. Dabei wurde der Reifen durch einen elektromagnetischen Shaker angeregt und

die obere Hälfte der Reifenseitenwand an 74 Messpunkten (MP), was dem Applizieren von 74 triaxialen Beschleunigungssensoren entspricht, mit einem 3D-LDV vermessen. Auf diese Weise konnten die Schwingformen, welche von 1 bis 200 Hz auftreten, identifiziert werden und anhand der Frequenz mit Messungen von drei Beschleunigungssensoren am Radträger korreliert werden. Es zeigt sich, dass die räumliche Bewegung des Radträgers plausibel bezüglich der Anregung des Reifens ist. Konkret lässt sich dies gut anhand der Achsfrequenzen bei 13 Hz und 16 Hz erklären. Während bei 13 Hz sowohl am Reifen, als auch am Radträger ausschließlich Beschleunigungsanteile in Fahrtrichtung (x) gemessen werden, werden bei 16 Hz nur Anteile in vertikaler Richtung (z) gemessen. Die Frequenzen von 13 und 16 Hz werden hierbei in einer improvisierten Fixierung der Radführung mit Aluprofilen (Abbildung 27) gemessen. Da die Anbindung weicher als später in der Prüfumgebung ist, kommt es zu den geringeren Eigenfrequenzen. Die Messungen dienen nur der Korrelation von 3D-LDV und den Sensoren.

Im Falle einiger Reifenmoden, vor allem der so genannten „out-of-plane-Moden“, welche Biegungen gegenüber der Hauptebene des Reifens aufweisen, ergibt sich aufgrund des charakteristischen Schwingungsbildes wie zum Beispiel der [0,0] steering-Mode (39 Hz, im Stand), welche um die z-Achse (Hochachse des Reifens) schwingt, auch ein charakteristisches Schwingungsbild am Radträger um die Hochachse des Reifens. Um diese Schwingformen erkennen zu können, werden drei statt nur einem Sensor eingesetzt. In Abbildung 27 ist das Verfahren der visuellen Korrelation der Schwingbilder (Momentaufnahme entsprechender Videos) der Reifenseitenwand und des Radträgers dargestellt. Im oberen Teil der Abbildung ist entsprechend das vorformte Netz der 74 Messpunkte dargestellt, darunter das Dreieck, dessen Ecken jeweils die räumliche Bewegung eines Sensors am Radträger wiedergibt.

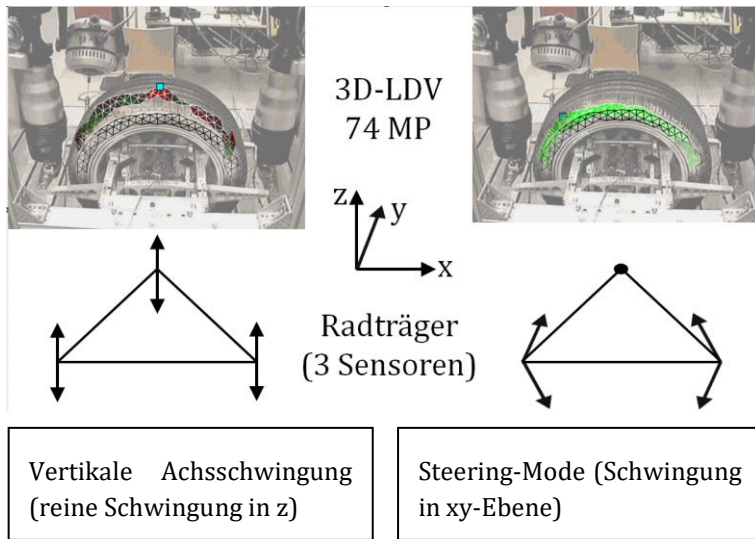


Abbildung 27: Vergleich von Schwingformen an Seitenwand und Radträger (links: vertikale Achsschwingung bei 16 Hz, rechts: [0,0] steering bei 39 Hz).

Diese Schwingungsbilder bzw. Videos, mit deren Hilfe ein schnelles Verständnis der Schwingform erlangt werden kann, basieren auf den Bewegungsvektoren der Schwingform. Nach Überprüfung der Plausibilität durch visuellen Vergleich der im Video dargestellten Schwingformen ergibt sich aus der Methode mit 3 Sensoren am Radträger ein weiteres Werkzeug, objektiv und automatisiert direkt die Bewegungsvektoren durch das Modal Assurance Criterion (MAC) ins Verhältnis zu setzen.

Das MAC ist eine bewährte Methode, Eigenvektoren und Bewegungsvektoren beliebiger Dimension miteinander zu vergleichen. Weite Verbreitung findet das MAC auch, um die Übereinstimmung von Versuchsdaten mit Simulationsmodellen oder Versuche und

Simulationen unter Parametervariationen miteinander zu vergleichen, indem die Eigenvektoren ins Verhältnis gesetzt werden. In dieser Arbeit bietet sich MAC besonders an, da es Stand der Technik ist, die Reaktionskräfte an starren Radführungen zu nutzen, um die Schwingformen von Reifen am drehenden Rad zu identifizieren. In die Sprache des MAC-Verfahren übersetzt, werden drei- bis sechsdimensionale, normierte Vektoren verglichen. Drei, falls nur die Reaktionskräfte des Reifens eingehen, sechs, falls auch die Momente (Rückstellmoment, Sturzmoment und Antriebsmoment) zur Verfügung stehen. Im Fall der elastischen Radführung ist es zielführend, zu den Kräften und Momenten noch Beschleunigungen von Bauteilen wie dem Radträger in den normierten Ergebnisvektor aufzunehmen. Durch die elastische Anbindung des Radträgers lässt sich dieser von den Reifenschwingungen anregen und der Informationsgehalt des Ergebnisvektors steigt.

Nach den in [Arm 15] beschriebenen Vorversuchen, welche die Abhängigkeit von den Reifenschwingformen am Radträger bestätigt haben, hat sich gezeigt, dass es zielführend ist, einen vierten Beschleunigungssensor am Radträger zu applizieren. In den Vorversuchen wurde mit drei Sensoren gemessen. Es ergeben sich Bewegungsvektoren zur Identifizierung der Schwingform mit 12 (4 Triax-Sensoren) Beschleunigungen und drei Kräften, der Radlast, der Seitenkraft und der Längskraft, welche durch Dehnungsmessstreifen (DMS) an der Radführung gemessen werden. In Abbildung 28 sind die Positionen der vier Beschleunigungssensoren am Radträger in der Reifen-Mittelebene dargestellt.

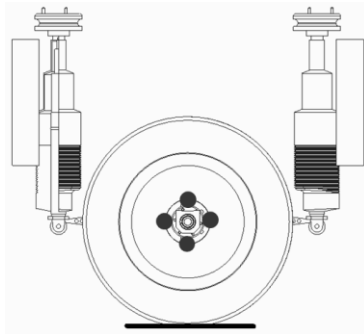


Abbildung 28: Position der vier Sensoren am Radträger in der Reifenebene

Allemanng beschreibt in [All 03] die Vor- und Nachteile des MAC und zeigt auf, welche Randbedingungen eingehalten werden müssen, um das Verfahren einsetzen zu dürfen. Im Kontext des Model-Updates wie in dieser Arbeit gibt Guggenberger [Gug 10] Einblicke in die praktische Anwendung des MAC. Nachdem die Eigenvektoren jeder einzelnen Schwingform für das Verfahren aus den Messdaten abgeleitet sind, werden diese nach dem Schema:

$$MAC_{ij} = \frac{|\Phi_i^H \Phi_j|^2}{(\Phi_i \Phi_i^H)(\Phi_j \Phi_j^H)}$$

verrechnet. Wobei der Eigenvektor Φ_i der des Grundzustandes ist und der Eigenvektor Φ_j der, der Variante, welche mit dem Grundzustand verglichen wird. Das Ergebnis des MAC ist ein Wert zwischen 0 und 1, wobei 0 keine Übereinstimmung bedeutet und 1 eine genaue Übereinstimmung. Werden Variationen innerhalb einer Simulation verglichen, sprechen MAC-Werte größer 0,9 für eine sehr gute Übereinstimmung. Werden Versuchsdaten mit Simulationsdaten oder Versuchsdaten untereinander verglichen, gelten

Werte ab 0,7 als ausreichend zur Zuordnung, wenn das Verhältnis des MAC-Wertes zu denen benachbarter Schwingformen geringer sind. Dies ist dem Unterschied von Versuchen unter realen Bedingungen im Gegensatz zu Simulationen mit konstanten Randbedingungen geschuldet.

Das Ergebnis des MAC-Verfahrens, wie es in dieser Arbeit angewendet wird, ist eine Kreuztabelle, in welcher identifizierte Moden eines Zustandes links aufgelistet sind. Diesen werden die unbekanntes Schwingformen anhand der Bewegungsvektoren aus einer Variationsmessung gegenübergestellt, welche nur aufgrund der Peaks der Leistungsdichte-Spektren erkannt werden, also nur die Frequenzlage und der Bewegungsvektor der Schwingform bekannt sind. Die Zuordnung zu Reifenschwingformen erfolgt nun aus dem MAC-Wert. Zur praktischen Erklärung dient die Kreuztabelle (Abbildung 29), auch Mapping Matrix (MM) genannt aus [Arm 15]. In dieser werden Bewegungsvektoren aus Versuchen am stehenden Rad, welche mit dem 3D-LDV identifiziert wurden, Bewegungsvektoren am rollenden Rad gegenübergestellt. Die Achseigenschwingungen in Längs- und Vertikalrichtung bei 15 und 24 Hz, welche auch ohne das MAC-Verfahren sicher bestimmt werden können, werden durch die MM bestätigt. Bei 52 Hz wurde die Steering-Mode identifiziert, was nicht direkt aus einem hohen MAC-Wert, jedoch aus dem Verhältnis der anderen MAC-Werte der Spalte 52 Hz abgeleitet wird. Des Weiteren wurden die Moden [2,1]-sym und [2,0]-sym mit hoher Wahrscheinlichkeit identifiziert.

		Rollendes Rad, 30 km/h, 4kN, 2,5 bar							
		15 Hz	24 Hz	31 Hz	37 Hz	52 Hz	75 Hz	95 Hz	108 Hz
Stehendes Rad, 1kN, 2,5 bar	Achse längs (13 Hz)	0,95	0,09	0,68	0,98	0,55	0,14	0,29	0,07
	Achse vert (16 Hz)	0,07	0,88	0,46	0,05	0,38	0,82	0,78	0,62
	[1,1] steer (39 Hz)	0,55	0,63	0,75	0,51	0,77	0,57	0,66	0,38
	[2,1] sym (47 Hz)	0,19	0,55	0,72	0,20	0,46	0,90	0,88	0,75
	[2,0] sym (126 Hz)	0,38	0,54	0,87	0,39	0,56	0,82	0,95	0,77
	[3,0] sym (177 Hz)	0,78	0,28	0,95	0,79	0,63	0,43	0,66	0,31

Abbildung 29: Mapping-Matrix (MM) der Vorversuche [Arm15]

Die Schwingformen bei 31 Hz, 37 Hz und 108 Hz können keinen bekannten Schwingformen aus dem stehenden System zugewiesen werden. Bei 31 Hz sind die vertikalen Anteile im Bewegungsvektor groß, jedoch ist die Frequenz nicht plausibel für eine Schwingung höherer Ordnung, was der [3,0] sym-Mode entsprechen würde. Bei 37 Hz sind die Anteile in Längsrichtung dominant, was für die 1. Längsschwingung des Reifens spricht. Diese wurde am stehenden Rad jedoch nicht identifiziert. Dies kann an der Anregung zum Versuch im Stand oder daran liegen, dass die Längsschwingung erst im drehenden Zustand dominant wird.

Zu den Vorversuchen wurden Bewegungsvektoren mit neun Einträgen (drei Triax-Sensoren) verwendet. Nachdem sich aus der Anwendung des MAC-Verfahrens durch das 3D-LDV reproduzierbare Ergebnisse ergeben haben, wird zu den Hauptversuchen ein weiterer Triax-Sensor appliziert. Zusammen mit den Reaktionskräften wird eine Erhöhung der Reproduzierbarkeit der Zuordnung der Schwingformen gegenüber dem alten Verfahren, nur die Reaktionskräfte und –Momente des Reifens gemessen an einer Radnabe zu verwenden, erwartet. Dies ist nötig, um die erhöhte Modendichte des Rades zusammen mit der elastischen Radführung, anstatt starrer Randbedingungen, untersuchen zu können.

3.7 Absicherung der Reproduzierbarkeit während der Versuchsreihen

Bei Versuchen mit Reifen muss die Reproduzierbarkeit besonders beachtet werden, da sich das Verhalten von Reifen hauptsächlich aufgrund der Elastomerwerkstoffe stark bei unterschiedlichen Randbedingungen wie Anregungsfrequenz, Eingangsimpedanz, Temperatur und der Griffigkeit mit der Fahrbahn ändert. In Ausrollversuchen werden nur geringe Seiten- und Umfangskräfte übertragen. Es ergibt sich kein Polieren der Fahrbahn, woraus folgt, dass die Griffigkeit in dieser Arbeit vernachlässigt werden kann, da diese über die Versuche nahezu konstant bleibt. Die Reifentemperatur ändert sich jedoch schon durch das Walken des abrollenden Reifens. Um gleiche Temperaturverläufe während der Versuche zu erreichen, wurde der Reifen 30 Minuten vor jedem Ausrollversuch eingefahren. Der Temperaturverlauf der Laufstreifentemperatur während eines Ausrollversuchs ist in Abbildung 30 dargestellt. Die Temperatur steigt während der ersten 100 Sekunden bei 2,5 bar Reifenfülldruck von 34,4 °C auf 35,3 °C, da bei 80 km/h eingefahren wird und der Ausrollversuch bei 120 km/h gestartet wird. Nach 200 Sekunden beginnt die Temperatur von 35,3 °C auf 31,8 °C zu fallen. Dies bedeutet eine Differenz von 3,5 °C. Nach Gromes [Gro 09] und Grollius [Gro 13] ist diese Differenz bezüglich der Frequenzlage der Reifenschwingformen zu vernachlässigen.

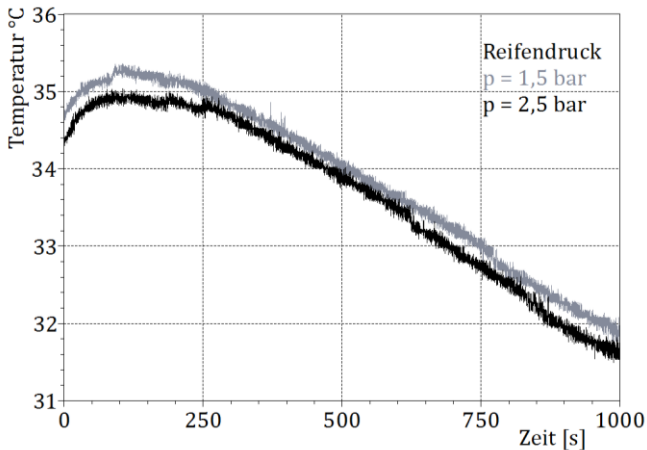


Abbildung 30: Temperaturverlauf während eines Ausrollversuches

Die Eingangsimpedanz der Radführung wurde durch eine Parametervariation gezielt untersucht und zusätzlich wurde durch Messungen des Grundzustandes zu Beginn und am Ende der Versuchsreihen deren Reproduzierbarkeit abgesichert.

3.8 Bestimmung des Frequenzbereiches

Reifen beeinflussen im rollenden Zustand am Fahrzeug die Achsenfrequenzen, haben also schon im niedrigen Frequenzbereich einen hohen Einfluss auf den Fahrkomfort. Ab 30 Hz treten je nach Reifen die ersten Eigenschwingungen niederer Ordnungen auf. Bis ca. 130 Hz regen die Reifenschwingungen der 1. und 2. Ordnung die Radführung auch derart an, dass diese deutlich in Kraftspektren zu erkennen sind. Von 130 Hz bis zu der Kavitätsmode bei ca. 200 – 250 Hz ist üblicherweise eine Lücke in Kraftspektren zu erkennen, wie auch in Abbildung 36. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass ab 130 Hz Reifenschwingungen höherer Ordnung vorliegen,

also mehrere Schwingbäuche um den Umfang ausgebildet werden. Die Reaktionskräfte der einzelnen Schwingbäuche fallen dann nicht mehr stark genug aus, um an der Radnabe gemessen werden zu können, oder neutralisieren sich gar bei entgegengesetzter Schwingungsrichtung. Für diese These sprechen Versuche mit Vibrometern, in denen Reifenmoden auch in hohen Frequenzbereichen deutlich zu erkennen sind, während an der Radnabe nur die Reifenmoden bis zur dritten Ordnung reproduzierbar gemessen werden können [Kin 08a]. Für den Fahrzeugentwickler sind jedoch auch nur die Reifenschwingformen von Interesse, welche eine Schwingungsanregung am Radträger einbringen, die bis an das Fahrerohr übertragen werden könnte.

Die Kavitätsmode im Bereich von 190 Hz bis 250 Hz koppelt, wie Grollius [Gro 13] festgestellt hat mit höheren Reifenmoden wie der [5,0] sym oder [5,1] asym, je nachdem, wie sich die Frequenzlagen von Kavität und Reifen überschneiden. Oberhalb der Kavitätsmode ist nur geringer Körperschall festzustellen.

Anhand des beschriebenen charakteristischen Verhaltens von PKW-Reifen wurde der Frequenzbereich für diese Arbeit von 10 Hz bis 300 Hz festgelegt. So ist sichergestellt, dass der Einfluss der Parametervariation auf die Achseigenschwingungen, die Reifenmoden und die Kavitätsmode untersucht werden können. Dieser Frequenzbereich enthält alle von Heißing (4-300Hz) [Hei 02], Ropers (0-200 Hz) [Rop 05], Hilscher (40-130 Hz) [Hil 10] und Kindt (50-200 Hz) [Kin 08ff] beschriebenen Schwingformen des Reifens und der Radführung.

3.9 Anregung zur Betriebschwinganalyse

Das System Reifen-Rad-Radführung soll im Betriebszustand bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten und weiteren Variationen

bezüglich Parameter der Radführung untersucht werden. Hierzu entsprechen zwei Anregungsarten dem Stand der Technik. Zum einen werden Schlagleisten genutzt, welche auf der Fahrbahn montiert werden, um den Reifen transient anzuregen. Das Ausschwingungsverhalten nach der Überfahrt der Schlagleiste wird dann zur Berechnung der modalen Parameter genutzt. Die zweite Möglichkeit ist die Anregung durch eine raue Fahrbahn. Diese hat den Vorteil, dass ein quasi-stationärer Zustand erreicht wird, da der Reifen wie im Betrieb im eingeschwungenen Zustand untersucht werden kann. Voraussetzung hierfür ist eine stochastische Anregung durch die Fahrbahn. Dies bedeutet, dass die Fahrbahnoberfläche keine wiederkehrenden Muster aufweisen darf, da diese den Reifen harmonisch anregen würden, was wiederum in den Frequenzspektren erkennbar wäre und mit Reifenschwingformen verwechselt werden könnte. Nach Kühbauch [Küh 09] werden diese Bedingungen durch den Fahrbahnbelag „Waschbeton 0/16“ erfüllt, weshalb dieser zu den Versuchen eingesetzt wird.

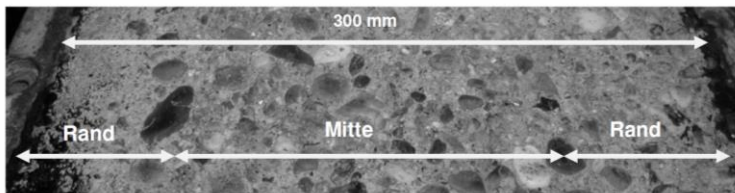


Abbildung 31: Waschbeton 0/16 [Küh 09]

Durch die Größe der Steine bis zu 16 mm, die teilweise frei an der Oberfläche abstehen (Abbildung 31, 32), wird eine hohe Anregung erreicht [Piz 19]. Die maximale Oberflächenprofilltiefe des eingesetzten Waschbetons 0/16 beträgt 5,5 mm, der Gestaltfaktor 47 %. Ein Gestaltfaktor von 47 % zeigt, dass eine konvexe Textur der Fahrbahn vorliegt, was zur Folge hat, dass der Reifen tief in die Fahrbahnunebenheiten eindringen kann, was die Anregung des Reifens zusätzlich verstärkt.

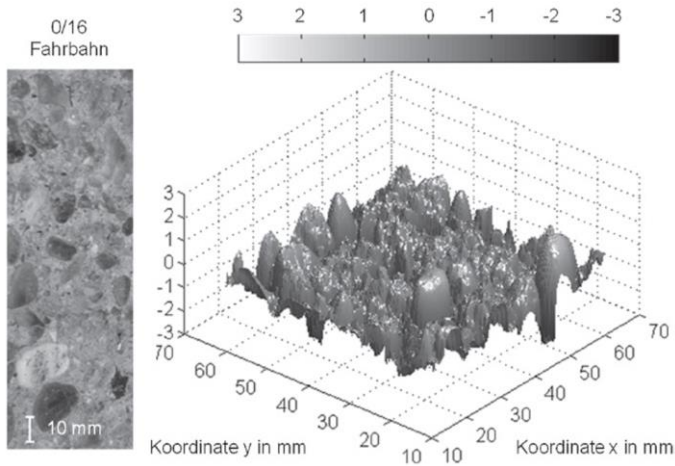


Abbildung 32: Fahrbahnausschnitt der Messung des W0/16 [Küh 09]

3.10 Versuchsdurchführung

Das hauptsächliche Ziel der Versuche ist, den Einfluss der mechanischen Eingangsimpedanz der Radführung auf Reifenschwingformen zu untersuchen. Zur Validierung werden zusätzlich neben Variationen der Eingangsimpedanz der Radführung Variationen der Geschwindigkeit, des Reifendrucks und der Raderhebungskurve durchgeführt. Nach den bereits in Kapitel 3.6 beschriebenen Vorversuchen mit der Radführung wie in Abbildung 13 dargestellt, ohne Variationsmöglichkeit der Quersteifigkeit, wurden die Hauptversuche an der Radführung wie in Abbildung 12 dargestellt, mit Variation der Quersteifigkeit durchgeführt. Parallel hierzu wurde der Reifen jeweils an der Kraftschlussradführung vermessen, um die Reproduzierbarkeit zu prüfen. Da zwischen den Versuchen sieben Monate verstrichen sind, musste abgesichert werden, dass der Reifen die gleichen Eigenschaften aufweist. Die Ergebnisse an der Kraftschlussradführung haben dies im Rahmen der

Messgenauigkeit bestätigt, was zusätzlich auch für die Reproduzierbarkeit der Kraftschlussradführung im verblockten Zustand spricht.

3.11 Auswertung der Versuchsdaten

Die Versuche im Rahmen dieser Arbeit werden mit dem Frontend „MK2“ des Herstellers Müller BBM, Beschleunigungssensoren 4524B des Herstellers Brüel & Kjaer und selbst applizierten Dehnungsmessstreifen zur Erfassung der Radlast, der Umfangskraft und der Seitenkraft durchgeführt. Die Abtastrate beträgt 1024 Hz. Zusätzlich wird die Drehzahl der Trommel über das Signal eines Resolvers an der Trommel aufgezeichnet, in eine Geschwindigkeit umgerechnet und als Führungsgröße gesetzt. Zur Auswertung werden Spektren abgeleitet. Hierzu wird eine FFT mit Hanning-Fenster der Blockgröße 1024 durchgeführt. Daraus ergeben sich bei 401 Frequenzlinien und einer Überlappung von 66,7 %, Spektren der Auflösung 1 Hz. Die Geschwindigkeit wird von 10 bis 120 km/h mit einer Auflösung von 0,5 km/h dargestellt. Die Spektren (Beispiel in Abbildung 33), werden in dieser Arbeit als Campbell- oder Wasserfalldiagramme dargestellt und dienen der manuellen Auswertung. In Spektren dieser Arbeit wird auf der Abszisse die Frequenz und auf der Ordinate die Rollgeschwindigkeit des Rades aufgetragen. Die Legende der Farbverteilung ist rechts dargestellt und ergibt

sich aus der Amplitude der Beschleunigung oder der Kraft, je nach Messung.

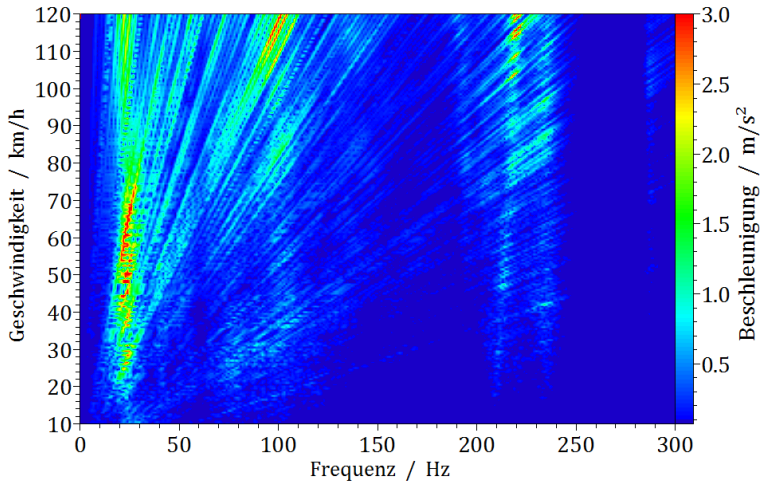


Abbildung 33: Campbell-Diagramm (3D-Spektrum) der vertikalen Beschleunigung einer Messung mit der elastischen Radführung.

Bei der Auswertung von Campbell-Diagrammen ist eine gewisse Erfahrung unverzichtbar und es muss streng beachtet werden, dass bei der Auswertung keine subjektiven Einflüsse aus der Ergebniserwartung eingehen. Wegen des großen Informationsgehaltes sind Fehlinterpretationen leicht möglich. In Abbildung 33 sind jedoch klare Strukturen zu erkennen. Als erstes lässt sich feststellen, dass der größte Anteil des Diagrammes in blau dargestellt ist. Dies bedeutet, in diesem Bereich liegen geringe Amplituden unter $0,5 \text{ m/s}^2$ vor. Dann lässt sich ein Fächer erkennen, dessen Strahlen sich im Punkt $0, 0$ treffen. Die Strahlen stellen drehzahlabhängige Ordnungen dar, auf die später genauer eingegangen wird. Die Anhäufung von hohen Amplituden über den gesamten

Geschwindigkeitsbereich um 25 Hz resultiert aus der dominanten vertikalen Achs-Schwingform. Des Weiteren ist die Schwingform, welche bei 20 km/h und 210 Hz beginnt messbar zu werden und mit der Geschwindigkeit zu höheren Frequenzen hin steigt (120 km/h, 220 Hz), sehr dominant und in nahezu allen Spektren zu finden. Aus der Dominanz ergibt sich, dass diese beiden Schwingformen als Plausibilitätstest für die Messdatenerfassung genutzt werden. Falls diese nicht in den Spektren erkennbar sind, wird die Messung verworfen. Zusätzlich zu der Dominanz hängen diese Schwingformen stark von Reifendruck und Radlast ab, weshalb anhand deren Frequenzlage eine Plausibilitätsprüfung durchgeführt wird, ob die Randbedingungen im Versuch richtig eingestellt waren. Erst wenn die Plausibilität eines Datensatzes bestätigt ist, wird der Verlauf weiterer markanter Schwingformen anhand von Maximalwerten im Verlauf über der Geschwindigkeit manuell ausgelesen. Die ausgelesenen Punkte werden dann zu einer Linie verbunden und in das Spektrum eingezeichnet (Abbildung 34). Auf diese Weise kann der Verlauf von Resonanzfrequenzen aus 3D-Spektren extrahiert werden, um die Frequenzlage bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten zu bestimmen. Zur Analyse der Messdaten bei konkreten Geschwindigkeiten und/oder Frequenzen wird jedoch die Information benötigt, welche Amplitude in diesen konkreten Auswertepunkten vorliegt, weshalb 2D-Spektren bei konstanter Geschwindigkeit abgeleitet werden, um die Amplituden zu bestimmen.

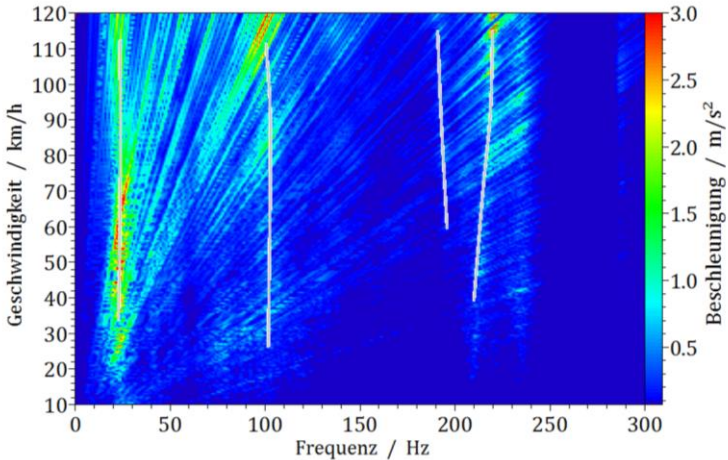


Abbildung 34: 3D-Spektrum mit hervorgehobenen Verläufen von Resonanzfrequenzen einzelner Schwingungsmoden über der Geschwindigkeit

3.11.1 Darstellung der Schwingformen in 2D-Spektren

Messdaten aus Ausrollversuchen, wie sie in diesem Projekt vorliegen, werden nach dem Stand der Technik für die Bestimmung der Frequenzlage und Amplitude bei vorgegebener Geschwindigkeit in 2D-Spektren (Abbildung 35) abgeleitet. Bei dieser Auswertung entsteht jedoch die Herausforderung, zwischen dem Peak der Ordnungen (Fächer) und dem Peak der eigentlichen Reifenschwingformen zu unterscheiden. Wird der Geschwindigkeitsbereich zur Ableitung der 2D-Spektren vergrößert, um den Effekt der Ordnungen durch höhere Anzahl von Mittelungen zu eliminieren, verschmieren die Peaks häufig derart, dass die Spektren zur Auswertung unbrauchbar werden. Dies macht sich dadurch bemerkbar, dass die Peaks der Ordnungen sehr breit werden und die Peaks der Reifenschwingformen darin untergehen, beziehungsweise nicht mehr

sichtbar sind. Grund hierfür ist ein Nachteil von Ausrollversuchen, durch die Mittelung über einen größeren Zeitbereich wird auch über eine Geschwindigkeitsvariation gemittelt, weshalb dies nur begrenzt möglich ist.

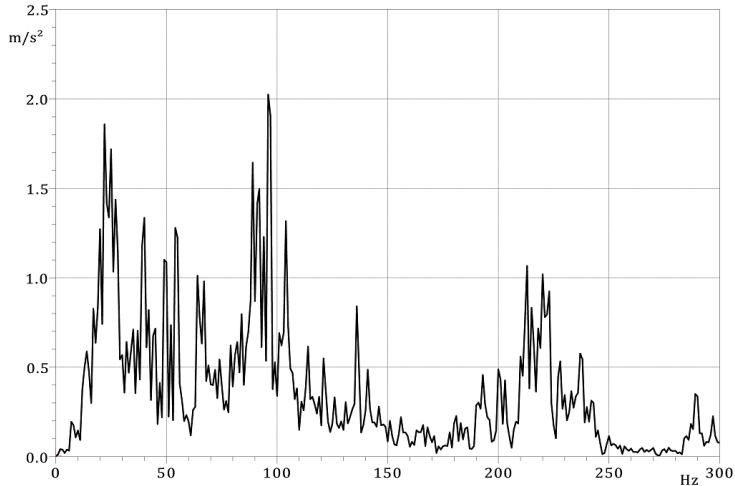


Abbildung 35: 2D-Spektrum des 3D-Spektrums aus Abbildung 33 bei 100 km/h

Aus diesem Sachverhalt ergibt sich eine Fehlerquelle, da es vorkommt, dass die Ordnung eine deutlich höhere Amplitude aufweist als die eigentlich gesuchte Schwingform. Eine weitere Herausforderung ist Spielraum für subjektive Auswertung, der sich ergibt, wenn mehrere ähnliche Peaks in einem Frequenzbereich auftreten. Falls es zum Zeitpunkt der Auswertung schon eine Erwartung gibt, wo die Frequenzlage der Schwingform nach der Variation liegen soll, kann es passieren, dass in der erwarteten Frequenzlage eine Ordnung zu finden ist. Diese darf jedoch nicht in die Auswertung bzw. zur Generierung des Ergebnisses herangezogen werden,

weshalb das Verfahren der 2D-Darstellung anhand des Geschwindigkeitsbereiches in dieser Arbeit keine Anwendung findet.

Die Problematik der dominanten Ordnungen der Prüftrommel lässt sich anschaulich darstellen, indem gezeigt wird, dass der Trommeldurchmesser aus den 3D-Spektren hervor geht. In Abbildung 36 sind zwei 3D-Spektren von Ausrollversuchen zur Untersuchung der Reifenschwingungen dargestellt. Die Ordnungen der Prüftrommel sind wie bereits beschrieben jeweils am Fächer, dessen Strahlen im Nullpunkt zusammentreffen zu erkennen. Zur Plausibilisierung wurden die Ordnungen bei 120 bzw. 100 km/h abgezählt und daraus der Trommeldurchmesser berechnet. Im linken Spektrum liegen bei 120 km/h 47 Ordnungen von 20 bis 150 Hz vor, was einem Trommeldurchmesser von 3,8 m entspricht. Im rechten Spektrum liegen bei 100 km/h 32 Ordnungen von 20 bis 160 Hz vor, was einem Trommeldurchmesser von zwei Metern entspricht. Beide Werte stimmen mit dem Durchmesser der jeweils genutzten Trommel des Prüfstandes überein.

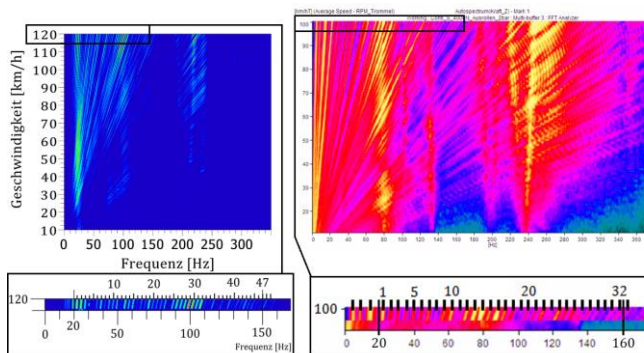


Abbildung 36: Durchmesserbestimmung von Prüftrommeln anhand der Trommelordnungen (links: 3,8m; IPS, rechts: 2m; [Gau 16])

Zur Qualitätssteigerung und weiteren Plausibilisierung der Messdaten ergibt sich die Herausforderung, die Reifenschwingungen

möglichst ohne die Trommelordnungen auszuwerten, da die Trommelordnungen Eigenschaften des Prüfstands sind, welche zur Auswertung der Reifenschwingformen ausgefiltert werden sollten. Hierzu werden zwei Methoden eingesetzt. Die erste Methode ist ein fertiges Werkzeug der Pak-Software [PAK 14] zur Auswertung, welches die Trommelordnungen von dem so genannten Hintergrundgeräusch, welches untersucht werden soll, trennt. Zur zweiten Methode werden 2D-Spektren entlang markanter Trommelordnungen ähnlich [Jan 15] ausgewertet. Dadurch wird der Effekt der Ordnung in den oben erklärten 2D-Spektren bei konstanter Geschwindigkeit eliminiert und Peaks entlang der Ordnung können eindeutig Reifenschwingformen zugeordnet werden.

3.11.2 Methode der Ordnungsextraktion

Der Algorithmus zur Ordnungsextraktion ist in [PAK 14] und von Peeters [Pee 07] beschrieben. Die Ergebnisse in Abbildung 37 zeigen, dass es jedoch nicht zielführend ist, die Messdaten erzeugt an einem Innentrommelprüfstand auf diese Weise nachzubearbeiten. Die Trommelordnungen werden zur Extraktion nicht gewichtet, sondern komplett getrennt. Daraus ergibt sich, dass auch nicht drehzahlabhängige Schwingformen im Bereich der Ordnungen extrahiert werden und die Darstellung des Hintergrundgeräusches bei hoher Ordnungsdichte keine relevanten Informationen zur Auswertung mehr enthalten. Wie Abbildung 36 zeigt, liegt aufgrund des großen Trommeldurchmessers eine geringe erste Trommelordnung vor, welche so dominant ist, dass die Harmonischen und sogar halbe Ordnungen im gesamten Frequenzbereich von Interesse das Spektrum dominieren. So enthält nach der Extraktion der Anteil der Ordnungen weiterhin den Großteil der Informationen, was die Darstellung in Abbildung 37 rechts unten zeigt.

Bei den weiterhin deutlich erkennbaren Ordnungen im Hintergrundgeräusch handelt es sich um die Radordnung und ihre

Harmonischen. Diese wurden zu weiteren Plausibilitätsprüfungen der Messdaten genutzt, sind jedoch nicht weiter von Interesse.

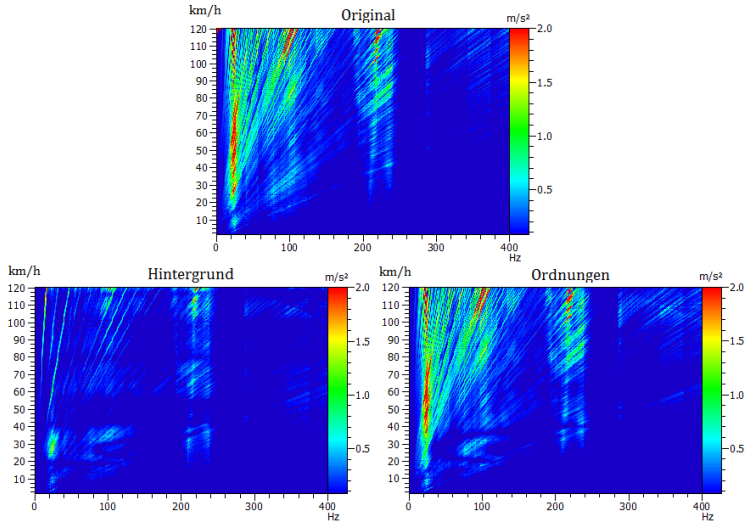


Abbildung 37: Aufteilung des Spektrums in Ordnungen und Hintergrundgeräusch

3.11.3 Methode der Ordnungsanalyse

Zur Methode der Ordnungsanalyse werden dominante Ordnungen der Trommel aus den Campbell-Diagrammen ausgelesen. Wenn die Trommelordnungen im gesamten Frequenzverlauf erkennbar sind, können Amplitudenverläufe entlang dieser Ordnungen automatisch durch eine Müller BBM Routine erstellt werden. In (Abbildung 38) sind diese Amplitudenverläufe beispielhaft dargestellt, in denen auf der Abszisse die Rollgeschwindigkeit und auf der Ordinate die Schwingamplitude aufgetragen wird.

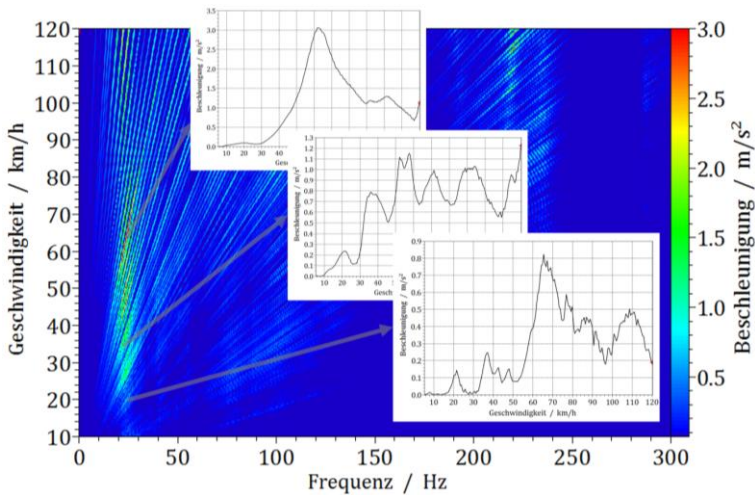
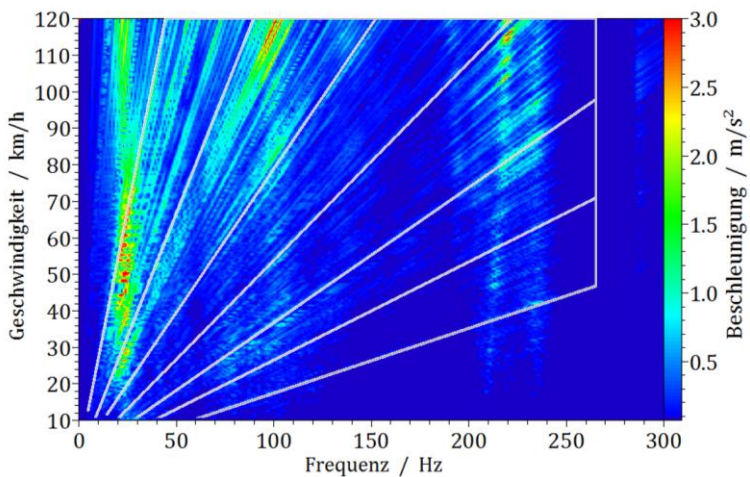


Abbildung 38: Ableitung der Verläufe der Amplituden der 8., 16. und 27. Ordnung (v. l. n. r.) über der Rollgeschwindigkeit

Auf diese Weise ist es möglich, die Achs- und Reifenschwingformen anhand derer Resonanzfrequenzen auf der Amplitude der Trommelordnungen abzulesen. Ein Nachteil der Methode ist, dass die Auswertung nicht über den gesamten Bereich der Campbell-Spektren durchgeführt werden kann, sondern nur entlang der Trommelordnungen. Dadurch ist es nicht möglich, Schwingformen bei beliebigen Rollgeschwindigkeiten auszuwerten. Der Frequenzbereich der Ordnungen steigt mit zunehmender Rollgeschwindigkeit. Da auch die gesuchten Schwingformen je nach Variation in anderen Frequenzbereichen zu finden sind, ist es wahrscheinlich, dass das Maximum der Schwingform nicht anhand der gleichen Trommelordnung ausgewertet werden kann, sondern nach der Variation in einer anderen Ordnung zu finden ist. Daher wird ein weiterer Schritt zur Auswertung angeschlossen, welcher in Kapitel 3.11.4 beschrieben wird.

Der Bereich der Ordnungsanalyse ergibt sich von der achten Trommelordnung bis zur 120. Ordnung, da diese jeweils die niedrigste bzw. höchste Ordnung ist, welche im Spektrum durchgehend zu erkennen ist. In Abbildung 39 ist dieser Bereich (links achte Ordnung, rechts 120. Ordnung) dargestellt. Des Weiteren werden die Ordnungen 16, 27, 40, 58 und 80 für die Methode genutzt. Dass die Ordnungen 8, 16 und, leicht schwächer als Ordnung 27, auch Ordnung 32 besonders ausgeprägt sind, könnte aus der harmonischen Anregung von 8 Segmenten resultieren, in die der Trommelumfang aufgeteilt ist, obwohl die Segmente unterschiedlich lang sind, um diesen Effekt zu vermeiden und die Übergänge der Segmente gleich gestaltet sind wie die Fahrbahn selbst.



**Abbildung 39: Trommelordnungen, entlang derer ausgewertet wird.
v. l. n. r.: 8, 16, 27, 40, 58, 80, 120.**

Die Ergebnisse der Ordnungsanalyse zeigen, wie in Abbildung 40 in weiß dargestellt, sehr gute Übereinstimmung mit den Schwingformen zur Plausibilisierung der frequenzbasierten Auswertung (Abbildung 34, oder rot dargestellt in Abbildung 40). Zusätzlich zu der

frequenzbasierten Auswertung werden jedoch weitere Schwingformen durch die Ordnungsanalyse erkannt, welche zur frequenzbasierten Auswertung nicht auffällig genug sind, oder deren Verlauf über der Geschwindigkeit zu stark gestreut hat, was zur Streichung der Schwingform geführt hat. Die Übereinstimmung der Verläufe der Frequenzlagen über der Geschwindigkeit der manuellen und ordnungsbasierten Auswertung deutet auf hohe Plausibilität der Datengrundlage hin. Da die Identifikation der Schwingformen per Ordnungsanalyse weniger fehleranfällig ist und mehr Schwingformen identifiziert werden können, wird diese durchgeführt.

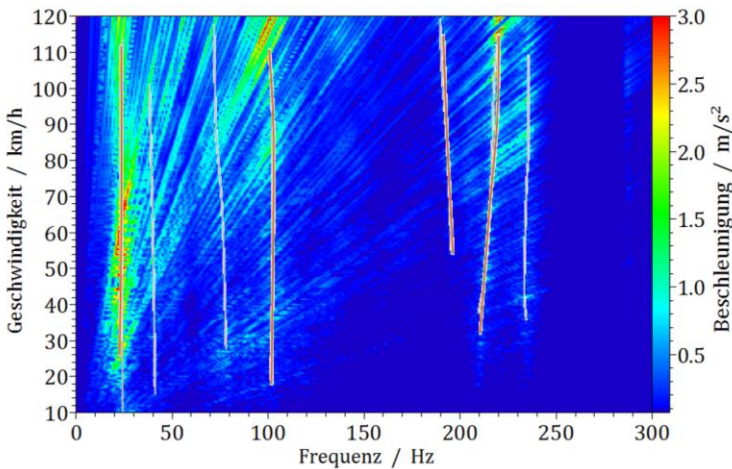


Abbildung 40: Vergleich der Ergebnisse der direkten Auswertung (rot) und der Auswertung entlang der Ordnungen (grau)

Insgesamt werden bei der Auswertung des Grundzustandes, welcher später in Kapitel 4.1 eingeführt wird, sieben Schwingformen in vertikaler (z), vier Schwingformen in longitudinaler (x) und fünf Schwingformen in lateraler (y) Richtung erkannt. Einige Schwingformen weisen Anteile in mehreren Richtungen auf. Diese

Schwingformen werden zusammengefasst und es ergeben sich insgesamt 12 Schwingformen, anhand derer der Einfluss der Variationen der Versuchsreihe untersucht wird.

3.11.4 Ableitung der Bewegungsvektoren

Zur Ableitung der Bewegungsvektoren, welche für das MAC-Verfahren und zur Identifizierung der Schwingformen benötigt werden, werden nun die lokalen Maxima in den markierten Bereichen (Abbildungen 41-43) genutzt. Die lokalen Maxima sind jeweils durch einen Punkt im Spektrum (Frequenz/Geschwindigkeit) definiert. Dieser Punkt wird dann in die Spektren der weiteren Sensoren bzw. Raumrichtungen übertragen, um die Amplituden zur Erstellung des Bewegungsvektors auszulesen.

Um die Auswirkungen der Variationen genauer untersuchen zu können, wird die Frequenzauflösung zur Suche der lokalen Maxima von 1 Hz auf 0,25 Hz verfeinert, indem die Blockgröße zur FFT von 1024 auf 4096 Werte erhöht wird. Dadurch lässt sich visuell in den 3D-Spektren weniger erkennen (Vergleich Abbildung 40 und Abbildung 43), die Frequenzlagen der interessierenden Schwingformen liegen jedoch aus der Ordnungsanalyse vor.

In Abbildung 41 ist das 3D-Spektrum des Versuches im Grundzustand am oberen Sensor in x-Richtung dargestellt. Aus den vier Suchbereichen, welche durch rote Rechtecke gekennzeichnet sind, werden vier lokale Maxima zur Bestimmung der Eigenfrequenzen der Schwingformen, welche hauptsächlich in x-Richtung auftreten definiert. Der erste Bereich, welcher bestimmt wird, um die Achseigenschwingung bei ca. 18 Hz zu untersuchen, ist im unteren Geschwindigkeitsbereich am deutlichsten ausgeprägt, weshalb das lokale Maxima zwischen 25 und 35 km/h ausgewertet wird. Bezüglich der Frequenzlage wird das Fenster so angepasst, dass im Falle einer Frequenzverschiebung durch eine Variation die Maxima

immer in der Mitte des Fensters bezüglich der Frequenz liegen. Die zweite Schwingform, welche hauptsächlich in x ausgeprägt ist, tritt am deutlichsten zwischen 70 und 80 km/h entlang der 11. Ordnung auf. Die dritte Schwingform bei ca. 55 Hz ist über den gesamten Geschwindigkeitsbereich deutlich zu erkennen und hat ihr Maxima zwischen 90 und 100 km/h entlang der 12. Ordnung. Die vierte Schwingform ist sehr breit in einem Bereich von bis zu 30 Hz zu erkennen. Im Grundzustand erstreckt sich dieser Bereich von 100 bis 130 Hz. Hier wird ein großer Bereich von 100 bis 120 km/h und dem entsprechenden Frequenzbereich gewählt, um das lokale Maximum bzw. den Punkt zur Ableitung des Bewegungsvektors zu erhalten.

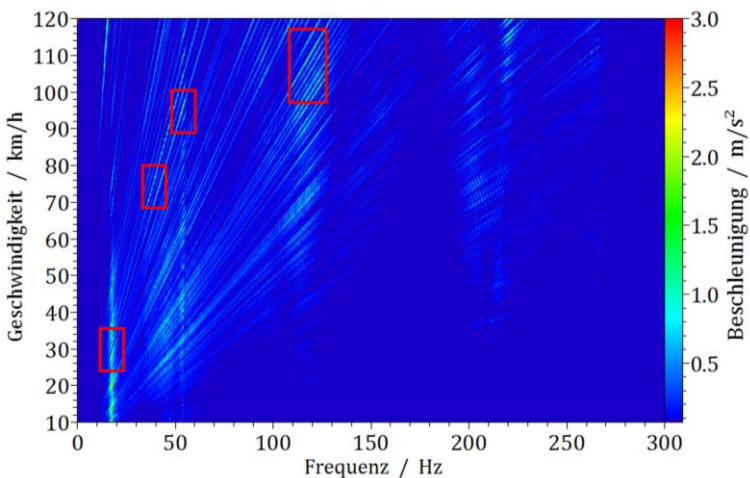


Abbildung 41: 3D-Spektrum Grundzustand oberer Sensor, x-Richtung

In lateraler Richtung liegen relativ zu den anderen Raumrichtungen geringere Amplituden der Beschleunigung vor. Dies ergibt sich aus der geringen Anregung zusammen mit der höchsten Steifigkeit der Radführung im Vergleich zu x und z. Die Frequenzlage bzw. der

Punkt des lokalen Maximums zweier Schwingformen wird aus den y-Spektren ermittelt, da nur in y lokale Maxima vorliegen, während in den Spektren in x und z Richtung zwar höhere Amplituden vorliegen können, jedoch nicht als Maxima. Die Weiteren im y-Spektrum erkennbaren Schwingformen ergeben sich aus Kopplungen aus anderen Richtungen und werden in den entsprechenden Spektren (x, z) bestimmt. Die erste in y auszuwertende Schwingform liegt im Grundzustand bei 45 Hz und wird entlang der zehnten Trommelordnung im Geschwindigkeitsbereich von 90 bis 100 km/h ermittelt. Die zweite Schwingform in lateraler Richtung tritt im Frequenzbereich von 90 bis 105 Hz und 100 bis 120 km/h auf. Das Maxima liegt im Grundzustand bei 96,5 Hz.

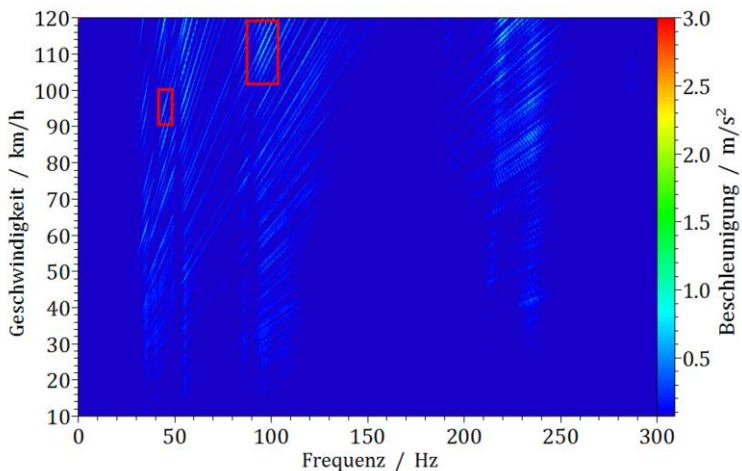


Abbildung 42: 3D-Spektrum Grundzustand oberer Sensor, y-Richtung

In vertikaler Richtung (z) treten entsprechend der vertikalen Anregung durch die Fahrbahn die höchsten Amplituden auf. Die vertikale Achsenfrequenz hat das Maximum über dem gesamten Geschwindigkeitsbereich in allen Variationsmessungen bei ca. 65

km/h entlang der 8. Ordnung. Die Schwingform im Bereich um 70 Hz wird entlang der 16. Ordnung ausgewertet. Im Bereich von 95 bis 110 Hz und 70 bis 90 km/h ist ein breites Band hoher Amplituden zu erkennen. Die Maxima bezüglich der Geschwindigkeit liegen zwar in einem höheren Bereich bei ca. 105 bis 120 km/h, es kann jedoch nicht ausgeschlossen werden, dass die wirklichen Maxima außerhalb des Messbereichs oberhalb 120 km/h liegen. Daher wird zur Identifizierung der Schwingform der Geschwindigkeitsbereich zwischen 70 und 90 km/h genutzt.

In kleinen Geschwindigkeitsbereichen um 100 km/h wurde bei 193 Hz (39. Ordnung) und 218,5 Hz (43. Ordnung) die Kavitätsschwingform ausgewertet. Da diese Schwingform stark geschwindigkeitsabhängig ist, muss ein kleiner Geschwindigkeitsbereich zur Bestimmung der Frequenzlage gewählt werden, um Verwechslungen zu vermeiden. Zusätzlich werden die Ordnungen (39./43.) zur Auswertung definiert. Zwischen 230 und 240 Hz ist eine weitere Schwingform über den gesamten Geschwindigkeitsbereich zu erkennen, welche bei 100 km/h ausgewertet wird.

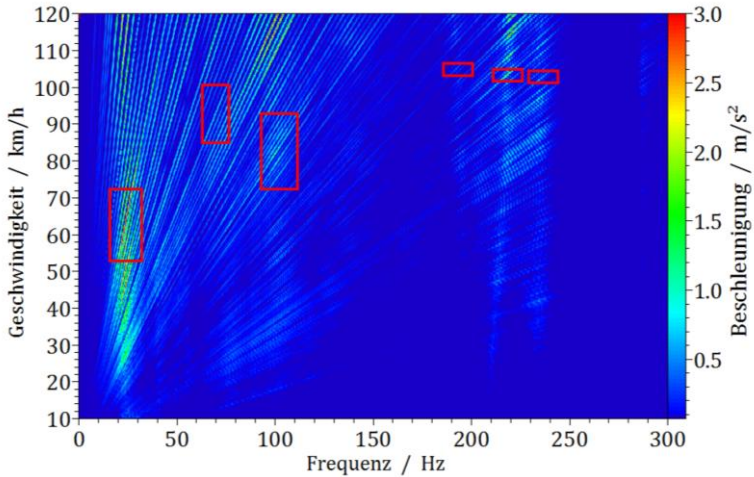


Abbildung 43: 3D-Spektrum Grundzustand oberer Sensor, z-Richtung

Nach der Bestimmung von jedem der genannten lokalen Maxima im jeweils angegebenen Bereich (rote Markierungen) wird die Amplitude dieses Punktes (Frequenz über Geschwindigkeit) in allen 3D-Spektren der Messung (4 Sensoren * 3 Raumrichtungen = 12 Werte) ausgelesen. Aus diesen 12 Werten wird der Bewegungsvektor gebildet, welcher als Eingang für das MAC-Verfahren dient. Es hat sich gezeigt, dass es bezüglich der Reproduzierbarkeit nicht zielführend ist, die Geschwindigkeit zur Auswertung auf 100 km/h streng entsprechend der Definition des Grundzustandes für jede Schwingform beizubehalten. Vor allem die Analyse der Achseigen-schwingungen ist deutlich reproduzierbarer, wenn das globale Maximum der Schwingform zur Auswertung herangezogen wird. Daher wird die Achsschwingung längs falls nicht explizit anders angegeben bei ca. 30 km/h (zwischen 26 und 34 km/h entlang der 11. Ordnung) und die Achsschwingung vertikal bei ca. 60 km/h (zwischen 55 und 65 km/h, entlang der 8. Ordnung) ausgewertet. Die weiteren Schwingformen werden der Definition des

Grundzustandes entsprechend im Geschwindigkeitsbereich von 100 +/- 15 km/h ausgewertet.

3.12 Benennung der Schwingformen

Die Benennung der Schwingformen nach dem Verfahren von Grollius [Gro 13] bzw. Wheeler [Whe 05] ergibt sich bei Messdaten aus Versuchen an der Kraftschluss-Radführung aus den über der Frequenz aufgetragenen Reaktionskräften an der Radnabe in den Raumrichtungen x, y und z, im Vergleich mit der räumlichen Ausprägung der Reifenschwingformen. Zum besseren Verständnis werden die visualisierten Schwingformen der Simulationsergebnisse, dargestellt in Abbildung 44, aus Kapitel 4 vorgezogen.

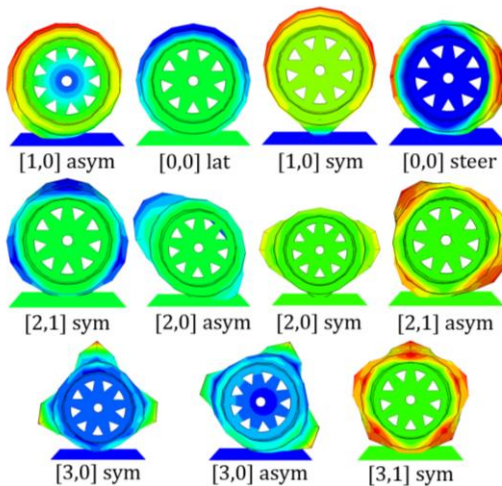


Abbildung 44: Benennung der ersten elf Reifenschwingformen des Simulationsmodells entsprechend [Whe 05]

Aufgrund des relativ einfachen Schwingungszustandes, welcher sich aus der hohen Steifigkeit der Kraftschlussradführung ergibt,

reichen die Reaktionskräfte an der Radnabe aus, um die erkannten Schwingformen im 3D-Spektrum den Reifenschwingformen zuzuweisen. Dies wurde von Kindt [Kin 08a] durch Messungen mit einem Laser-Vibrometer an der Reifenoberfläche bestätigt. In Abbildung 45 sind die dominanten Schwingformen aller drei Raumrichtungen dargestellt. Die Schwingformen einer Raumrichtung werden jeweils von links nach rechts hochgezählt. Die 3D-Spektren zur Ableitung des Verlaufes der Schwingformen sind in Anhang A.1 dargestellt.

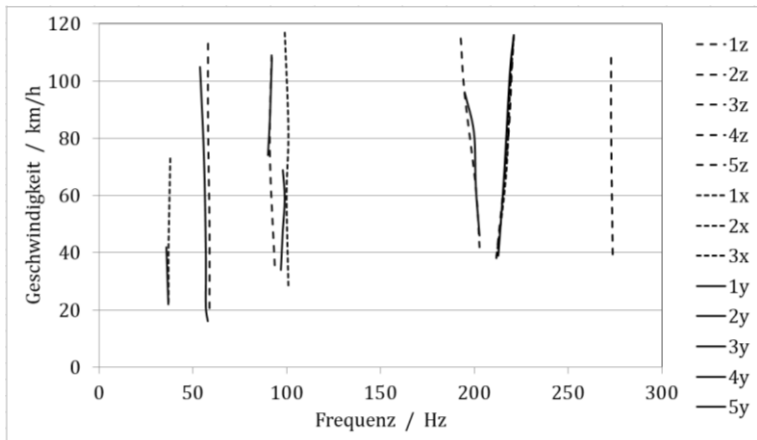


Abbildung 45: Dominante Schwingformen des Versuches im Grundzustand unter starren Randbedingungen

Die erste Schwingform mit Vorzugsrichtung längs (x) und geringen lateralen (y) Anteilen bei 37 Hz ist auf die [1,0] asym Reifenmode zurückzuführen. Die zweite Schwingform bei 54 Hz wird aufgrund des lateralen Anteils der [0,0] lateral Reifenmode zugewiesen. Bei 58 Hz ist die erste vertikale (z) Resonanz zu erkennen, welche der [1,0] sym Mode zugewiesen wird. Um 100 Hz sind Schwingungsanteile in drei Raumrichtungen zu erkennen. Dies verdeutlicht die Herausforderung, dass Reifenschwingformen unterschiedlicher

räumlicher Ausprägung miteinander koppeln, bzw. gegenseitig Schwingungsenergie (Anregung) austauschen können. Die vertikale Schwingform mit lateralem Anteil wird der [2,1] asym Reifenschwingform zugewiesen. Der horizontale Anteil bei 100 Hz weist auf die [2,0] asym Reifenschwingform hin. Um 200 Hz tritt eine stark geschwindigkeitsabhängige Schwingung der Luft im Reifen, auch Kavität genannt, auf. Nach Krauss [Kra 10] resultiert diese für den stehenden Beobachter aus einer Schwingung der mitdrehenden Luft im Reifen. Durch den Doppler-Effekt erscheint diese mitdrehende Schwingform dem stehenden Beobachter wie zwei Schwingformen, welche stark geschwindigkeitsabhängig sind, worauf später noch genauer eingegangen wird. Die Schwingform bei 272 Hz ist hauptsächlich in z zu erkennen und liegt im erwarteten Bereich der Radeigenfrequenz, weshalb diese Schwingform entsprechend benannt wird. In Tabelle 1 sind die benannten Schwingformen mit den gemessenen Frequenzlagen zusammengefasst.

Tabelle 1: Benennung der Schwingformen an der Kraftschlussradführung, bei 2,5 bar und 100 km/h

Form	Eigenfrequenz in Hz
[1,0] asym	37
[0,0] lateral	54
[1,0] sym	58
[2,1] sym	92
[2,0] asym	100
Kav-H	194
Kav-V	220
1. Radeigenfrequenz	272

Die Ergebnisse der Versuche an der elastischen Radführung zeigen wie erwartet ein deutlich komplexeres Schwingungsverhalten als jene an der Kraftschlussradführung. Zu den Reifenschwingformen kommen Radführungsschwingformen hinzu (Abbildung 46). Durch die Freiheitsgrade der elastischen Radführung ist der Radträger schwingungsfähig gelagert, weshalb dieser von den Reifenschwingformen zu messbaren Schwingungen angeregt wird. Die Charakteristik dieser Schwingungen wird durch die erstellten Bewegungsvektoren (Kapitel 3.11.4) beschrieben und dient nicht nur dem Vergleich der Variationen anhand des MAC-Verfahrens, um Frequenzverschiebungen der Schwingformen festzustellen, sondern wird in dieser Arbeit auch zur Benennung der Schwingformen genutzt.

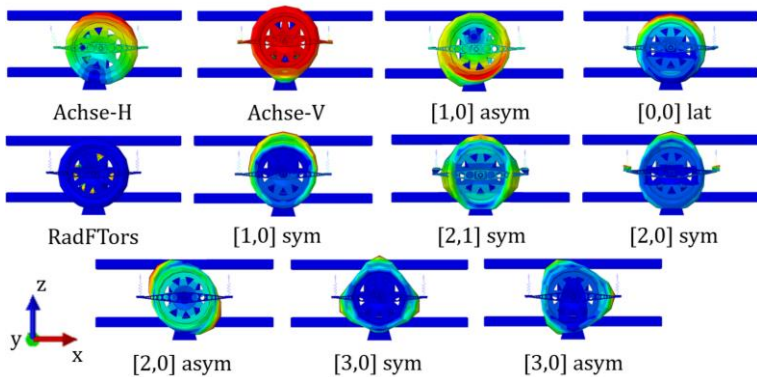


Abbildung 46: Räumliche Ausprägung der Reifen- und Radführungsschwingformen an der elastischen Radführung

Der Bewegungsvektor der Schwingung Achse-H (Abbildung 46) wird ideal betrachtet nur Anteile in x-Richtung aufweisen, während für den Bewegungsvektor der Schwingung Achse-V ideal betrachtet nur Anteile in z-Richtung erwartet werden. Entsprechend werden für den Bewegungsvektor $[0,0]$ lat nur Komponenten in y-Richtung erwartet. Bei den weiteren Schwingformen ergibt sich eine

Kombination in den Raumrichtungen, die jeweils aus animierten Schwingformen der Simulation abgeleitet werden. Die Schwingung „RadFTors“, bei der der Radträger um die y-Achse tordiert schwingt, wird durch eine Kombination der Messpunkte der Beschleunigungssensoren (Abbildung 28) bestimmt. So werden Anteile in allen Sensoren erwartet, wobei am oberen und unteren Sensor die x-Richtung (O_x, U_x) gegenphasig erwartet wird, während an den Sensoren rechts und links gegenphasige Komponenten in z (R_z, L_z) erwartet werden. Für weitere Schwingformen soll die Ausbreitung in der x, z Ebene und der y, z Ebene geprüft werden. Entsprechend idealisierte Vektoren sind in Tabelle 2 dargestellt. Zur Anschaulichkeit wurden diese nicht normiert. In der ersten Spalte sind die Komponenten des Bewegungsvektors benannt, wobei sich der erste Buchstabe auf die Position des Sensors, O=oben, R=rechts, U=unten und L=links bezieht, während der zweite Buchstabe die Raumrichtung (x, y, z) angibt.

Tabelle 2: Idealisierte Bewegungsvektoren von Schwingformen

Komponente	Schwingformen					
	Achse Längs (x)	Achse vert. (z)	[0,0] lat. (y)	RadF Tors.	x, z	y, z
Ox	1	0	0	1	1	0
Oy	0	0	1	0	0	1
Oz	0	1	0	0	1	1
Rx	1	0	0	0	1	0
Ry	0	0	1	0	0	1
Rz	0	1	0	1	1	1
Ux	1	0	0	-1	1	0

Uy	0	0	1	0	0	1
Uz	0	1	0	0	1	1
Lx	1	0	0	0	1	0
Ly	0	0	1	0	0	1
Lz	0	1	0	-1	1	1
Fx	1	0	0	0	1	0
Fy	0	0	1	0	0	1
Fz	0	1	0	0	1	1

Bei den letzten drei Komponenten in Tabelle 2 handelt es sich um die Längskraft F_x , die Seitenkraft F_y und die Radlast F_z , welche durch DMS an der Radführung gemessen werden. Um eine Übergewichtung der Kräfte im Bewegungsvektor zu vermeiden, wird die Potenz der Kräfte vor der Normierung des Vektors den Beschleunigungen angepasst. Dies ist nötig, da die Beschleunigungen 1.4 m/s^2 betragen und Kraftamplituden bis zu 400 N gemessen wurden. Die Faktoren zur Anpassung der Dimension werden anhand des Grundzustandes abgeleitet, indem die Kraftwerte in den entsprechenden Raumrichtungen mit dem Durchschnitt der Beschleunigungen in der jeweiligen Raumrichtung ins Verhältnis gesetzt werden. Daraus ergeben sich Faktoren zur Normierung für F_x zu $0,0234$ ($2,9 \text{ m/s}^2$, 124 N) für F_y zu $0,0063$ ($0,5 \text{ m/s}^2$, 80 N) und F_z zu $0,02092$ ($4,06 \text{ m/s}^2$, 194 N).

Die räumliche Übereinstimmung der idealisierten Bewegungsvektoren und der Bewegungsvektoren der Messungen aus dem Grundzustand wird nun durch das MAC-Verfahren geprüft. In der Mapping Matrix (MM) in Abbildung 47 sind hierzu die idealen Bewegungsvektoren links aufgelistet, während je Spalte ein Bewegungsvektor der Messungen im Grundzustand aus Kapitel 3.11.4 aufgelistet ist. Die Werte zwischen 0 und 1 in der Matrix

ergeben sich aus der Verrechnung der Bewegungsvektoren wie in Kapitel 3.6 erläutert. Werte gegen 1 stehen für Übereinstimmung der Bewegungsvektoren, während Werte gegen 0 auf keine Übereinstimmung hindeuten.

		Grundzustand LHQH 0°, 100 km/h, 2,5 bar											
		Frequenz der Eigenvektoren von zu benennenden Schwingformen											
		17,8 Hz	24 Hz	42,8 Hz	45 Hz	54 Hz	71 Hz	96,5 Hz	101,3 Hz	119,8 Hz	192,3 Hz	218,5 Hz	236,5 Hz
Ideale Vektoren	x	0,88	0,00	0,54	0,00	0,53	0,09	0,01	0,09	0,53	0,15	0,10	0,01
	z	0,09	0,83	0,24	0,67	0,06	0,66	0,77	0,69	0,14	0,39	0,77	0,73
	y	0,00	0,00	0,13	0,14	0,26	0,05	0,06	0,01	0,12	0,24	0,08	0,11
	x,y	0,47	0,00	0,61	0,10	0,77	0,13	0,06	0,09	0,58	0,38	0,18	0,08
	x,z	0,77	0,45	0,75	0,39	0,48	0,61	0,48	0,64	0,61	0,51	0,71	0,43
	y,z	0,05	0,44	0,37	0,71	0,29	0,53	0,62	0,45	0,61	0,62	0,68	0,70
	RadFTors	0,34	0,11	0,39	0,23	0,25	0,37	0,13	0,39	0,39	0,33	0,33	0,12

Abbildung 47: MM ideale Vektoren vs. Grundzustand

Die Achseisenschwingungen bei 17,8 und 24 Hz weisen in der MM mit MAC-Werten von 0,88 und 0,83 sehr hohe Übereinstimmung auf. Hier funktioniert der Ansatz zur Benennung der Schwingformen anhand idealer Vektoren, da es sich um dominante, globale Schwingformen handelt, die eine Vorzugsrichtung (x bzw. z) aufweisen. Die Schwingform bei 42,8 Hz weist die höchste Übereinstimmung mit dem x, z Vektor (MAC = 0,75) auf, was der [1,0] asym Schwingform entspricht. Die Schwingform bei 45 Hz weist einen erhöhten MAC-Wert von 0,67 in vertikaler Richtung auf. Mit 0,71 ist die Übereinstimmung mit dem y, z Vektor allerdings am höchsten. Dieser lateralen Ausprägung entsprechend wird die Schwingform bei 45 Hz der [0,0] lateral Schwingform zugeordnet. Der hohe Anteil in z-Richtung ergibt sich aus der dominanten vertikalen Anregung durch die Fahrbahn. Wie in Abbildung 42 aus der Legende rechts hervor geht, sind die Beschleunigungsamplituden in lateraler Richtung (y) aufgrund der relativ steifen Anbindung zusammen mit einer geringen Anregung mit unter einem m/s^2 deutlich geringer als in x und z mit bis zu drei m/s^2 . Die Radführungsschwingform „RadFTors“ bei 54 Hz entspricht dem idealen x, y Vektor mit einem MAC-Wert von 0,77 besser als dem erwarteten, aus Abbildung 46 bzw. der Simulation abgeleitetem Eigenvektor, welcher einen MAC-

Wert von 0,25 aufweist. Dies könnte aus einer Kopplung mit der Schwingform [0,0] steering resultieren, welche auch in diesem Frequenzbereich erwartet wird und in der x, y – Ebene schwingt. Allerdings nicht dominant genug, um diese eindeutig identifizieren zu können und Parameter festzulegen, diese auch in den Variationsmessungen erkennen zu können. Die Eigenfrequenz der Schwingform RadFTors liegt auch in den Variationsmessungen immer im Rahmen der Messgenauigkeit um 54 Hz, was eindeutig auf eine Radführungsschwingform und nicht auf eine Reifenschwingform hinweist. Daher wird die Benennung RadFTors für die Schwingform bei 54 Hz beibehalten und festgestellt, dass die [0,0] steering Schwingform mit der RadFTors Schwingform koppelt jedoch weniger dominant ist und daher keine Variation der Eigenfrequenz aufweist, also nicht zur Untersuchung der Auswirkungen der Variationen genutzt werden kann. Die Schwingformen bei 71 Hz, 96,5 Hz und 101,3 Hz weisen einen hohen Anteil in vertikaler (z) Richtung auf und sind in der räumlichen Ausprägung sehr ähnlich. Dies entspricht sowohl der Anregung, welche wie schon beschrieben hauptsächlich in vertikaler Richtung ausgeprägt ist, als auch den Simulationsergebnissen, aus welchen in diesem Frequenzbereich mehrere ähnliche Schwingformen hervor gehen. Zur Benennung dieser Schwingformen wird zusätzlich zur räumlichen Ausprägung die Reihenfolge der Frequenzlage der Schwingformen in der Simulation genutzt. Die Schwingform bei 71 Hz wird der [1,0] sym zugeordnet. Die Schwingform bei 96,5 Hz wird der [2,1] sym zugeordnet, was auch durch den erhöhten MAC-Wert im Vergleich mit dem idealen y - z Eigenvektor bestätigt wird, da es sich um eine out-of-plane-Schwingform handelt (Abbildung 46). Die Schwingform bei 101,3 Hz wird der Schwingform [2,0] sym zugewiesen, da der Simulation entsprechend ein x -Anteil der Schwingung vorliegt. Die Schwingform bei 119,8 Hz ist durch einen hohen Anteil in horizontaler Richtung von den anderen Schwingformen zu unterscheiden, was der Schwingform [2,0] asym entspricht. Die Kavitätsmode, welche durch die Geschwindigkeitsabhängigkeit bereits eindeutig

identifiziert ist, weist wiederum hohe Anteile in vertikaler Richtung auf. Dies war für die Schwingform bei 218,5 Hz erwartet worden, weshalb diese Kav-V genannt wird. Die Schwingung bei 192,3 Hz, welche von Grollius [Gro 13] eher horizontal ausgeprägt gemessen wurde und daher Kav-H genannt wurde, kann in dieser Messreihe am deutlichsten in lateraler Richtung mit vertikalem Anteil (y, z) festgestellt werden.

Die Ergebnisse von Krauss [Kra 19] zeigen, dass sich nur im Stand und bei sehr geringen Rollgeschwindigkeiten zwei latschfeste Schwingformen ausbreiten. Eine in horizontaler und eine in vertikaler Richtung. Am drehenden Rad gehen diese Schwingformen in eine Schwingform über, die sich aus einer mitdrehenden und einer gegen die Laufrichtung drehenden Druckwelle zusammensetzt. Wegen dem Dopplereffekt erscheint diese Schwingform am stehenden Radträger in zwei Frequenzen, die wie beschrieben, Kav-V und Kav-H genannt werden.

Die Schwingform bei 236,5 Hz zeigt in der Ausprägung und dem Verlauf über der Geschwindigkeit eine hohe Ähnlichkeit mit der Schwingform bei 272 Hz an der Kraftschlussradführung. Daher wird diese dem Rad zugeordnet. Durch die weniger steife Anbindung des Rades an die elastische Radführung im Vergleich zu der Messnabe der Kraftschlussradführung ist die Frequenzverschiebung um 36 Hz plausibel zu erklären. In Tabelle 3 sind die benannten Schwingformen mit Frequenzlage im Grundzustand zusammengefasst.

Tabelle 3: Benennung der Schwingformen an der elastischen Radführung im Grundzustand

Form	Eigenfrequenz in Hz
Achse-H	17,8
Achse-V	24
[1,0] asym	42,8
[0,0] lateral	45
RadF tors	54
[1,0] sym	71
[2,1] sym	96,5
[2,0] sym	101,3
[2,0] asym	119,8
Kav-H	192,3
Kav-V	218,5
1. Radeigenfrequenz	236,5

4 Auswertung und Diskussion der Ergebnisse

In Kapitel 3 werden die Versuchsumgebung und die Methoden zur Messung sowie der Auswertung beschrieben. In Kapitel 4 werden die Ergebnisse der Versuche dargestellt und die Auswirkungen der Variationen diskutiert.

4.1 Definition Grundzustand

Die Definition des Grundzustandes der Versuchsreihe orientiert sich an den Randbedingungen, unter welchen der Reifen am Fahrzeug betrieben wird. Daraus ergeben sich eine Radlast von 4000 N und ein Reifenfülldruck von 2,5 bar. Die Geschwindigkeit im Grundzustand wird auf 100 km/h definiert. An der elastischen Radführung wird längs und quer die hohe Steifigkeitsvariante, entsprechend der Steifigkeit eines realen Fahrwerkes, für welches der Reifen vorgesehen ist, für Messungen im Grundzustand eingestellt.

4.2 Vergleich der Reifenschwingformen unter Variation der Impedanz der Anbindung

Die erste Variation bezieht sich auf die Eingangsimpedanz, an welche das Rad gekoppelt ist. Eine hohe Impedanz der Anbindung wird an der Kraftschlussradführung erzielt. Zur Variation wurde der Reifen an der elastischen Radführung untersucht. In Tabelle 4 sind die Frequenzverschiebungen der Schwingformen dargestellt. Die Benennung der Schwingformen wurde bereits in Kapitel 3.12 beschrieben, sodass hier lediglich die Schwingformen an der Kraftschlussradführung (Tabelle 1) und an der elastischen Radführung (Tabelle 3) in Tabelle 4 zusammengefasst werden.

Achseigenschwingformen treten nur an der elastischen Radführung auf. Die horizontale Schwingform (Achse-H) ist mit 17,8 Hz im Bereich der üblichen Auslegung zwischen 12 und 20 Hz. Die Frequenzlage der vertikalen Schwingform (Achse-V) entspricht mit 24 Hz einem sehr sportlichen Fahrzeug. Der Zielwert bei der Auslegung lag einer Limousine entsprechend zwischen 10 und 15 Hz. Diese Abweichung ist auf eine steifere vertikale Anbindung zurückzuführen, da die ungefederte Masse aufgrund des Verzichtes einer Bremsanlage dem realen Fahrwerk entsprechend gestaltet werden konnte. Gründe für die steifere Anbindung in vertikaler Richtung sind zum einen mangelnder Bauraum im Prüfstand, weshalb zwei Luftfedern neben dem Rad (Abbildung 11) statt einer zentralen Luftfeder zur Erzeugung der Radlast eingesetzt werden. Des Weiteren haben die Anregungskräfte in den Versuchen offensichtlich nicht ausgereicht, um die in den Luftfedern verbauten Dämpfer loszubrechen. Dies ist ein häufiges Problem bei Versuchen am Prüfstand, kann jedoch toleriert werden. Die hohe vertikale Steifigkeit über alle Versuche ist konstant, weshalb die Aussagekraft der Versuchsergebnisse nicht eingeschränkt wird.

Die Eigenfrequenz der Schwingform [1,0] asym ist an der elastischen Radführung mit 42,8 Hz höher als an der Kraftschlussradführung. Wie später in der Simulation deutlich wird, hängt die Schwingform [1,0] asym stark von dem Massenträgheitsmoment der Anbindung ab, womit das unerwartete Ergebnis erklärt wird. Der rotierende Anteil der Messnabe weist ein ca. zehnfach höheres Trägheitsmoment auf als die Radwelle der elastischen Radführung.

Die Eigenfrequenz der Schwingform [0,0] lateral beträgt an der Kraftschlussradführung 54 Hz gegenüber 45 Hz an der elastischen Radführung. Dies ist eine deutliche Absenkung entsprechend der deutlich geringeren lateralen Steifigkeit an der elastischen Radführung.

Die Eigenfrequenz der Schwingform [1,0] sym liegt an der Kraftschlussradführung mit 58 Hz deutlich geringer als erwartet. Dies wird auf eine geringere Steifigkeit der Kraftschlussradführung in vertikaler Richtung zurückgeführt. Diese Vermutung wird durch die Simulation in Kapitel 5 bestätigt und dort anhand Variationen in der Simulation genauer erläutert.

Die Frequenzlagen der Schwingformen [2,1] sym, [2,0] sym und [2,0] asym werden an der elastischen Radführung in einem höheren Frequenzbereich gemessen als an der Kraftschlussradführung. Dies deutet darauf hin, dass Effekte, hervorgerufen aus einer höheren mitschwingenden Masse an der Kraftschlussradführung als an der elastischen Radführung dominanter sind, als die Auswirkungen der geringeren Steifigkeit an der elastischen Radführung.

Die Eigenfrequenzen der Kavitätsmode befinden sich im erwarteten Bereich. Wie in Kapitel 3.12 beschrieben, wird die Frequenzverschiebung der 1. Radeigenfrequenz auf die weniger steife Anbindung des Rades an der elastischen Radführung zurückgeführt.

Die Ergebnisse zeigen, dass durch die Variation der Eingangsimpedanz eine große Verschiebung der Frequenzlagen von Reifenschwingformen hervorgerufen wird. Die Gründe für die Frequenzverschiebung können durch den Vergleich der Versuche an unterschiedlichen Radführungen jedoch noch nicht eindeutig benannt werden. Es wurde sowohl eine Variation der Steifigkeit in den verschiedenen Raumrichtungen, als offensichtlich auch eine Variation der schwingfähigen Masse, welche sich von den Reifenschwingformen anregen lässt, durchgeführt. Daraus wird geschlossen, dass die Radführung, die genutzt wird, um Reifenversuche durchzuführen, auch die Eigenfrequenzen der Reifenschwingformen stark beeinflussen kann. Inwieweit dies die Validität des anhand der Messdaten parametrisierten Reifenmodells beeinflusst, soll untersucht werden. Im Folgenden wird hierzu durch gezielte Variationen an der elastischen Radführung geprüft, wie empfindlich

Reifenschwingformen auf Änderungen der Randbedingungen am Fahrwerk reagieren. Diese Variationen werden dann auch in der Simulation durchgeführt, um die Validität des Reifenmodells zu beurteilen

Tabelle 4: Variation der Eingangsimpedanz

Schwingformen	Frequenzlage [Hz]	
	Impedanz Anbindung	
	Hoch (Kraftschluss- Radf.)	Niedrig (Elast. Radf.)
Grundzustand, 100 km/h, 2,5 bar, 4kN Radlast		
Achse längs	-	17,8
Achse vertikal	-	24
[1,0] asym	37	42,8
[0,0] lateral	54	45
[1,0] sym	58	71
[2,1] sym	92	96,5
[2,0] sym	-	101,3
[2,0] asym	100	119,8
Kav-H	194	192,3
Kav-V	220	218,5
1. Radeigenfrequenz	272	236,5

4.3 Variation des Luftdruckes und der Radlast an der Kraftschlussradführung

Zur Plausibilisierung der Frequenzänderungen während der Variationen an der elastischen Radführung, werden zuerst Variationen an der Kraftschlussradführung durchgeführt, deren Einflüsse aus der Literatur bekannt sind. Es wird eine Druckvariation von 2,5 bar zu 1,5 bar bei sich ergebender Radlastvariation von 4 kN auf 3,4 kN unter konstanter Einfederung durchgeführt. Anschließend wird eine Radlastvariation zurück auf 4 kN durch Erhöhung der Einfederung bei konstantem Reifenfülldruck durchgeführt.

Tabelle 5: Druck und Radlastvariation (Kraftschlussradführung)

Radführung in Grundzustand	Eigenfrequenz [Hz]		
	Reifenfülldruck [bar] / Radlast [kN]		
	2,5 / 4	1,5 / 4	1,5 / 3,4
Schwingformen			
[1,0] asym	37	35	35
[0,0] lateral	54	50	50
[1,0] sym	58	58	55
[2,1] sym	92	86	85
[2,0] asym	100	95	95
Kav-H	194	193	193
Kav-V	220	220	220
1. Radeigenfrequenz	272	272	272

Die Ergebnisse in Tabelle 5 zeigen, dass bei einer Druckvariation von 2,5 auf 1,5 bar bei konstanter Radlast eine deutliche Absenkung der Eigenfrequenzen in längs- und lateraler Richtung erfolgt. Dies entspricht der Literatur und ergibt sich aus einer geringeren Vorspannung des Reifens. Die hauptsächlich vertikal ausgeprägte Eigenform [1,0] sym ändert sich in der Frequenzlage nicht, was wie schon in Kapitel 4.2 beschrieben darauf hindeutet, dass diese sehr stark vom Prüfstand beeinflusst wird, worauf anhand der Simulation in Kapitel 5 genauer eingegangen wird.

Der Vergleich der Messergebnisse der Radlastvariation von 4 kN und 3,4 kN bei 1,5 bar Reifenfülldruck ergibt, dass die Eigenfrequenz der Schwingform [2,1] sym Änderungen im Bereich der Messgenauigkeit aufweist. Des Weiteren ist eine Frequenzverschiebung der [1,0] sym Schwingform von 58 Hz auf 55 Hz zu beobachten, wobei vermutet wird, dass diese Absenkung durch eine reduzierte Vorspannung in vertikaler Richtung des Prüfstandes resultierend aus der geringeren Radlast vorliegt. Die Freiheitsgrade der Radführung sind während der Versuche verblockt, jedoch wird diese auf Rollenumlaufschuhen gelagert, um den Reifen, montiert an der Kraftschlussradführung, in die Trommel einfahren zu können. Bei einer Radlastminderung von 4 kN auf 3,4 kN bei gleichem Reifenfülldruck, regiert nur eine Reifenschwingform ([1,0] sym) mit einer Frequenzreduktion von 3 Hz, was in dieser Quantität nicht plausibel ist. Ein weiterer Hinweis, dass die Frequenzlage der Schwingung bei 58 Hz vom Prüfstand dominiert wird, der die Ergebnisse der Simulation in Kapitel 5 untermauert.

Aus dieser Versuchsreihe kann geschlossen werden, dass die freischwingende Gürtellänge wesentlich dominanter für die Eigenfrequenzen der Schwingformen ist, als die Radlast. Dies wird durch die Literatur von [Gro 13] und [Pes 90] bestätigt. Eine Radlastvariation ruft am Fahrzeug jedoch auch eine Variation der freischwingenden

Gürtellänge hervor, weshalb die Radlast am Fahrzeug einen indirekten Einfluss auf die Frequenzlagen der Schwingformen hat.

4.4 Variation des Luftdruckes an der elastischen Radführung

Durch eine Variation des Reifenfülldruckes ändern sich bei Versuchen an der elastischen Radführung die Vorspannung und die Einfederung des Reifens, da durch die Luftfedern eine Radlaststeuerung realisiert wurde. Bei einer Reifenfülldruckvariation von 2,5 bar auf 1,5 bar werden aufgrund der geringeren Vorspannung des Reifens, niedrigere Frequenzlagen der Schwingformen erwartet. In Abbildung 48 sind die Bewegungsvektoren der Druckvariation in einer Mapping Matrix (MM) wie in Kapitel 4.6 beschrieben gegenübergestellt. Insgesamt ergeben sich für den Vergleich von Versuchsdaten unerwartet hohe MAC-Werte über 0,9, was für den Einsatz der Methode und die Reproduzierbarkeit der Messdaten spricht.

Die horizontale Achseigenfrequenz wird bei einer Druckreduktion von 2,5 bar auf 1,5 bar um 0,3 Hz (17,8 Hz; 17,5 Hz) reduziert gemessen, was innerhalb der Messgenauigkeit liegt und vernachlässigt wird. Dies ist so erwartet, da die horizontale Achseigenfrequenz von der Steifigkeit der Lenker in Längsrichtung abhängt. Die vertikale Achsfrequenz sinkt um 1,2 Hz, was aus der geringeren vertikalen Steifigkeit des Reifens resultiert.

Die Eigenfrequenz der Schwingform [1,0] asym sinkt um 1,3 Hz, da durch den geringeren Druck die Seitenwand eine geringere Steifigkeit gegen Torsion aufweist. Dies entspricht dem Ergebnis der Druckvariation an der Kraftschlussradführung.

Die Eigenfrequenz der Schwingform [0,0] lateral nimmt um 1,2 Hz ab, was auch auf die geringere Vorspannung der Seitenwand zurückgeführt wird. Die Schwingform RadFTors nimmt um 0,5 Hz ab, was innerhalb der Messgenauigkeit liegt und bestätigt, dass diese Schwingform von Eigenschaften der Radführung bzw. der Lenker der Radführung dominiert werden.

		Druckvariation: LQH _{0°} , 100 km/h, 1,5 bar											
		Frequenz der Eigenvektoren von zu benennenden Schwingformen											
		17,5 Hz	22,8 Hz	41,5 Hz	43,8	54,8 Hz	69,5 Hz	94,8 Hz	96,3 Hz	110,8 Hz	192 Hz	217,8 Hz	234 Hz
Grundzustand LQH _{0°} , 100 km/h, 2,5 bar	Achse-H (17,8 Hz)	0,95	0,05	0,88	0,29	0,52	0,37	0,30	0,39	0,68	0,36	0,32	0,19
	Achse-V (24 Hz)	0,01	0,97	0,05	0,25	0,03	0,27	0,46	0,25	0,06	0,18	0,36	0,41
	[1,0] asym (42,8 Hz)	0,67	0,11	0,92	0,63	0,58	0,62	0,56	0,64	0,78	0,64	0,61	0,44
	[0,0] lat (45 Hz)	0,03	0,31	0,21	0,92	0,21	0,84	0,86	0,84	0,27	0,66	0,87	0,81
	RadFTors (54 Hz)	0,53	0,05	0,81	0,42	0,88	0,34	0,33	0,39	0,56	0,48	0,35	0,28
	[1,0] sym (71 Hz)	0,18	0,27	0,36	0,83	0,21	0,91	0,86	0,87	0,56	0,69	0,89	0,79
	[2,1] sym (96,5 Hz)	0,06	0,62	0,24	0,85	0,22	0,83	0,96	0,82	0,33	0,68	0,89	0,88
	[2,0] sym (101,3 Hz)	0,20	0,29	0,38	0,84	0,19	0,91	0,85	0,89	0,48	0,67	0,87	0,73
	[2,0] asym (119,8)	0,65	0,06	0,69	0,45	0,33	0,51	0,46	0,57	0,97	0,67	0,45	0,33
	Kav-H (192,3 Hz)	0,25	0,17	0,48	0,76	0,33	0,72	0,73	0,77	0,69	0,92	0,68	0,55
	Kav-V (218,5 Hz)	0,27	0,50	0,46	0,68	0,24	0,73	0,80	0,72	0,55	0,61	0,80	0,75
	Rad (236,5 Hz)	0,02	0,78	0,11	0,43	0,12	0,45	0,62	0,43	0,16	0,31	0,57	0,73

Abbildung 48: MM der Druckvariation (2,5 bar vs. 1,5 bar)

Die insgesamt hohe Übereinstimmung der Bewegungsvektoren der [1,0] sym, [2,1] sym und [2,0] sym - Schwingformen aus dem Grundzustand mit den drei Schwingformen bei 69,5 Hz, 94,8 Hz und 96,3 Hz, erkennbar an den hohen MAC-Werten (>0,82) auch im Vergleich der drei Schwingformen miteinander, zeigt erneut die Herausforderung, diese Schwingformen reproduzierbar aus Versuchsdaten zu extrahieren. Die Verringerung der Eigenfrequenzen von 1,5 Hz, 1,7 Hz und 5 Hz sind tendenziell wie erwartet, zeigen jedoch einen unterschiedlich starken Einfluss des Reifendrucks auf die Eigenfrequenzen. Dieser Effekt wird bei der [2,0] asym Schwingform weiter übertroffen, welche um 9 Hz absinkt, was in dieser Quantität nicht erwartet wurde. Die Druckvariation an der Kraftschlussradführung ergibt eine Frequenzminderung von 5% bei einem bar Druckminderung. Sowohl die nicht lineare Auswirkung der Druckvariation, als auch der Wertebereich bis 5 % pro 1 bar Druckunterschied wird von [Gro 13] bestätigt und mit verschiedenen Effekten der Druckvariation (Deformation und Vorspannung der Seitenwand) erklärt, welche sich je nach Ausprägung

der Schwingform gegenteilig für die Frequenzlage auswirken können.

Die Änderung der Eigenfrequenz der Torusschwingformen Kav-H und Kav-V fallen wie erwartet nur gering aus, da sich die Geometrie des Hohlraums verursacht durch den geringeren Fülldruck in horizontaler Richtung nur wenig ändert. Die erhöhte Einfederung durch die geringere vertikale Reifensteifigkeit bei Druckverringereung zeigt sich in einem Abfall der Frequenz der Kav-V Schwingform von 0,7 Hz. Die Radeigenfrequenz nimmt leicht ab, da durch den geringeren Fülldruck des Reifens die Felge geringer vorgespannt ist, bzw. vom Wulst weniger stark abgestützt wird.

Tabelle 6: Druckvariation (elastische Radführung)

Grundzustand, 100 km/h, 4kN Radlast	Frequenzlage [Hz]	
	Reifendruck	
	1,5 bar	2,5 bar
Schwingformen		
Achse-H	17,5	17,8
Achse-V	22,8	24
[1,0] asym	41,5	42,8
[0,0] lateral	43,8	45
RadFtors	54,8	54
[1,0] sym	69,5	71
[2,1] sym	94,8	96,5
[2,0] sym	96,3	101,3
[2,0] asym	110,8	119,8
Kav-H	192	192,3

Kav-V	217,8	218,5
1. Radeigenfrequenz	234	236,5

4.5 Variation der Geschwindigkeit

Reifengummi weist viskoelastisches Materialverhalten auf, daraus folgt, dass die Steifigkeit von Gummi steigt, wenn die Anregungsfrequenz zunimmt. Zusätzlich werden im Stand der Technik der Payne- und Mullinseffekt beschrieben, welche eine Entfestigung durch das Brechen von Molekülketten oder Lösung physikalischer Bindungen beschreiben, wenn der Reifen abrollt. Während der Mullinseffekt als langfristiges Phänomen beschrieben wird und der Einfluss durch das Einfahren der Reifen eliminiert werden kann, muss der Payneeffekt beachtet werden. Je nach Rollgeschwindigkeit werden durch die Deformation im Latsch zerstörte Bindungen im Reifengummi bis zum nächsten Durchlauf der Gummiteilchen durch den Latsch wiederhergestellt. Dadurch ergibt sich eine geringere Steifigkeit bei höherer Rollgeschwindigkeit. Ein weiterer Einfluss auf die geschwindigkeitsabhängige Änderung der Frequenzlage ergibt sich aus dem gyroskopischen Effekt. Ob dieser durch die Störung der Symmetrie wegen der Abplattung im Latsch am Reifen auftritt, ist in der Literatur umstritten. Durch den gyroskopischen Effekt lassen sich jedoch Schwingformen erklären, die bei steigender Geschwindigkeit eine Erhöhung der Frequenz gegen die Tendenz der anderen Schwingformen aufweisen. Da für den gyroskopischen Effekt nur entscheidend ist, ob eine Schwingform mit oder gegen die Drehrichtung des Rades dreht.

Die Variation der Geschwindigkeit (Grundzustand = 120 km/h) wird im Rahmen dieser Arbeit in zwei Stufen (60 km/h und 30 km/h) durchgeführt. Hierbei ergibt sich eine besondere Herausforderung bei der Auswertung. Die Methode wie in Kapitel 3.11.4

beschrieben, kann nicht angewandt werden, da die Geschwindigkeitsvariation andere Suchbereiche erfordert. Daher werden in den benötigten Geschwindigkeitsbereichen um 60 km/h und 30 km/h pro Schwingform jeweils mehrere Bewegungsvektoren abgeleitet. In die MM gehen dann nur die Bewegungsvektoren ein, welche den höchsten MAC-Wert aufweisen. Die benötigte Erweiterung der Auswertung zeigt deutlich, dass Einflüsse der Anregung, vor allem der Trommelordnungen, dominant sind. Während diese unerwünschten Einflüsse der Ordnungen bei der Auswertung (Kapitel 3.11.4) konstant gehalten werden, ergibt sich bei der Variation der Geschwindigkeit von Natur aus eine Variation der Anregung, da nicht jede Trommelordnung gleich stark ausgeprägt ist. Daraus resultieren prozessbedingt geringere MAC-Werte.

Die MM (Abbildung 49) zeigt den Vergleich der Messungen bei 100 km/h und 60 km/h. Der Bewegungsvektor der horizontalen Achsformen wird bei 54 km/h statt wie im Grundzustand bei 30 km/h anhand des globalen Maximums der Schwingform, wie in Kapitel 3.11.4 beschrieben, ausgewertet. Es ergibt sich ein geringer MAC-Wert von 0,63, da dieser jedoch der höchste MAC-Wert in der Spalte ist und die Eigenfrequenz im erwarteten Bereich ist, gilt die Schwingform als sicher identifiziert. Die vertikale Achsschwingung, die [1,0] asym und die [0,0] lat Schwingformen können auch eindeutig anhand MAC-Werten um 0,9 identifiziert werden. Während die Achsschwingformen keine Änderungen der Eigenfrequenzen aufweisen, ändern sich die Eigenfrequenzen der [1,0] asym und der [0,0] lateral Schwingformen mit gegenläufiger Tendenz. Die Eigenfrequenz der [1,0] asym Schwingform nimmt um 2,2 Hz zu, was der Literatur entspricht. Die Eigenfrequenz der [0,0] lateral Schwingform verringert sich um 0,5 Hz, was nicht der Literatur entspricht. Die geringe Abweichung liegt im Bereich der Messgenauigkeit, es wurde jedoch eine Erhöhung der Frequenz erwartet. Grund für die geringe Reduktion bzw. die unveränderte Lage der Frequenz könnte die sehr geringe Anregung der lateralen

Reifenschwingformen sein, welche an der elastischen Radführung durch die laterale Schwingform der Radführung selbst dominiert wird. An der Kraftschlussradführung ist die laterale Richtung bei Weitem die steifste, weshalb diese durch den Reifen nicht angeregt werden kann. Daraus folgt, dass an der Kraftschlussradführung zwar die lateralen Kräfte erzeugt vom Reifen gemessen werden können, das Verhalten der lateralen Anregung bei Variationen an realen Radführungen jedoch von den Eigenschaften der Radführung dominiert wird. Daraus folgt, dass die Gesamtsteifigkeit in lateraler Richtung von Radführung und Seitenwand des Reifens am Fahrzeug beachtet werden muss.

Die Schwingform RadFTors wird aufgrund des höchsten MAC-Wertes von 0,6 in der Spalte eindeutig identifiziert. Die Eigenfrequenz der Schwingform RadFTors ändert sich wie erwartet nur gering um 0,3 Hz, da diese durch Eigenschaften der Radführung und nicht des Reifens dominiert wird. Die Eigenfrequenz der Schwingform [1,0] sym kann im Bereich von 60 km/h durch das MAC-Verfahren nicht identifiziert werden. Der höchste MAC-Wert ergibt sich aus dem Vergleich mit dem Bewegungsvektor der [0,0] lateral Schwingform, was jedoch nicht plausibel ist. Die [2,1] sym Schwingform wird bei 96 Hz identifiziert, während die Frequenzlage der [2,0] sym Schwingform auch nicht eindeutig identifiziert werden kann. Durch die insgesamt geringeren MAC-Werte wird eine Differenzierung der Schwingformen zwischen 70 Hz und 100 Hz erschwert. Es kann jedoch eine Tendenz festgestellt werden, dass die Frequenzen der Schwingformen im gleichen Bereich wie bei 100 km/h liegen. Die [2,0] asym Schwingform kann eindeutig identifiziert werden und bestätigt diese Vermutung, da die Eigenfrequenz um 1 Hz sinkt, statt um ca. 2 Hz zu steigen, wie aufgrund der Literatur erwartet wurde. Die Kavitätsmode verhält sich wie erwartet, indem die Frequenzlage der sich gegen die Rollrichtung ausbreitenden Kav-H bei Geschwindigkeitsreduktion (100 km/h zu 60 km/h) um 4,2 Hz steigt, während die sich die Frequenzlage der sich mit der

Rollrichtung ausbreitenden Kav-V um 5 Hz sinkt. Die Radeigen-
schwingform weist keine Änderung der Eigenfrequenz auf.

		Variation: Geschwindigkeit, LHQH 0°, 60 km/h, 2,5 bar											
		Frequenz der Eigenvektoren von zu benennenden Schwingformen											
		17,8 Hz (54 km/h)	24 Hz	45 Hz	44,5 Hz	54,3 Hz	76,8 Hz	96 Hz	99,5 Hz	118,8 Hz	196,5 Hz	213,5 Hz	236,5 Hz
Grundzustand LHQH 0°, 100 km/h, 2,5 bar	Achse-H (17,8 Hz)	0,63	0,05	0,84	0,27	0,61	0,10	0,25	0,50	0,71	0,40	0,31	0,20
	Achse-V (24 Hz)	0,04	1,00	0,09	0,23	0,02	0,23	0,33	0,16	0,03	0,17	0,26	0,56
	[1,0] asym (42,8 Hz)	0,43	0,11	0,90	0,65	0,45	0,34	0,58	0,75	0,72	0,70	0,63	0,43
	[0,0] lat (45 Hz)	0,10	0,28	0,32	0,89	0,10	0,79	0,86	0,63	0,14	0,65	0,87	0,69
	RadFTors (54 Hz)	0,49	0,03	0,69	0,43	0,60	0,26	0,44	0,54	0,52	0,51	0,38	0,27
	[1,0] sym (71 Hz)	0,16	0,30	0,45	0,75	0,12	0,72	0,80	0,77	0,52	0,71	0,87	0,71
	[2,1] sym (96,5 Hz)	0,12	0,58	0,33	0,79	0,11	0,75	0,89	0,67	0,21	0,67	0,82	0,88
	[2,0] sym (101,3 Hz)	0,18	0,31	0,49	0,77	0,13	0,62	0,74	0,74	0,36	0,68	0,84	0,64
	[2,0] asym (119,8)	0,18	0,07	0,61	0,41	0,18	0,27	0,49	0,78	0,95	0,72	0,43	0,33
	Kav-H (192,3 Hz)	0,15	0,19	0,49	0,71	0,13	0,65	0,80	0,81	0,57	0,94	0,69	0,51
	Kav-V (218,5 Hz)	0,16	0,55	0,50	0,64	0,13	0,54	0,74	0,73	0,45	0,65	0,73	0,81
	Rad (236,5 Hz)	0,05	0,79	0,13	0,38	0,04	0,50	0,60	0,39	0,09	0,32	0,47	0,86

Abbildung 49: MM der Geschwindigkeitsvariation (60 km/h vs. 100 km/h)

MM, in der die Bewegungsvektoren des Grundzustandes mit den Bewegungsvektoren der Messungen bei 30 km/h gegenübergestellt werden, ist in Abbildung 50 dargestellt. Die Achseigen-
schwingformen können eindeutig identifiziert werden und weisen wie erwartet keinen bzw. sehr geringen (0,5 Hz, Achse-V) Einfluss der Geschwindigkeit auf. Die Schwingformen [1,0] asym und [0,0] lateral koppeln offensichtlich. Schon bei 60 km/h konnte eine An-
näherung der Frequenzen beobachtet werden. Die Schwingform bei 44 Hz (30 km/h) weist die gleiche Charakteristik wie die [1,0] asym der anderen Messungen auf, was vor allem am hohen Anteil in horizontaler Richtung erkennbar ist. Daher wird diese entsprechen-
d zugewiesen. Die Schwingung bei 43,3 Hz (30 km/h) wird von der [1,0] asym Schwingform überlagert. Dies führt zu einer höheren Übereinstimmung des MAC-Wertes der [1,0] asym Schwing-
form als die bereits zugewiesene Schwingform bei 44 Hz. An der Zuweisung wird aufgrund der genannten horizontalen Ausprägung jedoch festgehalten, während die [0,0] lateral Schwingform nicht zugewiesen werden kann. Die Schwingform RadFTors wird eindeu-
tig bei 54,3 Hz erkannt und ändert die Frequenzlage wie erwartet gering um 0,3 Hz. Die [1,0] sym Schwingform ist wie schon bei 60

km/h durch das MAC-Verfahren nicht eindeutig identifizierbar. Eine Änderung des Bewegungsvektors kann aus einer Kopplung mit anderen Schwingformen oder auch wie beschrieben aus einer Änderung der Anregung durch die Fahrbahn entstehen. Das Spektrum (Abbildung 43) lässt ein Absinken der Eigenfrequenz der [1,0] sym Schwingform bei steigender Geschwindigkeit entsprechend der Literatur vermuten. Daher wurden auch die Bewegungsvektoren erhöhter Amplitudenwerte im erweiterten Frequenzbereich von 65 Hz bis 80 Hz bei 30 km/h untersucht, was jedoch zu keiner eindeutigen Übereinstimmung führte.

		Variation: Geschwindigkeit, LQHQ, 0°, 30 km/h, 2,5 bar											
		Frequenz der Eigenvektoren von zu benennenden Schwingformen											
		17,8 Hz	23,5 Hz	44 Hz	43,3 Hz	54,3 Hz	77 Hz	96,8 Hz	102,8 Hz	116 Hz	200 Hz	210,8 Hz	235 Hz
Grundzustand LQHQ, 0°, 100 km/h, 2,5 bar	Achse-H (17,8 Hz)	1,00	0,07	0,91	0,49	0,68	0,11	0,09	0,22	0,67	0,06	0,34	0,12
	Achse-V (24 Hz)	0,05	0,95	0,02	0,16	0,02	0,24	0,24	0,30	0,15	0,02	0,27	0,40
	[1,0] asym (42,8 Hz)	0,80	0,14	0,80	0,82	0,56	0,34	0,40	0,46	0,80	0,30	0,62	0,36
	[0,0] lat (45 Hz)	0,13	0,38	0,09	0,61	0,11	0,79	0,76	0,93	0,48	0,18	0,85	0,81
	RadFTors (54 Hz)	0,59	0,06	0,72	0,52	0,74	0,24	0,38	0,24	0,48	0,27	0,35	0,23
	[1,0] sym (71 Hz)	0,35	0,34	0,22	0,64	0,15	0,74	0,61	0,87	0,48	0,08	0,90	0,76
	[2,1] sym (96,5 Hz)	0,18	0,69	0,12	0,57	0,13	0,76	0,76	0,88	0,55	0,11	0,82	0,87
	[2,0] sym (101,3 Hz)	0,39	0,36	0,24	0,68	0,15	0,64	0,52	0,88	0,73	0,08	0,88	0,67
	[2,0] asym (119,8 Hz)	0,71	0,08	0,61	0,58	0,30	0,26	0,34	0,34	0,84	0,08	0,45	0,24
	Kav-H (192,3 Hz)	0,41	0,22	0,32	0,65	0,22	0,63	0,70	0,66	0,75	0,18	0,68	0,50
	Kav-V (218,5 Hz)	0,42	0,55	0,32	0,64	0,19	0,55	0,57	0,64	0,68	0,13	0,75	0,69
	Rad (236,5 Hz)	0,07	0,78	0,04	0,25	0,06	0,49	0,57	0,45	0,24	0,03	0,47	0,74

Abbildung 50: MM der Geschwindigkeitsvariation (100 km/h vs. 30 km/h)

Besser hebt sich der MAC-Wert des Bewegungsvektors der Schwingformen [2,1] sym ab. Diese Schwingform kann bei 96,8 Hz festgestellt werden, während der Bewegungsvektor der [2,0] sym Schwingform bzw. 102,8 Hz bei 30 km/h keine eindeutige Zuordnung ergibt. Der Bewegungsvektor der Schwingform [2,0] asym ergibt hingegen wieder eine eindeutige Identifikation mit dem Bewegungsvektor der Frequenz bei 116 Hz. Der Anstieg der Frequenz bei erhöhter Geschwindigkeit könnte ein Hinweis auf den gyroskopischen Effekt sein. Das Spektrum der Messung an der Kraftschlussradführung (Abbildung 45 und Anhang) zeigt eine ähnliche Tendenz bis 80 km/h, dann überlagert sich die Eigenfrequenz jedoch mit einer Schwingform bei geringerer Frequenz und es ist

keine eindeutige Aussage möglich. Der niederfrequente Anteil der Kavitätsform Kav-H hebt sich bei 30 km/h nicht vom Grundrauschen ab oder könnte bedämpft sein. Der Kav-V genannte Teil der Kavitätsschwingform kann auch bei 30 km/h eindeutig zugewiesen werden und die Frequenz liegt im erwarteten Bereich. Die Ergebnisse der Geschwindigkeitsvariationen wurden in Tabelle 7 zusammengefasst. Der bekannte V-Verlauf der Kavitätsschwingform entspricht der Literatur und untermauert weiterhin die Plausibilität der Messdaten.

Tabelle 7: Variation der Geschwindigkeit

Radführung in Grundzustand	Eigenfrequenz [Hz]		
	Geschwindigkeit		
	30 km/h	60 km/h	100 km/h
Schwingformen			
Achse-H	17,8	17,8	17,8
Achse-V	23,5	23,8	24
[1,0] asym	44	45	42,8
[0,0] lateral	-	44,5	45
RadFTors	54,3	54,3	54
[1,0] sym	-	-	71
[2,1] sym	96,8	96	96,5
[2,0] sym	-	-	101,3
[2,0] asym	116	118,8	119,8
Kav-H	-	196,5	192,3
Kav-V	210,8	213,5	218,5
1. Radeigenfrequenz	235	236,5	236,5

Schwingformen mit hohem Einfluss der Radführung wie die Achsschwingformen und die RadFTors-Schwingform behalten die Eigenfrequenzlage bei Variation der Geschwindigkeit nahezu bei. Zusätzlich können diese auch bei geringer Anregung reproduzierbar identifiziert werden, was bei den Reifenschwingformen aufgrund der geringen Anregung nur teilweise zutrifft. Aus dem Frequenzverlauf der sicher identifizierten Schwingformen über der Geschwindigkeit kann geschlossen werden, dass die geschwindigkeitsabhängige Änderung des Materialverhaltens der Gummimischungen im Reifen sehr klein ist oder durch andere Effekte aufgehoben wird. Dies würde bedeuten, dass die Geschwindigkeit nur bezüglich der Kavitätsmode für den Betrieb am Fahrzeug relevant ist. Zur Untersuchung der geschwindigkeitsabhängigen Effekte von Reifen im Labor müssen gegenüber dem vorgesehenen Einsatz des Reifens am Fahrzeug unrealistische (starre) Randbedingungen geschaffen werden. Wie zielführend dies für die Reifenentwicklung ist, sollte diskutiert werden. Vor allem, da die Geschwindigkeitsvariation am Fahrzeug nicht eliminiert werden kann. Ein weiterer Einfluss, der gegen den Einsatz starrer Radführungen spricht, ist, dass die Radlast häufig weggesteuert eingestellt wird. Bei einem Anstieg der Geschwindigkeit vergrößert sich der Reifen aufgrund der Fliehkräfte jedoch in radialer Richtung, woraus eine erhöhte Radlast resultiert. Daraus kann wiederum eine erhöhte vertikale Steifigkeit des Reifens berechnet werden. Da die Eigenfrequenzen der Schwingformen tendenziell jedoch fallen, statt mit der Geschwindigkeit anzusteigen, wird eher eine Entfestigung, also sinkende Steifigkeit des Reifengummis vermutet. Durch die Kraftsteuerung in vertikaler Richtung an der elastischen Radführung, wie auch bei realen Fahrzeugen, scheinen die Effekte deutlich geringer auszufallen als an starren Radführungen. Die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Frequenzlagen von Reifenschwingformen wird nach den Ergebnissen (Tabelle 7) zumindest für kraftgesteuerte Radführungen in Frage gestellt. An dieser Stelle muss jedoch auch nochmals auf die Unsicherheit der Auswertung

eingegangen werden. So hätte eine visuelle Auswertung nach Abbildung 40 die aus der Literatur erwarteten Ergebnisse auch bei Versuchen an der elastischen Radführung hervorbringen können. Allerdings hat sich für diese Arbeit gezeigt, dass die Auswertung anhand Campbell-Diagrammen einen hohen subjektiven Anteil beinhalten, während das MAC-Verfahren wie zu Beginn des Kapitels beschrieben schlechte Übereinstimmung anhand der MAC-Werte anzeigt. Da in dieser Arbeit durchgängig nach dem MAC-Kriterium ausgewertet wird, ist nach den Ergebnissen der Versuche an der elastischen Radführung keine Geschwindigkeitsabhängigkeit der Eigenfrequenzen von Reifenschwingformen erkennbar.

4.6 Variation der Steifigkeit

Die Variation der Steifigkeit wurde in zwei Stufen, wie in Kapitel 3.2 beschrieben, durch den Tausch von Blattfedern in den Lenkern durchgeführt. Zuerst wird die Variation der Längssteifigkeit beschrieben, deren MM in Abbildung 51 dargestellt ist. Die Schwingformen werden durch das MAC-Verfahren eindeutig durch sehr hohe MAC-Werte identifiziert.

Die Achseigenfrequenz in horizontaler Richtung nimmt um 1,3 Hz auf 16,5 Hz ab, während die Eigenfrequenz der vertikalen Achsschwingform um 0,5 Hz abnimmt. Die Frequenzlage der Schwingform [1,0] asym nimmt um 0,8 Hz ab und die Schwingform [0,0] lateral um 0,7 Hz. Wobei der Unterschied von 0,7 und 0,8 Hz nur aus der Rundung entsteht. Die Bewegungsvektoren der Schwingformen bei 70,8 Hz, 96,8 Hz und 101 Hz sind wieder sehr ähnlich und die Frequenzlage nimmt im Bereich der Messgenauigkeit ab. Die [2,0] asym Schwingform nimmt um 1,3 Hz ab. Es kann festgestellt werden, dass die Schwingformen mit Vorzugsrichtung längs in der Frequenzlage abnehmen, während die lateralen und vertikalen Schwingformen die Eigenfrequenzen nahezu beibehalten. Diese

Tendenzen entsprechen den Erwartungen der Variation, wobei die Auswirkung der Variation stärker erwartet wurde.

		Variation: Längssteifigkeit, LWQH, 0°, 100 km/h, 2,5 bar											
		Frequenz der Eigenvektoren von zu benennenden Schwingformen											
		16,5 Hz	23,5 Hz	42 Hz	44,3 Hz	54 Hz	70,8 Hz	96,8 Hz	101 Hz	118,5 Hz	192,5 Hz	219,3 Hz	235 Hz
Grundzustand LHQH, 0°, 100 km/h, 2,5 bar	Achse-H (17,8 Hz)	0,98	0,05	0,76	0,09	0,59	0,31	0,14	0,33	0,68	0,33	0,34	0,12
	Achse-V (24 Hz)	0,03	0,96	0,15	0,26	0,02	0,29	0,63	0,29	0,08	0,19	0,38	0,43
	[1,0] asym (42,8 Hz)	0,74	0,12	0,92	0,38	0,80	0,55	0,38	0,54	0,80	0,63	0,63	0,36
	[0,0] lat (45 Hz)	0,08	0,37	0,51	0,98	0,23	0,88	0,85	0,86	0,32	0,73	0,85	0,81
	RadFTors (54 Hz)	0,56	0,05	0,66	0,27	0,85	0,30	0,23	0,27	0,56	0,47	0,37	0,23
	[1,0] sym (71 Hz)	0,26	0,32	0,64	0,74	0,31	0,91	0,72	0,87	0,56	0,71	0,89	0,75
	[2,1] sym (96,5 Hz)	0,12	0,69	0,53	0,86	0,25	0,86	1,00	0,83	0,39	0,73	0,90	0,88
	[2,0] sym (101,3 Hz)	0,30	0,33	0,68	0,71	0,28	0,90	0,70	0,91	0,54	0,70	0,86	0,67
	[2,0] asym (119,8 Hz)	0,70	0,06	0,68	0,24	0,73	0,43	0,26	0,42	0,97	0,63	0,48	0,25
	Kav-H (192,3 Hz)	0,33	0,20	0,67	0,65	0,57	0,69	0,58	0,65	0,73	0,91	0,71	0,50
	Kav-V (218,5 Hz)	0,35	0,52	0,64	0,53	0,42	0,71	0,73	0,66	0,59	0,61	0,83	0,70
	Rad (236,5 Hz)	0,04	0,78	0,23	0,48	0,16	0,46	0,78	0,40	0,18	0,33	0,60	0,77

Abbildung 51: MM der Variation der Längssteifigkeit

Im zweiten Schritt der Variation der Steifigkeit an der Radführung werden zusätzlich zu den Blattfedern in den Lenkern (Abbildung 10, 17) auch die Blattfedern in Querrichtung (Abbildung 9, 8) durch weichere ersetzt. Die Bewegungsvektoren der Schwingformen haben sich dadurch nur sehr gering geändert, weshalb der Ansatz des MAC-Verfahrens zur Auswertung sehr gute Ergebnisse liefert, wie die MM in Abbildung 52 zeigt. Die horizontale Achsschwingung nimmt um weitere 2,5 Hz auf 14 Hz gegenüber der Variation in Längsrichtung ab. Dies zeigt, dass durch die Wahl der Stelle der Blattfedern zur Variation der Quersteifigkeit die Torsionsfestigkeit der Radführung um die z-Achse geschwächt wurde. Daraus ergibt sich eine geringere Steifigkeit in Längsrichtung für den Radträger bzw. die Achse. In vertikaler Richtung zeigt sich kein Einfluss, die vertikale Achseigenfrequenz bleibt in gleicher Frequenzlage. Die Frequenzlage der [1,0] asym Schwingform wird um weitere 0,7 Hz auf 41,3 Hz reduziert, was jedoch durch die Schwächung der Anbindung in Längsrichtung, wie oben beschrieben, hervorgerufen wird. Die Eigenfrequenz der [0,0] lateral Schwingform wird weiter um 1 Hz gegenüber der Längsvariation reduziert, was zeigt, dass die laterale Anbindung des Reifens einen Einfluss auf die Eigenfrequenz der [0,0] lateral Schwingform hat. Die Eigenfrequenz der RadFTors Schwingform tritt 0,5 Hz geringer auf, was in der Messgenauigkeit

liegt. Die Bewegungsvektoren der Eigenfrequenzen bei 69,3 Hz und 93 Hz zeigen wieder große Ähnlichkeit (MAC = 0,91 bzw. 0,97) und werden weiter in der Frequenzlage reduziert.

		Variation: Längssteifigkeit, LWQW, 0°, 100 km/h, 2,5 bar											
		Frequenz der Eigenvektoren von zu benennenden Schwingformen											
		14 Hz	24 Hz	41,3 Hz	45,5 Hz	53,5 Hz	69,3 Hz	93 Hz	101,8 Hz	118,8 Hz	192,8 Hz	220,0 Hz	235 Hz
Grundzustand LHOH, 0°, 100 km/h, 2,5 bar	Achse-H (17,8 Hz)	0,90	0,04	0,69	0,10	0,60	0,30	0,22	0,29	0,67	0,36	0,40	0,14
	Achse-V (24 Hz)	0,03	0,96	0,11	0,26	0,03	0,29	0,50	0,30	0,07	0,22	0,34	0,44
	[1,0] asym (42,8 Hz)	0,64	0,11	0,74	0,39	0,83	0,55	0,49	0,49	0,79	0,68	0,66	0,30
	[0,0] lat (45 Hz)	0,08	0,36	0,37	0,99	0,24	0,89	0,89	0,86	0,30	0,80	0,80	0,81
	RadFTors (54 Hz)	0,61	0,04	0,68	0,26	0,89	0,29	0,28	0,23	0,56	0,44	0,38	0,25
	[1,0] sym (71 Hz)	0,20	0,30	0,41	0,74	0,31	0,91	0,82	0,86	0,56	0,79	0,90	0,76
	[2,1] sym (96,5 Hz)	0,11	0,66	0,36	0,86	0,26	0,86	0,97	0,83	0,36	0,78	0,86	0,89
	[2,0] sym (101,3 Hz)	0,23	0,31	0,44	0,71	0,28	0,91	0,82	0,90	0,52	0,79	0,88	0,68
	[2,0] asym (119,8 Hz)	0,44	0,05	0,35	0,25	0,69	0,42	0,34	0,36	0,86	0,61	0,56	0,27
	Kav-H (192,3 Hz)	0,23	0,19	0,39	0,65	0,57	0,68	0,66	0,62	0,71	0,91	0,74	0,53
	Kav-V (218,5 Hz)	0,25	0,50	0,40	0,53	0,42	0,70	0,76	0,64	0,58	0,67	0,83	0,72
	Rad (236,5 Hz)	0,04	0,78	0,15	0,46	0,15	0,46	0,64	0,39	0,18	0,35	0,55	0,77

Abbildung 52: MM der Variation der Längs- und Quersteifigkeit

Die [2,0] sym und [2,0] asym Schwingformen können eindeutig identifiziert werden. Die Frequenzlagen sind sehr konstant bezüglich beider Variationen, was darauf hindeutet, dass diese Reifenschwingformen eher wenig von Variationen der Steifigkeit der Radführung beeinflusst werden. Ropers [Rop 05] hat wie im Stand der Technik beschrieben festgestellt, dass Radführungseigenschaften ab 140 Hz keinen Einfluss mehr auf Reifenschwingformen haben. Nach den Ergebnissen der Steifigkeitsvariation ist dies bereits ab 100 Hz der Fall. Bei Variationen der Eingangsimpedanz (Kapitel 4.2) wurden jedoch große Differenzen in der Frequenzlage beobachtet, auch im Bereich über 100 Hz. Daraus ergibt sich ein Hinweis, dass die angeregte Masse der Radführung, welche mit dem Reifen schwingt, auch einen Einfluss haben könnte, worauf später noch genauer eingegangen wird. Die Kavitäts- und die Radschwingform sind eindeutig identifizierbar und verhalten sich wie erwartet wenig beeinflusst von den Steifigkeitsvariationen der Radführung.

**Tabelle 8: Variation der Steifigkeit der elastischen Radführung
(LHQH = längs hart, quer hart; LWQH = längs weich, quer hart;
LWQW = längs weich, quer weich)**

Radführung in Grundzustand	Eigenfrequenz [Hz]		
	Steifigkeit der Radführung		
	LHQH	LWQH	LWQW
Schwingformen			
Achse-H	17,8	16,5	14
Achse-V	24	23,5	24
[1,0] asym	42,8	42	41,3
[0,0] lateral	45	44,3	43,5
RadFTors	54	54	53,5
[1,0] sym	71	70,8	69,3
[2,1] sym	96,5	96,8	93
[2,0] sym	101,3	101	101,8
[2,0] asym	119,8	118,5	118,8
Kav-H	192,3	192,5	192,8
Kav-V	218,5	219,3	220,0
1. Radeigenfrequenz	236,5	235	235

4.7 Variation der Raderhebungskurve

Die Raderhebungskurve beschreibt den Weg des Radzentrums bei Ein- und Ausfederung des Fahrwerkes. Diese wird durch die Anordnung der Lenker maßgeblich beeinflusst. Um die Auswirkungen

einer Variation der Raderhebungskurve abschätzen zu können, wurde die elastische Radführung so konstruiert, dass die Lenker der Radführung um die Achse des Bolzens (11, Abbildung 10) verdreht werden können. Dadurch ändern sich die Raderhebungskurve, die örtliche Massenverteilung der Radführung und die Geometrie der Anbindungspunkte der Lenker. Zusätzlich wird durch das Verdrehen der Lenker eine Variation der Steifigkeit hervorgerufen, da die Lenker nun auch Kräfte in vertikaler Richtung aufnehmen.

Die MM der Variation „Lenker um 8° verdreht“ ist in Abbildung 53 dargestellt. Während die horizontale Achseigenschwingung um 0,5 Hz abnimmt, erhöht sich die vertikale Achseigenschwingung um 0,5 Hz. Trotz der geringen Verschiebung der Achseigenfrequenzen im Bereich der Messgenauigkeit deutet dies darauf hin, dass die Steifigkeit in x-Richtung leicht abnimmt, während die Lenker durch die Verdrehung wie beschrieben einen Beitrag zur vertikalen Steifigkeit liefern. Die Frequenzlage der Schwingform [1,0] asym steigt um 0,5 Hz, was eher für eine Zunahme der Steifigkeit in horizontaler Richtung spricht, da sich am Massenträgheitsmoment keine Variation ergeben hat. In lateraler Richtung ist keine Variation vorgenommen worden, jedoch sinkt die Frequenz der [0,0] lat Schwingform um 0,7 Hz, was nicht auf die Variation zurückgeführt werden kann. Die Schwingform RadFTors ändert sich wie erwartet nicht in der Frequenz. Die Frequenzlagen der drei ähnlichen Schwingformen bei 69 Hz, 95,8 Hz und 97 Hz sinken jeweils um 0,7 bis 4,3 Hz, während die [2,0] asym Schwingform um 0,5 Hz steigt. Da die Frequenzlagen sowohl der [1,0] asym als auch der [2,0] asym um 0,5 Hz steigen, lässt sich ein Trend ableiten, obwohl die Änderung im Bereich der Messgenauigkeit ist. Dieser Trend spricht für eine Steifigkeitserhöhung in horizontaler Richtung, was dem Trend resultierend aus den Achseigenschwingungen widerspricht. Ähnlich verhält sich dies in vertikaler Richtung, wo die Frequenzlage der Achseigenschwingung wie erwartet leicht steigt, während die

vertikal dominierten Reifenschwingformen in der Frequenzlage abnehmen. Da es sich vor allem bei den Achseigenformen um kleine Änderungen handelt, könnte die Messgenauigkeit verantwortlich für die widersprüchlichen Aussagen sein, die diese Variation liefert. Ob auch Effekte der Massenverteilung der Radführung verantwortlich sein können, soll anhand der Simulation geprüft werden.

		Variation: Raderhebungskurve, LHQH, 0°, 100 km/h, 2,5 bar											
		Frequenz der Eigenvektoren von zu benennenden Schwingformen											
		17,3 Hz	24,3 Hz	43,3 Hz	44,3 Hz	54 Hz	69 Hz	95,8 Hz	97 Hz	120,3 Hz	192 Hz	219,5 Hz	234 Hz
Grundzustand LHQH, 0°, 100 km/h, 2,5 bar	Achse-H (17,8 Hz)	0,89	0,09	0,69	0,15	0,62	0,26	0,16	0,16	0,67	0,33	0,42	0,11
	Achse-V (24 Hz)	0,11	0,95	0,12	0,24	0,07	0,29	0,47	0,30	0,08	0,21	0,33	0,47
	[1,0] asym (42,8 Hz)	0,83	0,16	0,97	0,49	0,70	0,50	0,41	0,38	0,80	0,63	0,71	0,34
	[0,0] lat (45 Hz)	0,31	0,35	0,50	0,97	0,25	0,92	0,92	0,96	0,34	0,76	0,79	0,79
	RadFTors (54 Hz)	0,52	0,07	0,78	0,35	0,79	0,27	0,23	0,21	0,56	0,45	0,42	0,23
	[1,0] sym (71 Hz)	0,55	0,34	0,60	0,75	0,31	0,89	0,81	0,82	0,56	0,74	0,88	0,71
	[2,1] sym (96,5 Hz)	0,37	0,67	0,51	0,85	0,24	0,87	0,97	0,88	0,40	0,75	0,85	0,89
	[2,0] sym (101,3 Hz)	0,61	0,35	0,60	0,73	0,32	0,89	0,79	0,83	0,56	0,73	0,87	0,64
	[2,0] asym (119,8 Hz)	0,74	0,11	0,74	0,33	0,33	0,38	0,28	0,26	0,96	0,61	0,58	0,23
	Kav-H (192,3 Hz)	0,54	0,23	0,72	0,73	0,38	0,67	0,63	0,61	0,75	0,91	0,74	0,50
	Kav-V (218,5 Hz)	0,57	0,57	0,64	0,59	0,34	0,67	0,69	0,57	0,60	0,62	0,84	0,70
	Rad (236,5 Hz)	0,15	0,78	0,24	0,46	0,12	0,47	0,63	0,45	0,19	0,34	0,54	0,81

Abbildung 53: MM der Variation der Raderhebungskurve

4.8 Messung zur Reproduzierbarkeit

An der elastischen Radführung werden Schrauben gelöst und Blattfedern ausgetauscht, um die Variationen durchzuführen. In Kapitel 3.3 wurde erläutert, dass das Schwingungsverhalten von Strukturen schon durch unterschiedlich stark angezogene Schrauben beeinflusst werden kann. Gravierender werden Auswirkungen beschrieben, wenn Baugruppen unterschiedlich verspannt sind oder gar die Massenverteilung nicht mehr gleich ist. Daher wurden zum Umbau konkrete Anzugsmomente für alle Schraubenverbindungen vorgegeben und bei der Konstruktion der Radführung darauf geachtet, mögliche Fehlerquellen zu eliminieren. Zur Prüfung, welche Fehler aus der nötigen Umrüstung der elastischen Radführung zur Realisierung der Variationen zu erwarten sind, wurde nach der Messreihe der Grundzustand wiederhergestellt. In Abbildung 54 ist die Entsprechende MM abgebildet. Es zeigt sich, dass die

Bewegungsvektoren in einem sehr hohen Maße übereinstimmen. Auch die Eigenfrequenzen stimmen mit einer Genauigkeit von 0,25 Hz überein. Die Entscheidung die Messgenauigkeit nach der visuellen Ableitung der Eigenfrequenzen durch Anpassung der Fensterung zur FFT zur finalen Auswertung von einem Hertz auf 0,25 Hz herunterzusetzen war also zielführend, da die Messgenauigkeit offensichtlich unter 0,5 Hz liegt und die zu untersuchenden Variationen im Bereich von wenigen Hertz liegen.

Die Problematik der Reproduzierbarkeit des [2,1] sym Bewegungsvektors ist in vielen Variationsmessungen und in der Reproduzierbarkeitsmessung auffällig. Abhilfe könnte hier geschaffen werden, indem der Bewegungsvektor für die [2,1] sym Schwingform aus der Reproduzierbarkeitsmessung im Satz der Bewegungsvektoren des Grundzustandes genutzt würde, da offensichtlich ist, dass die [2,1] sym – Schwingform im Grundzustand zu Beginn der Messungen nicht bzw. anders angeregt wurde als in den weiteren Versuchen. Es wurde jedoch davon abgesehen, da sich dadurch nur die Ergebnisse einiger Variationen verbessern würden. Die Herausforderung, dass nicht alle Schwingformen in jeder Messung identifiziert werden können, ist aus anderen Projekten zur schwingtechnischen Beurteilung von Strukturen bekannt. Da der Versuchsaufwand jedoch auch immer eine große Rolle spielt, können nicht beliebig viele Wiederholungsversuche durchgeführt werden, um diese Herausforderung durch statistische Mittel abfangen zu können.

		Reproduzierbarkeitsmessung: LHQH_0°, 100 km/h, 2,5 bar												
		Frequenz der Eigenvektoren von zu benennenden Schwingformen												
		17,8 Hz	24 Hz	34,5 Hz	42,8 Hz	54 Hz	71 Hz	96,5 Hz	101,3 Hz	119,8 Hz	192,3 Hz	218,5 Hz	236,5 Hz	
Grundzustand LHQH_0°, 100 km/h, 2,5 bar	Achse-H (17,8 Hz)	0,98	0,05	0,31	0,79	0,62	0,31	0,17	0,32	0,67	0,34	0,33	0,11	
	Achse-V (23,8 Hz)	0,06	0,96	0,19	0,11	0,02	0,29	0,58	0,29	0,08	0,19	0,38	0,51	
	[0,0] lat (34,5 Hz)	0,33	0,21	0,97	0,67	0,34	0,73	0,69	0,64	0,65	0,86	0,79	0,63	
	[1,0] asym (43 Hz)	0,80	0,12	0,71	0,96	0,64	0,55	0,42	0,53	0,81	0,65	0,63	0,33	
	RadFors (54,3 Hz)	0,57	0,05	0,55	0,80	0,92	0,30	0,26	0,26	0,56	0,48	0,37	0,23	
	[1,0] sym (71 Hz)	0,37	0,31	0,74	0,58	0,19	0,90	0,76	0,87	0,56	0,71	0,89	0,70	
	[2,1] sym (98 Hz)	0,08	0,90	0,31	0,19	0,06	0,33	0,66	0,32	0,16	0,29	0,46	0,61	
	[2,0] sym (101,8 Hz)	0,42	0,33	0,69	0,59	0,18	0,90	0,75	0,91	0,56	0,70	0,86	0,62	
	[2,0] asym (119,8 Hz)	0,72	0,06	0,58	0,69	0,37	0,43	0,30	0,40	0,96	0,64	0,47	0,23	
	Kav-H (191,3 Hz)	0,41	0,20	0,85	0,64	0,31	0,69	0,63	0,64	0,75	0,92	0,70	0,48	
	Kav-V (218,5 Hz)	0,44	0,52	0,69	0,61	0,24	0,70	0,75	0,65	0,61	0,62	0,82	0,71	
	Rad (237,5 Hz)	0,08	0,78	0,41	0,23	0,09	0,46	0,74	0,39	0,20	0,33	0,59	0,84	

Abbildung 54: MM des Grundzustandes zu Beginn und am Ende der Messreihe

4.9 Fazit zu den Versuchen

Es hat sich gezeigt, dass Reifenschwingformen durch Beschleunigungssensoren an der elastischen Radführung eindeutig wiedererkannt werden können. Dadurch ist es möglich, die Auswirkungen von Variationen der Randbedingungen gezielt zu quantifizieren. Hiervon konnte aufgrund der hohen Dichte an Schwingformen des Reifens im Bereich von 30 Hz bis 250 Hz nicht per se ausgegangen werden. Die Ähnlichkeit der Schwingformen bei 71 Hz, 98 Hz und 101,8 Hz im Grundzustand zeigt diese Herausforderung deutlich. Daraus folgt, dass die Benennung der Schwingformen in diesem Bereich allein aus Versuchen nicht sicher erfolgen kann und erst durch den Vergleich mit Simulationsdaten möglich ist. Da das Simulationsmodell im nächsten Schritt jedoch anhand der Versuchsdaten gefittet wird, ist diese oft angewandte, iterative Methode zur Benennung der Schwingformen aus Versuch und Simulation unglücklich. Eine andere Methode ist jedoch nicht bekannt und konnte auch im Rahmen dieser Arbeit nicht entwickelt werden. Die hohe Übereinstimmung der MAC-Werte in den Mapping Matrizen (MM) zeigt jedoch, dass das Verfahren sehr gut geeignet ist, eine Verwechslung von Schwingformen bei der Auswertung von Variationsmessungen auszuschließen.

Während sich gezeigt hat, dass Variationen der Geschwindigkeit unter elastischen Randbedingungen zu kleine Auswirkungen hervorrufen, um diese reproduzierbar messen zu können, können Frequenzverschiebungen der Reifenschwingformen bei Variation der Steifigkeit der Radführung nachgewiesen werden. Inwieweit diese Frequenzverschiebungen ausreichen, um kritische Eigenfrequenzen einzelner Schwingformen aus kritischen Frequenzbereichen an realen Radführungen bzw. Fahrzeugen verschieben zu können, um Überschneidungen zu vermeiden, müsste gezielt untersucht werden. Eigenfrequenzen von Radführungen an Fahrzeugen sind im Serienzustand jedoch in ausreichendem Abstand zu Reifenschwingformen gewählt, um zu verhindern, dass Reifenschwingformen das Fahrwerk anregen können, was zu einer deutlichen Verstärkung der Schwingungen führen würde und Komforteinbußen zur Folge hätte. Interessant ist die Möglichkeit der Beeinflussung von Reifenschwingformen durch die Radführung allerdings, wenn möglichst genaue Reifenmodelle gefordert werden und nicht berücksichtigt ist, dass Variationen der Randbedingungen offensichtlich Einfluss auf die Frequenzlage der Reifenschwingformen haben. In diesem Fall können Differenzen in der Übertragungsfunktion des Gesamtfahrzeugmodells entstehen, wenn beurteilt werden soll, ob mit der Anregung des Reifens am Fahrwerk störende Geräusche für den Fahrer entstehen oder nicht. Inwieweit diese Differenzen auch in der Simulation dargestellt werden können, wird im Folgenden geprüft.

5 FE-Rollgeräusch-Reifenmodell

Die Versuchsergebnisse bestätigen die Hypothese, dass die Anbindung des zu untersuchenden rollenden Rades Einfluss auf die Reifenschwingformen hat. Die Quantität dieses Einflusses wurde durch die Versuche ermittelt und kann nun genutzt werden, um die Robustheit des Reifenmodells zu beurteilen.

In diesem Kapitel wird hierzu ein FE-Reifenmodell nach dem Stand der Technik erstellt, um dann zu untersuchen, wie sensitiv die Frequenzlagen von Reifenschwingformen bis 150 Hz auf Variationen der Materialparameter der Gummimischungen in der Simulation reagieren. Dann wird das FE-Reifenmodell an die Versuchsdaten aus Kapitel 4 unter starren Randbedingungen gefittet und die Auswirkungen von Änderungen der Randbedingungen untersucht. Ziel hierbei ist es, die Parameter zu identifizieren, welche den größten Einfluss auf das Simulationsmodell haben. Besonders betrachtet werden Eigenschaften mit hoher Abweichung, um diese effizient fitten zu können, ohne besser passende Eigenschaften zu verändern.

5.1 Grundlagen zum Aufbau von FE-Reifenrollgeräuschmodellen

Kindt [Kin 09] beschreibt ein stark vereinfachtes Reifenmodell in Form eines Ringmodells, welches unter Verwendung von nur drei Frequenzlagen bestimmter Eigenmoden (jeweils 1. Ordnung der translatorischen Moden in x, y und z) des Reifens aus dem Versuch parametrisiert wird. Die Frequenzlagen der Schwingformen dieses Modells stimmen bis 300 Hz mit den Frequenzlagen aus den Versuchen bis auf 5% überein, wobei einige Schwingformen nicht beachtet werden. Dies ist für ein stark vereinfachtes Modell

überraschend genau und zeigt die Leistungsfähigkeit der FE-Methode. Das Modell besteht aus einem flexiblen Ring für die Lauffläche. Die Seitenwand wird durch Federelemente dargestellt. Weitere Strukturen bilden das Rad und den Hohlraum im Reifen ab. Zur Parametrisierung werden die erste Axialmode (nach Wheeler [Whe 05]: $[0,0]$ lat), die Torsionsmode ($[0,0]$ tors) und die erste Vertikalmode $[1,0]$ vert aus dem Versuch durch Anpassung der Materialparameter im Modell gefittet. Das Modell kann auch einen durch Radlast belasteten und rotierenden Reifen simulieren, wobei es bei der Belastung Herausforderungen mit dem Hohlraum zwischen Reifen und Felge gibt. Kindt beschreibt im Ausblick der Veröffentlichung wie auch [Mev 14], [Bek 10], [Bri 07a] und [Whe 05], dass es wünschenswert wäre, genauere Materialdaten des Reifens von der Industrie zu bekommen. Bis heute sind die Reifenhersteller aus Gründen der Geheimhaltung, aber bestimmt auch wegen der technischen Realisierbarkeit, diesem Wunsch nicht nachgekommen. Es ist nicht trivial, Materialeigenschaften unter den Randbedingungen wie sie im Reifen herrschen an einem Probenprüfstand zu messen. Ein Reifen besteht aus einem hoch komplexen Verbund aus bis zu 25 verschiedenen Werkstoffen bzw. Vorprodukten mit unterschiedlichen Eigenschaften. Diese werden während der Fertigung unter definierter Temperatur und Druck zusammengefügt, wobei auch definierte Eigenspannungen entstehen. So wird schnell klar, dass das Materialverhalten des Verbundwerkstoffes nicht aus einer Summe der einzelnen Materialeigenschaften abgeleitet werden kann. Die Materialverbindungen und Vorspannungen haben wiederum Einfluss auf die einzelnen Materialeigenschaften. Der Aufwand jede Bindung einzeln zu untersuchen ist nicht zielführend und vor allem selten möglich. Es werden Effekte aus den Bindungen und Vorspannungen nachträglich in die Materialmodelle integriert, indem diese im Gesamtmodell anhand von Versuchsdaten angepasst bzw. gefittet werden. Für das Verfahren der Anpassung von Materialdaten durch Versuchsdaten gibt es verschiedene Bezeichnungen wie Model-Updating, Model-Fitting, Model-Tuning,

Modelloptimierung und weitere. Das Verfahren wird nicht nur bei Reifen angewandt. Zur Simulation von Fügestellen (Kleben, Schweißen) haben sich kommerzielle Optimierer etabliert, die FE-Modelle automatisiert an Versuchsdaten anpassen. Falls Materialdaten vorhanden sind, dienen diese lediglich als Startparameter der Optimierung der einzelnen Materialmodelle im Gesamtmodell. Der Nutzer steuert die Optimierung durch Begrenzen des Parameterraums, welcher sich häufig aus den Randbedingungen und den plausiblen Bereichen der Materialeigenschaften zusammensetzt [Gög 02] [Gug 09] [Mar 10] [Gar 11]. Angelehnt an automatische Verfahren wird in dieser Arbeit ein Fitting der Materialmodelle manuell durchgeführt. Dies ist nötig, da sehr viele unterschiedliche Materialien in der Reifenkonstruktion eingesetzt werden, was die Dimension des Optimierungsproblems sehr groß werden lässt. Dadurch kann das Fitting nur begrenzt gesteuert werden und die Ergebnisse des meist unbekanntes Optimierungsalgorithmus können nur schwer nachvollzogen werden. Ziel ist es jedoch, den Einfluss der Komponenten des FE-Reifenmodells so genau wie möglich beschreiben zu können.

Sakthivel [Sak 12] [Sak 15] beschreibt ein Reifen-Rollgeräusch-Modell, welches in der kommerziellen FE-Umgebung Abaqus nach einem vom Hersteller (Dassault Systems, 3DS) vorgeschlagenen Verfahren [Sim 09] implementiert wird. Da Sakthivel offensichtlich keinen Zugang zu geeigneten Reifenprüfständen hatte, bedient er sich an den Versuchsdaten von Kind [Kin 08a], um sein Reifenmodell zu fitten. Es liegen ihm weder Materialdaten noch genaue Geometriedaten vor. Trotzdem gelingt es ihm, den Frequenzbereich bis 200 Hz (11 Strukturmoden des Reifens) mit ca. 9 % Genauigkeit im Schnitt zu simulieren. Auch dieses Ergebnis bestätigt das Verfahren, reduzierte Reifenmodelle nachträglich mit Versuchsdaten zu fitten. Die Geometrie des reduzierten Reifenmodells (Abbildung 55) wurde von Sakthivel in [Sak 15] mit den entsprechenden nicht-linearen Materialmodellen veröffentlicht.

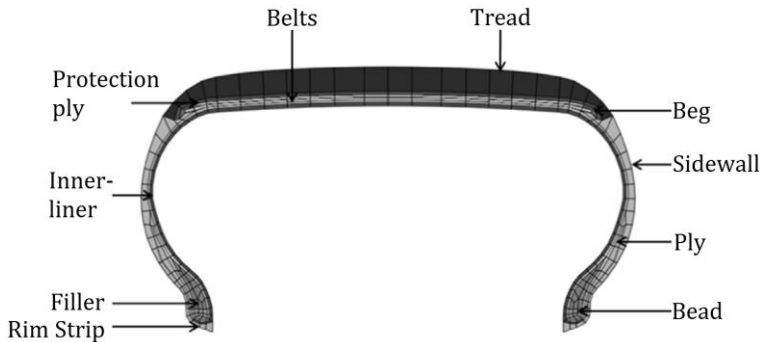


Abbildung 55: 2D-Reifenmodell nach Sakthivel [Sak 15]

Der Parametersatz der Materialmodelle dient in dieser Arbeit zusammen mit einem eigenen Geometrie-Modell, welches nach der Anleitung von Dassault Systems [Sim 09] und der Arbeit von Gareis [Gar 11] erstellt wurde, als Start des Fittings. Um das manuelle Fitting durchführen zu können, werden die nichtlinearen, hyperelastischen Materialmodelle in lineare Materialmodelle umgerechnet.

Wie in Kapitel 2 genannt, beschreibt Grollius [Gro 13] sehr umfangreich ein FE-Reifen-Rollgeräuschmodell. Viele mathematische und theoretische Hintergründe der implementierten Funktionen der Simulationsumgebung, welche in der vorliegenden Arbeit nicht explizit beschrieben werden, sind in [Gro 13] oder in der Abaqus Dokumentation umfangreich beschrieben.

Die bisher genannten FE-Reifenmodelle sind ein Auszug aus der vielfältigen Literatur bezüglich dieses Themas, um anschaulich den unterschiedlichen Detaillierungsgrad vom einfachen Ringmodell von Kindt bis hin zum hoch detaillierten, aufwändig parametrisierten Vollmodell von Grollius mit zusätzlichem Einsatz der Substrukturmethode, um die Berechnungszeit im Rahmen zu halten, zu zeigen. Die Aufzählung erhebt nicht den Anspruch vollständig zu sein.

Für die Simulation bzw. Berechnung des im Folgenden beschriebenen FE-Reifenmodells stand ein Rechner mit 64 GB Arbeitsspeicher und acht 2,7 GHz Prozessoren zur Verfügung. Auf diesem Rechner konnte das FE-Reifenmodell in jedem Entwicklungsstand unter 20 Stunden berechnet werden. Die Simulation des Reifenmodells in Verbindung mit dem FE-Modell der elastischen Radführung nahm bis zu vier Tage in Anspruch. Das Reifenmodell besteht aus rund 117.000 Elementen, woraus sich 400.000 Freiheitsgrade ergeben. Das Radführungsmodell besteht aus 700.000 Elementen mit 4,3 Millionen Freiheitsgraden.

5.2 Aufbau des FE-Reifenmodells

Im Folgenden wird der konstruktive Aufbau von PKW-Radialreifen wie in Abbildung 56 dargestellt eingeführt. Analog werden im Anschluss die Geometrie und Materialverteilung des FE-Reifenmodells beschrieben.

5.2.1 Aufbau von PKW-Reifen

Die Kräfte aus dem Kontakt des Reifens mit der Fahrbahn werden in den Laufstreifen (1) eingeleitet. Der Laufstreifen wird durch den Unterbau (3) mit Stahlgürteln (2) verbunden. Diese Stahlgürtel sind wechselseitig in einem Winkel zwischen 15° und 25° relativ zur Ebene des Reifenzentrums angeordnet, um dem Laufstreifen Steifigkeit zur Kraftübertragung zu verleihen. Getragen wird der Stahlgürtel von der Karkasse, welche das Luftvolumen umschließt und aus Kordlagen (4) besteht. Die Kordlagen werden aus Nylon, Rayon oder Polyester gefertigt und sind in Elastomermischungen eingebunden. Diese werden von Wulst zu Wulst geführt und sind am Reifenfuß um die Wulstkerne (8) und das Wulstprofil (7), auch Wulstfüller genannt, gewickelt. An den äußeren Seiten wird die

Karkasse von den Seitenwänden (6) geschützt. Die Innenseite des Reifens ist mit einem Innerliner (5) zur Abdichtung des Reifens gegen Luftverlust beschichtet.

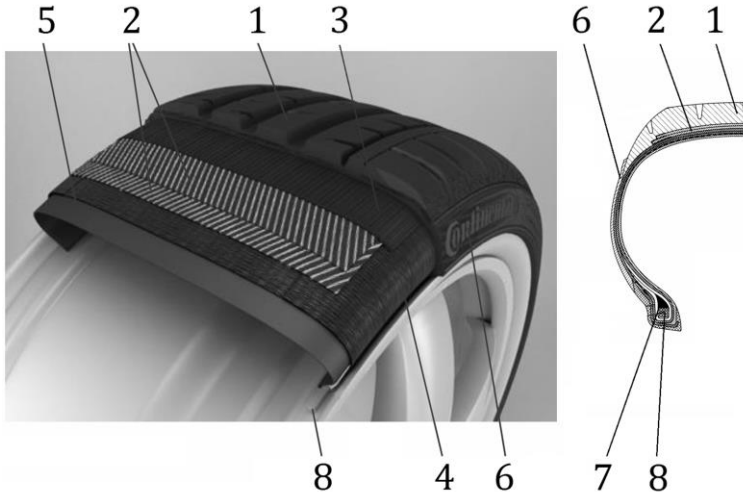


Abbildung 56: Aufbau eines Radial-Gürtelreifens [Gro 14]

Die Unterteilung des Reifens wie oben beschrieben kann wie in [Gip 05] oder [Her 08] noch feiner gemäß dem Einsatz verschiedener Gummimischungen vorgenommen werden. Daraus ergeben sich Möglichkeiten, das Reifenmodell bei Kenntnis der Materialdaten sehr genau zu beschreiben. Eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt von Gareis [Gar 11] ergab jedoch, dass dies für Rollgeräuschmodelle nicht zielführend ist, sondern wie auch von Kindt [Kin 09] und Sakhthivel [Sak 15] beschrieben, mehrere Gummimischungen integriert simuliert werden können. Gareis zeigt wie in Abbildung 57 dargestellt, dass die einzelnen Materialien nach der Reduktion unterschiedlich starken Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Reifens aufweisen. Dieser Einfluss wird durch die Position und den Anteil am Gesamtvolumen des Aufbaus beeinflusst.

Durch die Position des Materialbereiches im Reifen ergibt sich auch, ob das Material eher einen Einfluss auf radial umlaufende Moden einbringt oder eher Biegemoden senkrecht zur Reifenhochebene (x - z) beeinflusst. Daraus ergibt sich Potential für oben beschriebene Fitting-Verfahren, da Radial- und Biegemoden unterschiedlich stark beeinflusst werden können, je nachdem wie hoch die Abweichung zu den Versuchsdaten ist.

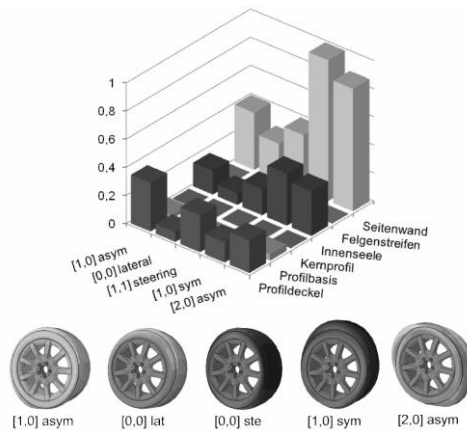


Abbildung 57: Einfluss der unterschiedlichen Gummimischungen auf Strukturschwingungen des Reifens [Gar 11]

5.2.2 Geometrie des Projektreifens

Gareis konnte das nachgewiesene Potential zum Modelfitting jedoch nicht so effektiv wie gewünscht nutzen, da sich herausstellte, dass er zu viele Gummimischungen zusammengefasst hatte. In der vorliegenden Arbeit werden, wie in Abbildung 58 dargestellt, mehr Unterteilungen vorgenommen. Hierbei wird eine strikte Trennung von Seitenwand- und Laufstreifenbereich durchgeführt. So kann das Potential, Biegeschwingformen getrennt von radialen Schwingformen voneinander zu fitten erhöht werden. Hierbei wird bewusst

von der Realität abgewichen, die Gummimatrix der Karkasse durchgehend aus derselben Gummimischung zu gestalten. Stattdessen wird die Gummimatrix des Gürtels in die Karkasse integriert. Die entsprechenden Fasern werden getrennt in die Simulation implementiert, was im Folgenden genauer erläutert wird. Dieser Ansatz erlaubt unterschiedliches Materialverhalten in der Karkasse aufgrund eingebrachter Vorspannungen bei der Fertigung im späteren Fitting einzubringen.

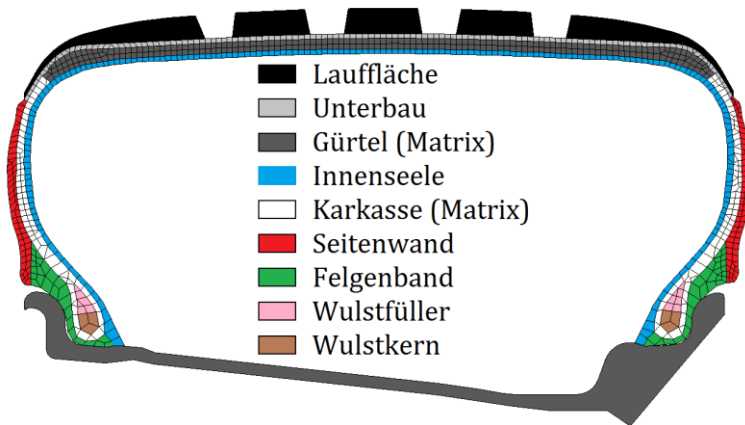


Abbildung 58: Geometrischer Aufbau des FE-Reifenmodells

5.2.3 Materialdaten des Projektreifens

Der Geometrie aus Abbildung 58 werden die Materialdaten aus [Sak 15] zugewiesen, welche bei einer Dehnung von -40 % linearisiert werden. Die Linearisierung wird durchgeführt, um die Steifigkeit der Gummimischungen in Form des E-Moduls zur Optimierung gezielt ändern zu können. Bei der Verwendung eines nichtlinearen, hyperelastischen Materialmodells ist nicht genau genug bekannt, wie die Eingangsparameter zur Linearisierung durch den Solver gewählt werden. In Abbildung 59 ist dargestellt, wie sich die

Materialmodelle von [Sak 15] in Abhängigkeit von der Dehnung gegenüber linearen E-Moduln (2 und 10 MPa) verhalten. Es ist zu erkennen, dass sich die Materialmodelle im Bereich von -20 bis 50 % Dehnung nahezu linear verhalten. Durch die Wahl einer Linearisierung bei -40% wird eine ausgewogene Spreizung der verschiedenen Gummimischungen erhalten. Falls sich diese Wahl als unglücklich herausstellen sollte, würde jedoch lediglich die Anzahl der Iterationen steigen, bis das Abbruchkriterium erreicht ist. Das Ergebnis der Optimierung wird sehr ähnlich ausfallen.

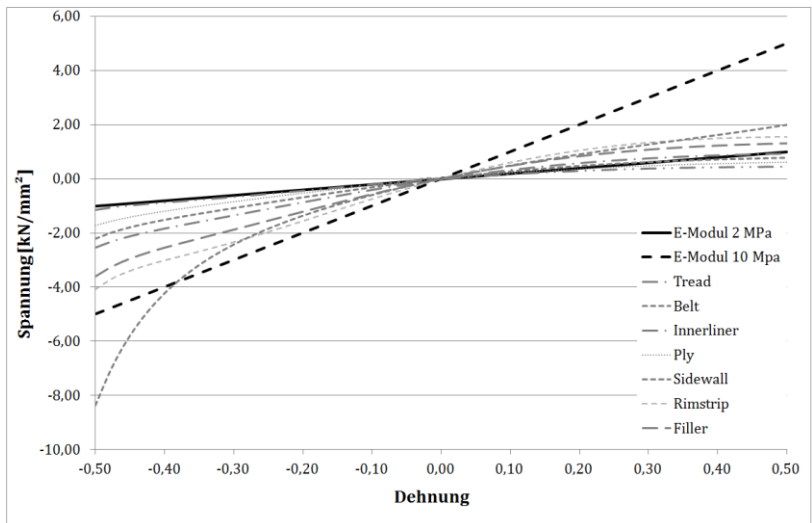


Abbildung 59: Verlauf des E-Moduls unterschiedlicher Gummimischungen nach Sakthivel [Sak 15]

Literaturwerte für den E-Modul von Reifengummi zum Beispiel nach der CES EDUPACK Materialdatenbank (Anhang A.2) sind 3,8 bis 6 MPa, was im Bereich geringer Dehnungen von [Sak 15] liegt. Die Materialkennwerte aus dem Reifen-Simulationskurs (Abaqus; Anhang A.3) liegen zwischen 0,6 und 1,6 MPa, jedoch kann nicht beurteilt werden, wie viel Wert zu Schulungszwecken auf

realistische Materialdaten gelegt wurde. Die größte Überschneidung des Wertebereichs aller Quellen liegt bezüglich des E-Moduls zwischen 3 und 10 MPa. Bei Kompression von 50% liegen Werte bis 16 MPa vor, welche mit Erhöhung der Kompression weiter steigen. Die Dichte des Reifengummis wird im Bereich von 1050 bis 1150 kg/m³ angegeben. Die Lauffläche wird in der Literatur häufig, wie auch bei [Sak 15], mit deutlich geringeren Werten parametrisiert. Es wird vermutet, dass dadurch der Negativanteil des Profils, welcher in der Geometrie nicht realisiert wurde, ausgeglichen wird. In dieser Arbeit werden Längsrillen in der Geometrie realisiert. Querrillen sind aufgrund des Prozesses der FE-Reifenmodellerstellung jedoch nicht möglich, weshalb auch in dieser Arbeit eine Dichteanpassung der Laufstreifenmischung angewandt wird. Die Dichteanpassung fällt aufgrund des geringen Anteils des Negativprofils an Querrillen gering aus und wird während des Fittings realisiert. Hierbei wird als Zielwert des Fittings die Masse des Reifens (12,1 kg) gesetzt, welcher vor und nach den Versuchen gewogen wurde. Das Gewicht hat sich während der Versuche nicht nennenswert durch Abrieb geändert. Die berechneten Werte des E-Moduls und die Dichte der Gummimischungen nach [Sak 15], welche als Startwerte zur Optimierung gesetzt wurden, sind in Tabelle 9 gelistet.

Tabelle 9: Umgerechnete Materialdaten nach [Sak 15]

Material	Dichte [kg/m ³]	E-Modul [N/m ²]
Lauffläche	750	4,6e8
Gürtel (Matrix)	1050	10,6e8
Innensee	1050	2,2e8
Karkasse (Matrix)	1050	3,0e8
Seitenwand	1050	3,8e8
Felgenband	1050	7,5e8

Wulstfüller	1050	6,4e8
Wulstkern (Stahl)	7800	2,064e11
Gürtel (Stahl)	7800	1,747e11

5.2.4 Bestimmung der Eigenschaften der Fasern im Reifen

Reifen sind wie bereits oben beschrieben durch mehrere Lagen unterschiedlicher Fasern verstärkt. In Abbildung 60 wird speziell auf den Aufbau im Bereich des Laufstreifens eingegangen. Die Ausrichtung der Fäden in der Lauffläche orientiert sich senkrecht entlang der Abrollrichtung des Reifens. Die Fäden in der Karkasse sind wie beschrieben von Wulst zu Wulst angeordnet, woraus sich die Orientierung der Lage der Fäden zwischen $0-1^\circ$ bzw. 180° ergibt. Die Fäden unter der Lauffläche im Reifengürtel, welche aus Stahlröhren bestehen, sind jedoch nicht bei jedem Reifen in der gleichen Orientierung angeordnet.

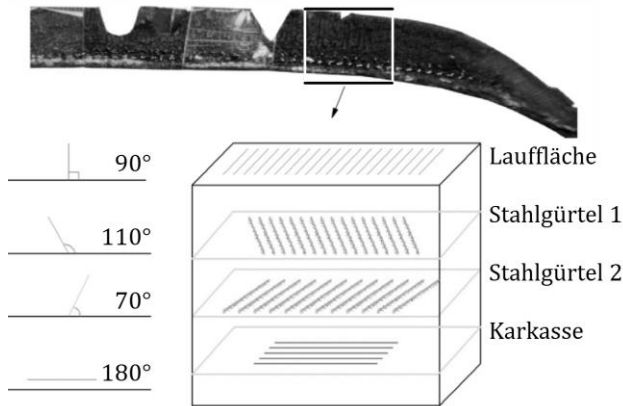


Abbildung 60: Faserlagen in der Lauffläche nach [Wei 16]

Die Orientierung der Stahlgürtel ist ein Parameter um die Charakteristik des Kraftübertragungsverhaltens von Reifen einzustellen. Die Orientierung kann je nach Optimierungswunsch zwischen 65° und 75° variieren. Durch eine Variation der Orientierung, der Gestaltung und der Form der Stahlgürtellagen werden auch die schwingungstechnischen Eigenschaften des Reifens beeinflusst, weshalb die Lage und Form der Gürtellagen im Reifenmodell möglichst genau nachgebildet werden sollte. Hierzu wurden computertomografische Messungen des Projektreifens in Zusammenarbeit mit dem Laboratory for Applications of Synchrotron Radiation am KIT durchgeführt. Wie in Abbildung 61 dargestellt, ergibt sich durch den hohen Gradienten zwischen der Dichte von Stahl und Gummi ein guter Kontrast der Stahlfäden in der Gummimatrix. Links in Abbildung 61 ist eine Längsrippe des Reifenprofils (gesamtes Profil mit der partiellen Querrille ist auch in Abbildung 56 zu erkennen) dargestellt, an deren linken Kante die 90° Referenz für die Messungen (mittleres und rechtes Bild) ausgerichtet wurde. Im mittleren Bild ist die obere Gürtellage dargestellt, welche in 112°

angeordnet ist, während die untere Gürtellage eine Orientierung von 68° aufweist. Der Querschnitt der Drähte der Gürtellagen beträgt $0,042 \text{ mm}^2$, während jeweils zwei Drähte verdreht sind. Der Abstand zwischen jeweils zwei verdrehten Drähten beträgt $1,25 \text{ mm}$.

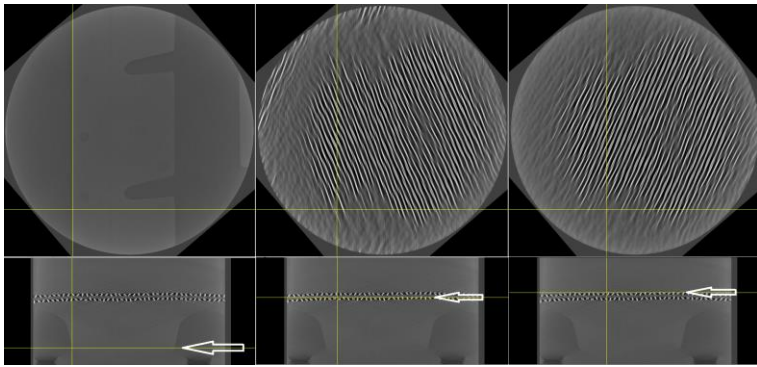


Abbildung 61: CT-Aufnahmen des Projektreifens. Links: Reifenoberfläche (eine Längsrippe mit Längsrillen seitlich davon) Mitte: Orientierung des oberen Gürtels, Rechts: Orientierung des unteren Gürtels; Oben: Ansicht radial auf den Reifen; Unten: tangentielle Ansicht; Schnittdarstellung

Nachdem das Grundmodell aus der Geometrie des Reifens und den Materialdaten wie beschrieben in der Simulationsumgebung erstellt ist, werden Randbedingungen entsprechend dem Grundzustand der Versuche durch vier Belastungsschritte, die nacheinander berechnet werden, eingestellt. Im ersten Schritt wird der Reifen durch Innendruck belastet, was eine Verformung und eine Vorspannung des Reifens verursacht. Im zweiten Schritt wird der Reifen mit Radlast beaufschlagt, indem eine glatte, starre Fläche über eine Kontaktbedingung so lange von unten senkrecht in Richtung der Mittelebene des Reifens gedrückt wird, bis die gewünschte

Radlast erreicht ist. Im dritten Schritt werden Fliehkräfte, welche aus der Drehung des Reifens resultieren und weitere Verformung und Vorspannung des Reifens verursachen entsprechend der gewünschten Geschwindigkeit dem Modell aufgeprägt. Im vierten, optionalen Berechnungsschritt (Linear perturbation: Steady-state-transport (SST)) wird die Berechnung der Strukturmoden des Reifens durchgeführt. Im Berechnungsschritt SST steht die Option zur Verfügung, den gyroskopischen Effekt [Bri 08] [Lee 16], in der Simulation zu realisieren. Da die Strukturmoden mit radialem Anteil (in plane) aufgrund des gyroskopischen Effektes jeweils in zwei Strukturmoden aufspalten, wird es deutlich aufwendiger bzw. unübersichtlicher, die Ergebnisdateien auszuwerten. Die Unterschiede der beiden durch die Aufspaltung resultierenden Strukturmoden bezüglich der Frequenz unterscheiden sich nach dem beschriebenen und implementierten Ansatz jedoch höchstens um 1%. Daher werden zur Sensitivitätsanalyse und zum Fitting des Reifenmodells die Strukturmoden ohne gyroskopischen Effekt (Linear perturbation: Frequency) berechnet, um zum einen eine Fehlerquelle zu vermeiden und des Weiteren die Rechenzeit des Modells von 15 auf acht Stunden zu reduzieren.

Tabelle 10: Randbedingungen des FE-Reifenmodells

Art der Randbedingung	Wertebereich Versuch	Wert im Grundzustand
Radlast	4000 N	4000 N
Reifendruck	1,5; 2,5 bar	2,5 bar
Drehgeschwindigkeit	0...120 km/h 0...96,64 rad/s	100 km/h 80,54 rad/s

5.3 Sensitivitätsanalyse der Materialdaten des Reifens

Die Randbedingungen des rollenden Rades wie Eingangsimpedanz, Radlast, Innendruck und Geschwindigkeit werden später zur Validierung des Reifenmodells genutzt und finden daher keine Beachtung in der Sensitivitätsanalyse. Zur Sensitivitätsanalyse wird jeder Startparameter der Materialeigenschaften (Tabelle 9) des oben beschriebenen FE-Reifenmodells einzeln um 50% erhöht, das Reifenmodell berechnet und die Frequenzlagen der Reifenschwingformen ausgelesen.

Für die separate Erhöhung des E-Moduls je Gummimischung ergibt sich eine durchschnittliche Änderung der Frequenzlagen der ersten elf Reifenschwingformen um die in Abbildung 62 dargestellten Verhältnisse zwischen 0 und 1,6 %. Es wird festgestellt, dass der E-Modul des Wulstfüllers, des Wulstkerns und des Stahlgürtels sehr geringen Einfluss auf die Frequenzlage der Reifenschwingformen haben und zum Fitting ausscheiden. Die gesamte Matrix, aus welcher die Durchschnittswerte in Abbildung 62 hervor gehen, ist in Anhang A.4a dargestellt. Hier ist eine Abhängigkeit der radialen (in plane) Moden von den Materialien der Karkasse und des Gürtels erkennbar (2,5-3%), während das Felgenband die laterale Schwingform mit rund 2% am stärksten beeinflusst. Die Variation der Steifigkeit der Lauffläche ergibt bis zu 3% Verschiebung der Frequenzlagen der Schwingformen mit Biegungsanteil (out of plane).

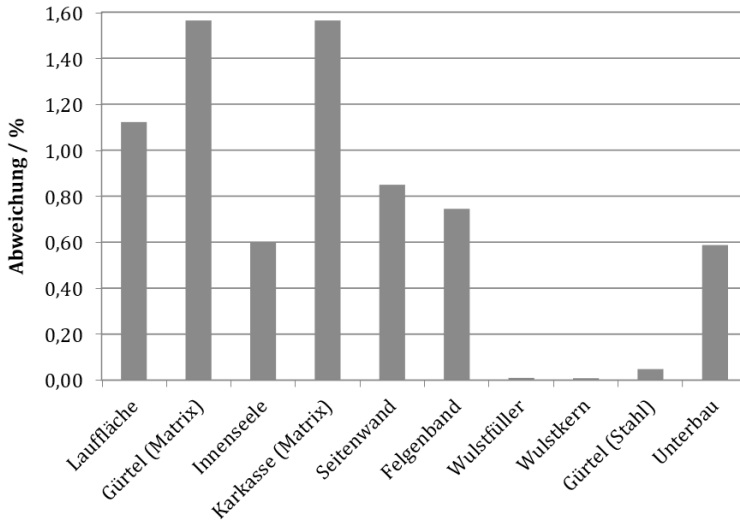


Abbildung 62: Änderung der durchschnittlichen Frequenzlagen bei Variation der Steifigkeit um 50% (jedes Reifenmaterial einzeln)

Zur Variation der Dichte werden der Wulstkern und die Stahlgürtel außen vor gelassen, da diese aus Stahl gefertigt sind und keine Änderung der Dichte im Gegensatz zum E-Modul, der je nach Legierung stark schwankt, erwartet wird. Eine Dichteänderung der Lauffläche und der Gummimischung im Gürtel ergibt im Schnitt über fünf Prozent Frequenzverschiebung der betrachteten Reifenschwingformen, wie aus Abbildung 63 hervor geht. Die Dichte der Innenseele und des Unterbaus beeinflussen die durchschnittliche Frequenzlage um zwei Prozent, während die Karkasse, die Seitenwand und das Felgenband einen Einfluss unter einem Prozent aufweisen. Analog zu den Daten der Steifigkeitsvariation befindet sich die komplette Matrix der Dichteveriation in Anhang A.4b.

Die Variation der Dichte dient während des Fittings weniger, um reale Dichteschwankungen des Gummis darzustellen. Es sollen vielmehr Vereinfachungen im FE-Geometriemodell ausgeglichen

werden. Dies kann anschaulich am Laufstreifen erklärt werden. Während das Modell von Sakthivel kein Profil in der Lauffläche aufweist, wurde das Reifenmodell dieser Arbeit mit Längsrillen implementiert. Es wird vermutet, dass der deutlich geringere Wert der Dichte der Laufstreifenmischung bei Sakthivel das fehlende Material am realen Reifen im Vergleich zum simulierten Reifen ausgleicht.

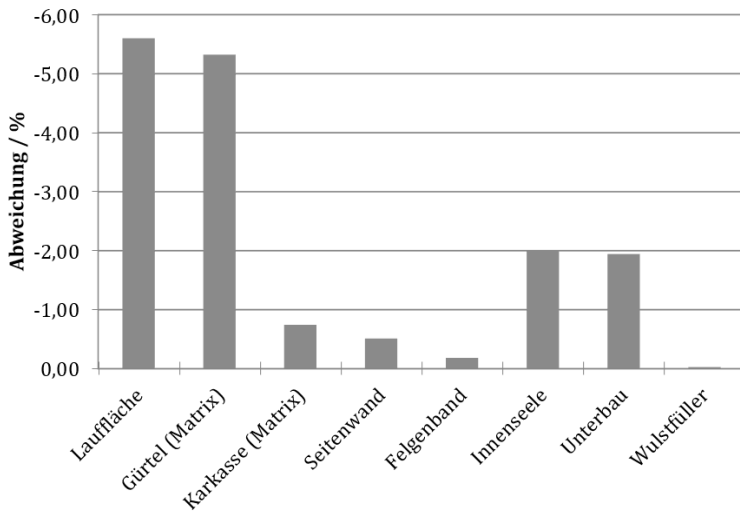


Abbildung 63: Änderung der durchschnittlichen Frequenzlagen in % bei Variation der Dichte um 50% je Material

5.4 Optimierung des FE-Reifenmodells durch Variation der Materialdaten

In Tabelle 11 werden die Eigenfrequenzen der Schwingformen des in Kapitel 5.2 erstellten FE-Reifenmodells (Geometrie + linearisierte Materialdaten von [Sak 15]) unter starren Randbedingungen

mit den entsprechenden Versuchsdaten im Grundzustand an der Kraftschlussradführung (Kapitel 4) verglichen. Es zeigt sich, dass der durchschnittliche Betrag der Abweichungen der Eigenfrequenzen in Prozent im Versuch um 15,3 % höher als die Eigenfrequenzen des FE-Modells liegen. Besonders auffällig ist, dass die [1,0] sym Schwingform im FE-Modell um 56,6 % höher liegt. Wird diese nicht berücksichtigt, ergibt sich eine durchschnittliche Abweichung der Eigenfrequenzen von 5 %, was für das erste Grundmodell vor dem Fitting einer unerwartet guten Übereinstimmung entspricht.

Die [1,0] sym Schwingform weist eine Abweichung von 56,6% auf, was durch ein Fitting anhand der Materialdaten nicht angepasst werden kann, ohne den vorgegebenen Toleranzbereich des E-Moduls der Gummimischungen zu verlassen. Deshalb werden erst die Randbedingungen des FE-Modells im Vergleich zum Versuch in der Simulation genauer untersucht, bevor das eigentliche Fitting gestartet wird.

Tabelle 11: Vergleich der Eigenfrequenzen aus Versuch und Simulationsmodell mit Startparametern

Schwingform	Eigenfrequenz in Hz		
	Versuch	FE-Modell Startparameter	Abweichung
[1,0] asym	37	33,8	-8,6 %
[0,0] lateral	54	51,2	-5,2 %
[1,0] sym	58	90,8	56,6 %
[2,1] sym	92	89,5	-2,7 %
[2,0] asym	100	103,5	3,5 %

Da die [1,0] sym Schwingform hauptsächlich vertikal ausgeprägt ist, wird das Rad im FE-Modell als Variation zur Untersuchung zusätzlich zu starren Randbedingungen wie bisher, auch mit einer Feder gegen starre Randbedingungen in vertikaler Richtung angebunden. Die Modellierung mit einer Feder wurde gewählt, da die Masse der Radführung (ca. 4t) groß genug gegenüber der schwingenden Masse aus Rad und dem drehenden Teil der Messnabe (ca. 170 kg) ist, um als starr angenommen zu werden. Durch den rotatorischen Freiheitsgrad der Messnabe, also dem Radlager, könnte eine Elastizität in radialer Richtung vorliegen, was im Folgenden untersucht wird. Hierzu wird in der Simulation zusätzlich zur Feder ein Massepunkt entsprechend dem drehenden Teil der Messnabe eingefügt. In x- und y-Richtung wird die Variation zur Untersuchung der Steifigkeit nicht durchgeführt und die Randbedingungen bleiben im FE-Modell starr. Die Analyse der vertikalen Elastizität ergibt, dass die [1,0] sym Schwingform sehr stark von der Steifigkeit der vertikalen Anbindung des Rades in der Simulation abhängt, wie Abbildung 64 zeigt. Weiterhin sind in Abbildung 64 der Frequenzverlauf anderer Schwingformen bei einer Variation der Vertikalsteifigkeit dargestellt. Hier zeigt sich, dass die vertikale Steifigkeit des Prüfstandes nur einen geringen Einfluss auf die Frequenzlage hat. Selbst die [2,0] sym Schwingform wird bei einer Variation der vertikalen Steifigkeit von 200 N/mm bis 200.000 N/mm lediglich um 4 Hz verstimmt, während die [1,0] sym Schwingform um 44 Hz (22 Hz bei 200 N/mm bis 88 Hz bei 200.000 N/mm) verstimmt wird.

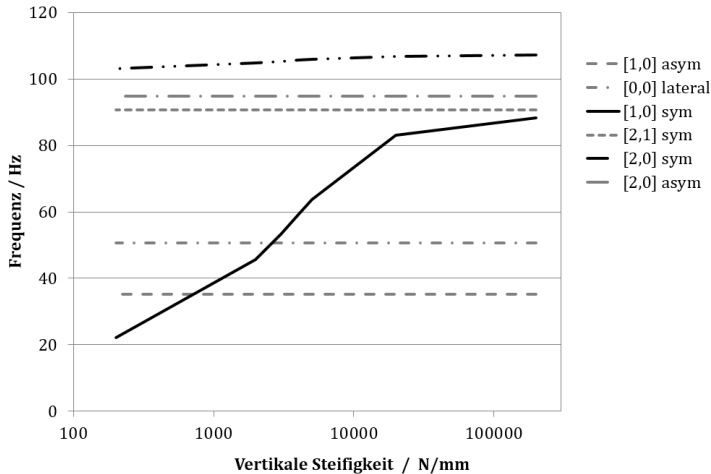


Abbildung 64: Auswirkung der Variation der vertikalen Steifigkeit auf Frequenzen der Reifenschwingformen

Basierend auf diesem Erkenntnis wird simulativ eine Variation der vertikalen Steifigkeit durchgeführt. Bei 3500 N/mm Steifigkeit der Anbindung des Rades an starre Randbedingungen ergibt sich die gemessene Frequenzlage von 58 Hz für die [1,0] sym Schwingform, weshalb dieser Wert für das weitere Fitting eingesetzt wird. Dies entspricht immer noch einer sehr hohen Steifigkeit des Prüfstandes. Zu NVH-Messungen wird die Radführung des Prüfstandes in sich verblockt, indem der gewünschte Zustand bezüglich Radlast, Schräglaufwinkel und Sturz eingestellt wird und die Freiheitsgrade an der Radführung durch Verschraubungen verblockt werden. Es besteht zusätzlich die Möglichkeit, die Radführung mit dem Portal der Lagerung der Innentrommel zu verspannen, was jedoch mit sehr hohem Rüstaufwand verbunden ist und wie von Grollius [Gro 13] beschrieben nur eine weitere Verschiebung der Eigenfrequenzen des Prüfstandes ergibt. Da der Nutzen der Verblockung gegen das Portal für diese Arbeit dem hohen Aufwand nicht gerecht

wird, wird bei Messungen für diese Arbeit die Verblockung der Radführung in sich, ohne gegen das Portal realisiert. Im Rahmen von Auftragsmessungen in den letzten Jahren hat sich gezeigt, dass die Radführung im einfach verblockten Zustand ohne Verspannung gegen das Portal hohe Reproduzierbarkeit aufweist und es zielführend und plausibel ist, die Randbedingungen im Simulationsmodell entsprechend anzupassen. Diese einfache Simulation einer Vertikalsteifigkeit per Feder, statt einen Mehrmassenschwinger der Kraftschlussradführung aufzubauen ergibt das Risiko, Prüfstandseigenschaften überproportional in das Reifenmodell aufzunehmen. Dies wird in Abbildung 64 besonders deutlich, da selbst in der Simulation die Randbedingung in vertikaler Richtung einen erheblichen Einfluss auf die Eigenschaften des Reifenmodells aufzeigen. Hier wird die Grundidee dieser Arbeit sehr deutlich, interagierende Schwingungen zwischen Rad und Prüfstand zu untersuchen, weshalb die Definition der vertikalen Steifigkeit in der Ergebnisdiskussion in Kapitel 5.5 nochmals aufgegriffen wird und der Ansatz anhand der Ergebnisse plausibilisiert wird.

Die deutlich geringere Eigenfrequenz der $[1,0]$ sym Reifenschwingform im Versuch gegenüber der Simulation, während die anderen Eigenfrequenzen höhere Werte aufweisen, war kritisch und nicht plausibel. Es kann jedoch gezeigt werden, dass die $[1,0]$ sym Eigenform sehr stark vom Prüfstand (Versuch) bzw. der Steifigkeit der vertikalen Anbindung des Rades (Simulation) beeinflusst wird und durch eine Anpassung der Randbedingungen bzw. der Radführung in der Simulation gefittet werden kann. Nun zeigen die Abweichungen der meisten verbleibenden Reifenschwingformen die gleiche Tendenz zu jeweils höheren Eigenfrequenzen im Versuch, was bedeutet, dass die Materialkennwerte in der Simulation zu höheren E-Moduln optimiert werden müssen. Diese Versteifung wird mit einem manuellen, iterativen Fitting so durchgeführt, dass der E-Modul der Gummimischungen anhand der quantitativen Abweichungen der Frequenzlage der Reifenschwingformen und einer

Gewichtung resultierend aus der Sensitivitätsanalyse erhöht wird. Beispielhaft weist die [1,0] asym Schwingform im Startzustand („0“ Abbildung 65 und Tabelle 11) des Fittings mit -8,6 % die stärkste Abweichung gegenüber den Versuchsdaten auf. Aus der Sensitivitätsanalyse ist hervorgegangen, dass die Materialien der Lauffläche und des Gürtels relativ zu den anderen Schwingformen den größten Einfluss auf die [1,0] asym Schwingform haben (Anhang 4a). Daher wird der E-Modul dieser Materialien am stärksten erhöht, um auch die Abweichungen der Eigenfrequenzen untereinander zu verringern.

In Abbildung 65 ist dargestellt, wie sich die Abweichungen der Eigenfrequenzen aus Simulation und Versuch über die Iterationen entwickeln. Das Erreichen des Ziels, die Abweichungen der Eigenfrequenzen gegen 0 zu optimieren, kann im Verlauf von Iteration -1 bis 4 sehr gut nachvollzogen werden. Ein weiterer Kennwert, der neben jeder einzelnen Abweichung der Frequenzen während des Fittings beachtet wird, ist die Summe der größten und kleinsten Abweichung der Eigenfrequenzen, welche im Folgenden als „Streu-band“ bezeichnet wird.

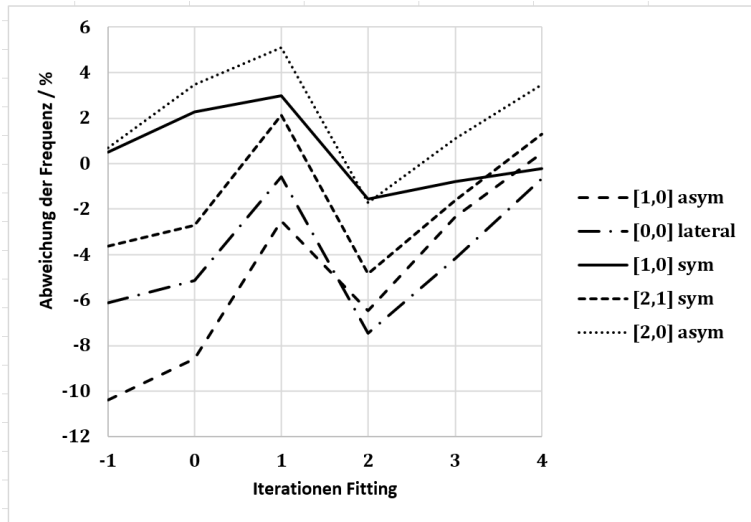


Abbildung 65: Verlauf der prozentualen Abweichung der Eigenfrequenzen über die Iterationen des Fittings

Der Unterschied der Modelle zu Iteration -1 und 0 (Startzustand) liegt im modellierten Gürtel des Reifens. Während für Iteration -1 noch die Daten der Veröffentlichung von Sakthivel [Sak 15] verwendet werden, ist das Startmodell, genannt Iteration 0 (IT0) mit den selbst gemessenen Werten für den Gürtel (Winkel, Querschnitt Draht, Abstand Draht) aus Kapitel 5.2.4 parametrisiert. Durch diese Änderung erhöhen sich die Beträge der Abweichungen der Eigenfrequenzen von Versuch und Simulation im Schnitt von 4,3 % auf 4,4 %, was vernachlässigt werden kann. Allerdings ändert sich die Masse des simulierten Reifens durch den geänderten Gürtel von 11,1 kg auf 10,5 kg, woraus eine Erhöhung aller Eigenfrequenzen resultiert. Dies kommt dem Optimierungsziel zugute. Zum Fitting der Dichte, wie in Kapitel 5.2.3 beschrieben, muss die Masse des FE-Reifenmodells dementsprechend jedoch wieder um 1,6 kg erhöht werden, um die nach dem Versuch gewogene Masse des Reifens

von 12,1 kg zu erreichen. Das Potential einer gezielten Variation der Dichte wird jedoch erst zu IT2 eingesetzt, da sich durch eine Erhöhung der Masse die Eigenfrequenzen des Reifens weiter absenken, was dem Ziel des Fittings von IT0 zu IT1 widerspricht.

Während Iteration 1 wird wie oben beschrieben hauptsächlich eine Erhöhung des E-Moduls der Materialien von Lauffläche und Felgenband vorgenommen. Dies resultiert aus dem hohen Einfluss der Lauffläche auf die [1,0] asym Schwingform, während das Felgenband einen hohen Einfluss auf die [0,0] lat Schwingform zeigt (Anhang 4a) und diese Schwingformen aktuell die größten Abweichungen aufweisen. Als Resultat werden die durchschnittlichen Beträge der Abweichungen der Eigenfrequenzen von Versuch und Simulation im Schnitt von 4,4 % auf 2,7 % reduziert. Die Abweichung der [1,0] asym Schwingform wird von 8,6 % auf 2,5 % reduziert, während die [0,0] lat Schwingform von 5,2 % auf 0,57 % reduziert wird. Die Abweichung der [2,0] asym Schwingform steigt von 3,5 % auf 5,1 %, was nun den höchsten Betrag einer Abweichung darstellt.

In Iteration 2 wird gegenüber dem Modell von IT1 die Dichte der Materialien angepasst, bis die Masse des simulierten Reifens der Masse des realen Reifens entspricht. Hierzu wird zuerst die Dichte aller Gummimischungen entsprechend der unteren Grenze in Anhang A2 auf 1130 kg/m^3 gesetzt. Um die Masse des realen Reifens von 12,1 kg zu erreichen, wird die Dichte des Laufstreifens auf 1050 kg/m^3 gesetzt. Die geringere Dichte ist plausibel, da wie in Kapitel 5.2.3 beschrieben bei der Erstellung der Geometrie in der Simulation keine Querrillen realisiert wurden. Durch die Anpassung der Dichte erhöht sich der Betrag der Abweichungen der Eigenfrequenzen von Versuch und Simulation im Schnitt von 2,7 % auf 4,4 %. Jedoch wird das Streuband der Abweichungen von 7,6 % auf 5,9 % reduziert, was das weitere Fitting deutlich vereinfacht, da die Faktoren zur Anpassung der Materialdaten homogener werden. Es wird vermieden, dass ein Material zu stark angepasst werden

muss, was dazu führen würde, dass der resultierende E-Modul aus dem plausiblen Wertebereich triftet.

Alle Eigenfrequenzen des Reifens weisen nach IT2 geringere Eigenfrequenzen als im Versuch auf. Daraus ergibt sich eine weitere Erhöhung der E-Moduln der Materialien für IT3. Die Eigenfrequenzen [0,0] lat (7,5 %) und [1,0] asym (6,5 %) weichen am stärksten vom Versuch ab. Die Lauffläche und das Felgenband weisen nach der Sensitivitätsanalyse auf diese Eigenfrequenzen einen besonders hohen Einfluss auf. Daher werden diese Materialien am stärksten variiert. Durch diese Optimierung kann eine Verbesserung der durchschnittlichen Beträge der Abweichungen von Versuch und Simulation von 4,4 % auf 2,0 % erreicht werden. Das Streuband wird weiter von 5,9 % auf 5,3 % reduziert. Insgesamt liegen die Eigenfrequenzen in der Simulation jedoch noch bei geringeren Werten als im Versuch. Daher wird eine weitere Iteration mit den gleichen Gewichtungsfaktoren je Material wie zu IT3 durchgeführt.

Die Beträge der Abweichungen von Versuch und Simulation werden dadurch weiter von 2,0 % auf 1,2 % verbessert. Das Streuband wird von 5,3 % auf 4,2 % verbessert. Die höchste Abweichung einer Eigenfrequenz in Versuch und Simulation weist die [2,0] asym Eigenform mit 3,5 % auf. Das Ergebnis des Fittings ist somit deutlich besser, als es für möglich gehalten wurde. In Literatur und im Tagsgeschäft wird eine durchschnittliche Übereinstimmung von unter 5 % als sehr gut beurteilt. In diesem Fitting war es das Ziel, nicht nur im Schnitt besser als 5 % zu sein, sondern auch keine einzelne Eigenfrequenz mit einer Abweichung über 5 % zu tolerieren. Dieses Ziel wird bereits nach IT3 erreicht. In Tabelle 12 sind die Eigenfrequenzen vor und nach dem Fitting den Eigenfrequenzen des Versuchs gegenübergestellt.

Tabelle 12: Frequenzverschiebung der Reifenschwingformen durch die Optimierung

Schwingform	Eigenfrequenz in Hz		
	FE- Modell Startparameter	Versuch	FE-Modell optimiert
[1,0] asym	33,8	37	37,2
[0,0] lateral	51,2	54	53,6
[0,0] steer	63,7	-	66,7
[1,0] sym	59,3	58	57,9
[2,1] sym	89,5	92	93,2
[2,0] asym	103,5	100	103,5
[2,0] sym	116,3	-	115,0
[3,0] asym	128,5	-	127,5

Es scheint, als ob das Fitting die Eigenfrequenzen über 100 Hz kaum beeinflusst hätte. Jedoch ist dem Verlauf der Darstellung in Abbildung 65 deutlich zu erkennen, dass eine erhebliche Variation während des Fittings vorliegt, während das Streuband immer weiter reduziert werden kann. Die Schwingformen [0,0] steer, [2,0] sym und [3,0] asym konnten im Versuch nicht identifiziert werden und boten daher kein weiteres Optimierungsziel. Trotzdem wurden diese für einen besseren Gesamtüberblick in Tabelle 12 aufgenommen.

Die Materialwerte nach dem Fitting sind in Tabelle 13 zusammengefasst. Alle Werte sind in einem plausiblen Wertebereich geblieben, was nach dem Einsatz eines automatisierten Optimierers nicht immer der Fall ist. Es bleibt zu bedenken, dass die Materialien Wulstfüller, Wulstkern und Gürtel wegen dem geringen Einfluss

(Abbildung 62) nicht gegenüber dem Grundzustand verändert wurden.

Tabelle 13: Materialdaten nach Optimierung

Material	Dichte [kg/m ³]	E-Modul [N/m ²]
Lauffläche	1050	1,77e9
Unterbau	1130	1,86e9
Gürtel (Matrix)	1130	1,29e9
Innenseele	1130	2,6e8
Karkasse (Matrix)	1130	3,6e8
Seitenwand	1130	4,6e8
Felgenband	1130	2,87e9
Wulstfüller	1130	6,4e8
Wulstkern (Stahl)	7800	2,06e11
Gürtel (Stahl)	7800	1,75e11

5.5 Variation der Eingangsimpedanz in Versuch und Simulation

Zur Variation der Eingangsimpedanz wird das gefittete FE-Reifenmodell neben der Kopplung mit dem FE-Modell der Kraftschlussradführung auch mit dem FE-Modell der elastischen Radführung verbunden. Wie aus Tabelle 14 hervorgeht, ist eine sehr gute Übereinstimmung der Frequenzen an starren Bedingungen in Versuch und Simulation erreicht worden. An der elastischen Radführung sind die Differenzen zwischen Versuch und Simulation größer, was dem komplexeren System geschuldet ist.

Die Eigenfrequenz der [1,0] asym Schwingform steigt von 37,2 Hz auf 44,2 Hz an. Diese Tendenz wird durch die Versuchsdaten bestätigt. Es zeigt sich, dass diese Schwingform während der gesamten Arbeit richtig identifiziert werden konnte. Auch das Fitting hat hier sehr gut funktioniert und das FE-Modell kann für diese Schwingform als valide bezeichnet werden. Da die horizontale Steifigkeit an der elastischen Radführung sicher nicht höher ist, als an der Kraftschlussradführung, ist die übrige Differenz zwischen Versuch und FE-Modell offensichtlich dem Einfluss der unterschiedlichen mitschwingenden Massen der Radführungen zuzuordnen. Dies wird im Folgenden plausibilisiert. Die bekannten Größen an der elastischen Radführung für die [1,0] asym Schwingform sind eine Eigenfrequenz von 42,8 Hz und eine schwingende Masse von ca. 60 kg (35 kg Anteil Radführung, 25 kg Rad). Daraus ergibt sich eine berechnete Steifigkeit von ca. 110 N/mm, welche dem Zielwert entspricht. Bei der Kraftschlussradführung ist die mitschwingende Masse aus Messnabe + x Masse des Schlittens unbekannt. Daher wird eine horizontale Steifigkeit analog zu der vertikalen Steifigkeit von 3.700 N/mm angenommen. Über die Eigenfrequenz von 37 Hz lässt sich so eine mitschwingende Masse von 2,7 t berechnen. Dies ist für die Teile der Kraftschlussradführung (Masse Schlitten) plausibel.

Auch die [0,0] lateral Schwingform bestätigt eine sehr hohe Güte des FE-Reifenmodells. Die Eigenfrequenzen entsprechen sich in Simulation und Versuch sehr gut. An der Kraftschlussradführung ist die Frequenzverschiebung im Bereich der Messgenauigkeit. An der elastischen Radführung könnte die Abweichung von 5% zwischen Versuch und Simulation durch eine Anpassung des FE-Modells behoben werden.

Die [1,0] sym Schwingform zeigt unerwartet hohe Differenzen zwischen Simulation und Versuch an der elastischen Radführung. Diese Differenz kann jedoch nicht wie bei der Betrachtung an der

Kraftschlussradführung isoliert durch eine Änderung der vertikalen Steifigkeit der Anbindung erklärt oder gefittet werden, da nun durch die Schwingform Achse-V der Spielraum zur Variation stark eingeschränkt ist. Wird in der Simulation der elastischen Radführung die Steifigkeit der Luftfedern von 500 N/mm auf 670 N/mm variiert, trifft die Schwingform Achse-V genau die Eigenfrequenz von 24 Hz aus dem Versuch, während sich die [1,0] sym Schwingform jedoch lediglich von 90,4 Hz auf 90,8 Hz ändert. Somit bleibt an der Radführung kein erlaubter Parameter übrig, mit dessen Variation die Eigenfrequenz gefittet werden könnte. Dies deutet darauf hin, dass die [1,0] sym Eigenform im Versuch mit den zahlreich vorhandenen Eigenformen um 100 Hz gekoppelt haben muss. Die zahlreichen Eigenformen sind in Abbildung 40 von 70 bis 120 km/h und 70 bis 110 Hz und auch in den MM im entsprechenden Frequenzbereich deutlich zu erkennen. Durch diese Kopplung ergeben sich in den vereinfachten Eigenvektoren zur Auswertung Anteile in den weiteren Raumrichtungen (x und y). Dies wurde während der Auswertung für die reine vertikale Schwingung [1,0] sym ausgeschlossen. 71 Hz entsprechen den angegebenen Werten der Literatur für bewegliche Radführungen besser, weshalb der Wert aus der Simulation eher in Frage zu stellen ist, auch wenn alle Erkenntnisse dieser Arbeit eher für eine Frequenzlage der [1,0] sym bei 90,8 Hz unter elastischen Randbedingungen sprechen.

An der starren Radführung koppelt die [1,0] sym offensichtlich mit einer globalen vertikalen Eigenform der Radführung. Dies beschreibt auch Grollius [Gro 13] anhand der Versuchsdaten. Die Messungen dieser Arbeit bestätigen dies. In der Simulation (Kapitel 5.4) kann dies durch Einfügen einer Elastizität dargestellt werden. Mit einer Anregung bzw. Kopplung bei 58 Hz aufgrund einer globalen vertikalen Eigenfrequenz der Kraftschlussradführung, kann die [1,0] sym Schwingform unter den Auswertekriterien in dieser Arbeit auch nur bei 58 Hz ausgewertet werden. Deutlich schwächere Hinweise ergeben sich in Abbildung 45 zwischen 80 und 110 km/h

knapp unter 100 Hz, was dem Literaturwert der [1,0] sym an starren Radführungen eher entsprechen würde.

Die [2,1] sym Schwingform zeigt wiederum eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation sowohl an der elastischen Radführung, als auch an der Kraftschlussradführung. Auch die Tendenz zu jeweils geringeren Eigenfrequenzen im Versuch stimmen.

Die [2,0] asym Schwingform ist bei der Auswertung der Versuche an der elastischen Radführung anhand der geometrischen Ausbreitung der Schwingform offensichtlich mit der [2,0] sym Schwingform vertauscht worden. Dies zeigt weiterhin sehr gut die Herausforderung bezüglich der Auswertung, da viele Schwingformen miteinander koppeln oder sich überlagern und somit nicht mehr eindeutig getrennt werden können. In der nächsten Iteration könnte somit die als [2,0] asym erkannte Schwingform an der elastischen Radführung durch die [2,0] sym ersetzt werden. Die Ergebnisse dieser Arbeit (Tabelle 14) werden jedoch nicht nachträglich neu geordnet, um zu zeigen, dass die Zuordnung der Schwingformen aus der räumlichen Ausbreitung zwar möglich ist, jedoch nicht immer reproduzierbar zutrifft.

Tabelle 14: Frequenzlagen in Simulation und Versuch bei Variation der Eingangsimpedanz

Schwingform	Eigenfrequenz in Hz			
	Kraftschlussradführung		Elast. Radführung	
	FEM	Versuch	FEM	Versuch
Achse-H	-	-	17,5	17,8
Achse-V	-	-	23,9	24
[1,0] asym	37,2	37	44,2	42,8

[0,0] lateral	53,6	54	42,7	45
[0,0] steer	66,7	-	59,3	-
[1,0] sym	57,9	58	90,8	71
[2,1] sym	93,2	92	101,7	96,5
[2,0] asym	103,5	100	103,4	119,8
[2,0] sym	115,0	-	111,2	101,3
[3,0] asym	127,5	-	120,8	-

5.6 Variation der Geschwindigkeit

Bei der Variation der Geschwindigkeit treten auch an der elastischen Radführung einige Effekte parallel auf. Zur Simulation der Geschwindigkeitsvariation werden in dieser Arbeit über Definition der Rotationsgeschwindigkeit nur die Fliehkräfte im FE-Modell angepasst. Daraus ergibt sich jedoch zusätzlich eine geschwindigkeitsabhängige Variation der Vorspannung des Reifens und eine Verformung aufgrund der Rotationskräfte. Hieraus resultiert auch eine Änderung der Einfederung des Reifens, da das System über die Luftfedern kraftgesteuert und nicht wie an der Kraftschlussradführung weggesteuert ist. Aus der variierten Einfederung ergibt sich wiederum auch eine variierte Aufstandsfläche des Reifens.

Für die Achsschwingformen ergeben sich in der Simulation Erhöhungen der Frequenzen bei Verringerung der Geschwindigkeit von 100 km/h auf 30 km/h. Allerdings kann dies durch den Versuch nicht bestätigt werden. Die Frequenz der [1,0] asym Schwingform steigt im Versuch von 42,8 Hz auf 44 Hz an, was durch die Verlängerung der Aufstandsfläche plausibilisiert werden kann. In der Simulation wird dieser Effekt jedoch offensichtlich durch andere

Effekte kompensiert. Während die Variation der Geschwindigkeit auf die vertikal/laterale Schwingform [2,1] sym kaum einen Effekt in Simulation und Versuch aufweist, ändert sich bei der eher horizontal ausgeprägten [2,0] asym Schwingform die Eigenfrequenz im Versuch analog zur [1,0] asym Schwingform, während dies in der Simulation nicht zu beobachten ist. Wie schon bei der Auswertung der Messergebnisse an der Kraftschlussradführung beobachtet (Kapitel 4), zeigt eine Geschwindigkeitsvariation keine eindeutige Tendenz bezüglich Änderungen der Eigenfrequenzen.

Tabelle 15: Frequenzlagen in Simulation und Versuch bei Variation der Geschwindigkeit

Schwingform	Eigenfrequenz in Hz			
	v = 100 km/h		v = 30 km/h	
	FEM	Versuch	FEM	Versuch
Achse-H	17,5	17,8	18,5	17,8
Achse-V	23,9	24	24,7	23,5
[1,0] asym	44,2	42,8	44,1	44
[0,0] lateral	42,7	45	41,2	-
[0,0] steer	59,3	-	57,9	-
[1,0] sym	90,8	71	89,6	-
[2,1] sym	101,7	96,5	98,9	96,8
[2,0] asym	103,4	119,8	101,8	116
[2,0] sym	111,2	101,3	108,9	-
[3,0] asym	120,8	-	121,5	-

5.7 Variation der Längssteifigkeit

Zur Variation der Längssteifigkeit werden an der elastischen Radführung die Längsfedern (17, Abbildung 10) variiert. LHQH bezeichnet in Tabelle 16 die harte Variante während LWQH die eher weiche Variante darstellt. Wie erwartet, wird die Frequenz der Achse-H Schwingform verringert, in der Simulation um 2 Hz und im Versuch um 1,3 Hz. Auf die Schwingformen Achse-V und alle Reifen-Schwingformen hat die Variation der Radführung einen deutlich geringen Einfluss als die Variationen der Reifeneigenschaften wie oben beschrieben. Dies ist besonders für die Schwingform [1,0] asym interessant und zeigt, dass die schwingende Gürtelmasse auf der Steifigkeit der Seitenwand des Reifens einen größeren Einfluss hat als die Steifigkeit der Radführung bzw. des Fahrwerkes.

Tabelle 16: Frequenzlagen in Simulation und Versuch bei Variation der Längssteifigkeit

Schwingform	Eigenfrequenz in Hz			
	LHQH		LWQH	
	FEM	Versuch	FEM	Versuch
Achse-H	17,5	17,8	15,5	16,5
Achse-V	23,9	24	23,9	23,5
[1,0] asym	44,2	42,8	43,8	42
[0,0] lateral	42,7	45	41,7	44,3
[0,0] steer	59,3	-	-	-
[1,0] sym	90,8	71	91,1	70,8
[2,1] sym	101,7	96,5	101,2	96,8
[2,0] asym	103,4	119,8	103,4	118,5
[2,0] sym	111,2	101,3	111,2	101

[3,0] asym	120,8	-	124,2	-
------------	-------	---	-------	---

5.8 Variation der Quersteifigkeit

Auch bei der Variation der Quersteifigkeit zeigt sich, dass das FE-Model die Tendenzen aus dem Versuch ohne weiteres Fitting darstellt. Die Achse-H-Frequenz sinkt stark ab, da die dünnen Blattfedern (8, Abbildung 9, 10 mm statt 25 mm für Variation hart) durch die horizontale Anregung mit großem Hebelarm (430 mm Blattfedern - Radspiegel) tordiert werden. Die vertikale Achseigenfrequenz (Achse-V) bleibt bei der Variation in horizontaler Richtung wie erwartet unverändert. Die Frequenz der [0,0] lateral Schwingform sinkt im Versuch um 1,5 Hz, was durch die Simulation bestätigt wird. Somit zeigt sich erneut, dass die Anbindung des Rades einen Einfluss auf die Frequenzlage der Schwingformen des Reifens hat. Dies kann auch bei der [2,1] sym Schwingform (out of plane) beobachtet werden, während bei den Schwingformen in der x-z-Ebene keine deutlichen Frequenzverschiebungen zu erkennen sind.

Tabelle 17: Frequenzlagen in Simulation und Versuch bei Variation der Längs- und Quersteifigkeit

Schwingform	Eigenfrequenz in Hz			
	LHQH		LWQW	
	FEM	Versuch	FEM	Versuch
Achse-H	17,5	17,8	10,1	14
Achse-V	23,9	24	24	24
[1,0] asym	44,2	42,8	42,9	41,3
[0,0] lateral	42,7	45	41,3	43,5

[0,0] steer	59,3	-	59,3	-
[1,0] sym	90,8	71	90,6	69,3
[2,1] sym	101,7	96,5	100,8	93
[2,0] asym	103,4	119,8	103,4	118,8
[2,0] sym	111,2	101,3	111,2	101,8
[3,0] asym	120,8	-	124,3	-

5.9 Variation der Raderhebungskurve

Zur Variation der Raderhebungskurve, welche sich bei der Einfederung realer Fahrwerke im Betrieb bei Radlaständerungen ergeben, wird das Lenkermodul (Abbildung 10) um 8° um die Drehachse des Rades verdreht. Hierdurch ergeben sich geringe Änderungen der Steifigkeiten, da die definierten Steifigkeiten der Achsen nun aufgelöst werden und auch die Masseverteilung variiert wird. Die beobachteten Variationen in Versuch und Simulation gestalten sich ohne eindeutige Tendenz nahe an der Messgenauigkeit.

Tabelle 18: Frequenzlagen in Simulation und Versuch bei Variation der Raderhebungskurve

Schwingform	Eigenfrequenz in Hz			
	0°		8°	
	FEM	Versuch	FEM	Versuch
Achse-H	17,5	17,8	16,9	17,3
Achse-V	23,9	24	24,3	24,3
[1,0] asym	44,2	42,8	44	43,3
[0,0] lateral	42,7	45	42,6	44,3

[0,0] steer	59,3	-	58,1	-
[1,0] sym	90,8	71	90,8	69
[2,1] sym	101,7	96,5	101,7	95,8
[2,0] asym	103,4	119,8	103,4	120,3
[2,0] sym	111,2	101,3	111,2	97
[3,0] asym	120,8	-	124,2	-

5.10 Fazit zur Simulation

Es kann gezeigt werden, dass durch umfangreiche Vorversuche am Komplettrad und wie auch der Radführung ein zwar sehr aufwendig parametrisiertes, aber auch hochgenaues FE-Reifenmodell erstellt werden kann. Wenn dieses Modell zudem mit Versuchsdaten erzeugt unter weitestgehend bekannten Randbedingungen, wie diese an der Kraftschlussradführung vorliegen, untersucht und gefittet wird, ist es möglich, die Validität des schwingtechnischen Verhaltens auch an unbekanntem Radführungen mit guter Qualität vorherzusagen. In dieser Arbeit wurde für diesen Beweis eine elastische Radführung realisiert, welche ihrerseits sehr gut simuliert werden kann. Seriennahe Radführungen lassen sich aufgrund der verbauten Materialien selten in ausreichend hoher Güte simulieren, da Elastomerwerkstoffe ihre Eigenschaften abhängig von der Zeit, der Temperatur, der beaufschlagten Frequenzen, des Spannungszustandes und vielen weiteren Parametern ändern.

Der hohe benötigte Aufwand für ein einziges FE-Reifenmodell zeigt auch, wie leicht sich Modellfehler ergeben können, wenn derart detaillierte Voruntersuchungen aus Zeitgründen nicht durchgeführt werden können. Ein dann zu früh begonnenes Fitting kann zu lokalen Maxima führen, was im Gesamtergebnis nach dem Fitting zu

Modellen mit nicht plausiblen Parametern führen kann, da nicht oder falsch berücksichtigte Eigenschaften im Modell dargestellt werden. Erschwerend kommt hinzu, dass die Modendichte am rollenden Reifen allein schon sehr hoch ist, was die Auswertung der Versuchsdaten an realen Radführungen erschwert. Da davon ausgegangen werden muss, dass zudem noch ähnliche Moden in ähnlicher Frequenzlage im Versuch miteinander koppeln, was in der Simulation nicht beobachtet werden kann, ist eine belastbare Auswertung von Messdaten oft nur iterativ mit Hilfe von FE-Modellen möglich. Darum galt in dieser Arbeit die höchste Priorität, ein möglichst belastbares FE-Reifenmodell als Grundlage vor dem Fitting zu haben. Dies bedeutet, es wurden erst alle Parameter der Vorversuche implementiert, bevor die Messdaten aus Versuchen des rollenden Kompletttrades eingegangen sind.

Mit der elastischen Radführung, deren FE-Modell und dem Kompletttrad analog in Realität und Simulation konnten umfangreiche Parameterstudien durchgeführt werden, um die Auswirkung von Variationen der Eingangsimpedanz, Geschwindigkeit, Anbindung des Rades in Längs- und Querrichtung und der Raderhebungskurve zu quantifizieren.

6 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird ein Verfahren vorgestellt, mit welchem FE-Reifenmodelle zur NVH-Optimierung von Gesamtfahrzeugen hochgenau parametrisiert werden können. Es hat sich gezeigt, dass die Schwingformen von Reifen neben einer Vielzahl von Materialparametern, der Geometrie und Randbedingungen auch von der Steifigkeit der Anbindung durch eine Radführung im Betrieb abhängig sind. Somit ist es nötig, die Randbedingungen bei Versuchen zur Parametrisierung von Reifenmodellen so genau wie möglich zu kennen, um diese auch in der FE-Umgebung modellieren zu können. Hierzu wurde in dieser Arbeit eine artifizielle elastische Radführung aus gut simulierbaren, soweit möglich metallischen Materialien entworfen und umgesetzt. Umfangreiche Vorversuche mit Komponenten und Baugruppen des finalen Versuchsaufbaus, welche parallel in der Simulation implementiert wurden, ergaben ein hoch genaues FE-Reifenmodell.

Es hat sich gezeigt, dass für die Simulation die genaue Abbildung der Eigenschaften und Randbedingungen deutlich wichtiger ist, als Materialeigenschaften zum Beispiel der Gummimischungen des Reifens zur Verfügung zu haben. Durch den Verbund aus mehreren Gummimischungen und Fäden in der Reifenstruktur aus Nylon, Rayon, Aramid, Stahl und vielen mehr, welche während des Fertigungsprozesses bewusst mit unterschiedlichen Vorspannungen versehen werden, ergeben sich in der Simulation zu viele Möglichkeiten, hochgenaue Modelle aus den Rohdaten der einzelnen Materialien zu erstellen. Dies führt zwangsweise zu einer hohen Variation und Fehlerquellen, weshalb in dieser Arbeit ein reverse-engineering Ansatz gewählt wird, zu dem konsequent nur die Parameter genutzt werden, welche belastbar erfasst oder plausibilisiert werden können. Nur die übrigen Parameter werden aus

Materialdatenbanken und Veröffentlichungen als Startparameter eines Fittings genutzt. Die belastbar erzeugten Materialparameter werden während des Fittings nicht variiert. Das so entstandene FE-Reifenmodell entsprach schon ohne Fitting in Toleranzgrenzen unter 10 % bezüglich der Frequenzlage den Versuchsdaten. Durch ein anschließendes Fitting mit Messdaten aus Versuchen am rollenden Rad konnten die Abweichungen unter 5 % reduziert werden. Die Simulation des gefitteten FE-Reifenmodells, gekoppelt an ein hochgenaues FE-Modell einer artifizialen elastischen Radführung ergibt weiterhin eine hohe Übereinstimmung mit Versuchsdaten der realen gekoppelten Systeme. Somit kann in dieser Arbeit gezeigt werden, dass der verwertbare Informationsgehalt von Messungen steigt, wenn das Rad durch bekannte, gut simulierbare Strukturen wie der elastischen Radführung angebunden ist.

7 Ausblick

Mit der elastischen Radführung ist ein guter Kompromiss aus Simulierbarkeit und Nähe zum realen Betrieb von Reifen am Fahrzeug gelungen. Demgegenüber ist die Simulation des Reifens in Kombination z. B. mit MacPherson-Federbeinen oder anderen realen Radführungen in benötigter Güte aufgrund dessen komplexen Schwingungszustandes erheblich schwieriger.

Die elastische Radführung kann weiterentwickelt werden, indem diese so eingestellt wird, dass in den interessierenden Frequenzbereichen des Reifens keine Eigenfrequenzen der Radführung auftreten. Die Trennung der Bereiche von Eigenfrequenzen des Reifens und der Radführung würde auch großes Potential zu Optimierung der Auswertung der Schwingformen im Frequenzbereich von 70 bis 120 Hz ergeben. Eine Herausforderung in der vorliegenden Arbeit war das reproduzierbare Extrahieren von Frequenzen bestimmter Eigenschwingungen des Reifens in diesem Frequenzbereich, da hier besonders viele Eigenformen auftreten. Eine weitere Herausforderung war, dass die dynamischen Kräfte in vertikaler Richtung, welche durch gewünschte Unebenheiten der Fahrbahn angeregt werden, nicht ausgereicht haben, um den im Federbein verbauten Dämpfer losbrechen zu lassen. Daraus folgt eine höhere Steifigkeit in vertikaler Richtung, welche hohen Einfluss auf die Frequenzlage der vertikalen Reifenschwingformen haben. Möglichkeiten die dynamischen Kräfte zu erhöhen ist die Verwendung noch gröberen Waschbetons als Fahrbahn. Da die Federbeine nicht in ihre Einzelteile zerlegt werden könne, ohne diese zu zerstören, müssten neue Konzepte zur Erzeugung der Radlast umgesetzt werden.

Literaturverzeichnis

- [All 03] Allemang, R. (2003) The Modal Assurance Criterion – Twenty Years of Use and Abuse. *Journal of Sound and Vibration* Vol. 37, pages 14-23.
- [Arm 10] Armbruster, R., Greif, F., Unrau, H.-J., Gauterin, F. (2010). Erfassung der Laufflächenkontur von PKW-Reifen bei hohen Geschwindigkeiten. *Virtuelle Instrumente in der Praxis 2010*. Seiten 338-343. VDE Verlag. ISBN: 978-3-8007-3235-7
- [Arm 15] Armbruster, R., Unrau, H.-J., Gauterin, F., Fischer, J., (2015). Analysis of Tire Resonances on the Wheel Carrier and the Rotating Wheel. *Inter-Noise-Con Congress and Conference Proceedings*. Vol. 250. No. 4.
- [BAS 04] BAST, Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen Band 37, (2004). Verbundprojekt „Leiser Straßenverkehr – Reduzierte Reifen-Fahrbahn-Geräusche“, ISBN: 978-3-89-509-213-7
- [BAS 11] BAST, Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen Band 74, (2011). Verbundprojekt „Leiser Straßenverkehr 2 – Reduzierte Reifen-Fahrbahn-Geräusche“, ISBN: 978-3-86918-183-7
- [BAS 17] BAST, Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen. (2017) Verbundprojekt „Leiser Straßenverkehr 3“, Gemeinsamer Schlussbericht; <https://bast.opus.hbz->

nrw.de/frontdoor/index/index/docId/2056 (Zugriff am 02.02.2024)

- [Bec 08] Beckenbauer, T. (2008). Physik der Reifen-Fahrbahn-Geräusche, Geräuschmindernde Fahrbahnbeläge in der Praxis. Bayerisches Landesamt für Umwelt.
- [Bel 10] Bella, D., Lindner, G. (2010). Tire Modeling for NVH Simulation using Properties Derived in Test. Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau 2010 ISBN: 978-3-18-092107-5
- [Ben 09] Benaroya, H., Nagurka, M. (2009). Mechanical Vibration Analysis, Uncertainties, and Control. Third Edition. Taylor & Francis Group. ISBN: 978-1420080568.
- [BIG 13] Gesetz zum Schutz vor schädlichen Umwelteinwirkungen durch Luftverunreinigungen, Geräusche, Erschütterungen und ähnliche Vorgänge, Teil 6, §47a-f (Ausfertigung 1974, Stand 17.05.2013)
- [Bit 08] Bittner, U., (2008). Successive Model-Updating of the dynamic behaviour of casing bodies on a practical example of an axial piston pump. NAFEMS Seminar "Interaction of Simulation and Testing", Wiesbaden
- [Brä 13] Bräunig, J., Kunze, H., Sentpali, S., Hübelt, J., Klemm, M. (2013). Einkopplung von Reifen-Fahrbahn-Anregungen in die Fahrzeugstruktur. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ). 115. Jahrgang, Heft 1.
- [Brä 14] Bräunig, J., Sünder, R., Bahnert, T., Prokop, G. (2014). Erfassung von 3-D-Schwingungen an PKW-Reifen. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), 116. Jahrgang, Heft1

- [Bra 13] Braess, H.-H., Seiffert, U. (2013). Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 7. Auflage, Springer Vieweg, ISBN: 978-3-658-01690-6
- [Bre 13] Brendle, U. (2013). Laubbläser und Triebwerke. Schwerpunkte 2013. Jahrespublikation des Umweltbundesamtes. Seiten 46-67
- [Bri 07a] Brinkmeier, M. (2007). Modellierung und Simulation der hochfrequenten Dynamik rollender Reifen. Hannover, Univ, ISBN: 978-3-935732-22-2
- [Bri 07b] Brinkmeier, M. (2007). An approach for large-scale gyroscopic eigenvalue problems with application to high-frequency response of rolling tires. Computational Mechanics Paper Nr. 41:503-515. Springer.
- [Bri 08] Brinkmeier, M. (2008). A finite element approach for the simulation of tire rolling noise. Journal of Sound and Vibration. Volume 309, pages 20-39
- [Chi 12] Chiarello, R. (2012). Ein physikalisch motiviertes Reifen-Fahrbahnmodell für die Gesamtfahrzeugsimulation. Hannover, Univ, ISBN: 978-3-935732-33-8
- [Dia 12] Diaz, C.-G., Vercammen, S., Middelberg, J., Kindt, P., Thiry, C., Leysens, J. (2012). Numerical prediction of the dynamic behavior of rolling tyres. ISMA2012. International conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium.
- [Dud 14] Dudenhöffer, F. (2014). Sparprogramme der deutschen Autoindustrie: Kann die Schlüsselindustrie so ihre Position halten? Ifo Schnelldienst 18/2014, 67. Jahrgang vom 25. September 2014

- [Duv 02] Duvernier, M., Fraysse, P., Bomblain, V., Dormegnie, E. (2002). Tyre modelling for NVH engineering in Adams. Citeseer
- [EU 05] EU Richtlinie 2002/49/EG über die Bewertung und Bekämpfung von Umgebungslärm (2005)
- [EU 09] EU Verordnung Nr. 1222/2009 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES über die Kennzeichnung von Reifen in Bezug auf die Kraftstoffeffizienz und andere wesentliche Parameter
- [Frö 95] Fröhlich, P. (1995). FEM-Leitfaden – Einführung und praktischer Einsatz von FE-Programmen. Springer-Verlag. ISBN: 3-540-58643-1
- [Fül 01] Fülbier, K. (2001). Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen. Aachen, Techn. Hochsch., Diss.
- [Gar 11] Gareis, B. (2011). Parameteroptimierung der Steifigkeitskennwerte eines strukturdynamischen Finite-Elemente-Modells rollender Reifen durch Model Updating. Unveröffentlichte Diplomarbeit am Instituts- teil Fahrzeugtechnik, Institut für Fahrzeugsystem- technik, KIT
- [Gau 94] Gauterin, F. (1994). Objektivierung der subjektiven Beurteilung zeitlich schwankender tieffrequenter Reifengeräusche. Oldenburg, Univ., Diss.
- [Gau 01] Gauterin, F., Sorge, K. (2001). Noise, Vibration and Harshness von Luftfedersystemen, VDI-Berichte Nr. 1632, Seiten 273-286.

- [Gau 05] Gauterin, F., Ropers, C. (2005). Modal tyre models for road noise improvement. *Vehicle System Dynamics* Vol. 43, pages 297-304. Taylor & Francis. DOI: 10.1080/00423110500109356
- [Gau 16] Gauterin, F. (2016). *Fahrzeugkomfort und -akustik I*. Karlsruhe, KIT, Skript zur Vorlesung WS 16/17
- [Gla 15] Gladstone, M., Prins, J., (2015). Tyre Modelling Data Acquisition using a whole Vehicle in Real-World Conditions. *Proceedings of the 4th International Tyre Colloquium*. ISBN: 978-1-84469-032-9
- [Gna 95] Gnadler, R., Unrau, H.-J., Fischlein, H., Frey, M. (1995). Ermittlung von μ -Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen. *Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT)*. Schriftenreihe Nr. 119. ISSN: 0933-050X
- [Gob 08] Gobbi, M., Guarneri, P., Mastinu, G., Rocca, G. (2008). Test Rig for Characterization of Automotive Suspension Systems. *International Journal of Passenger Cars*. Volume1, Issue1, SAE Technical Paper Nr.: 2008-01-0692
- [Gög 02] Göge, D., (2002). Automatic updating of large aircraft models using experimental data from ground vibration testing. *Aerospace Science and Technology*. Issue: 7, Pages: 33-45, Elsevier
- [Gug 09] Guggenberger, J. (2009). Model Updating using Operational Data. 4th European Automotive Simulation Conference. EASC 2009
- [Gug 10] Guggenberger, J., Dascotte, E. (2010). Model Updating mit Betriebsschwinganalysen. *VDI-Berichte 2093, Schwingungsanalyse & Identifikation (2010)*

- [Gro 09] Gromes, J. (2009). Modalanalyse von Reifen. Unveröffentlichte Diplomarbeit am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Institut für Fahrzeugtechnik, KIT
- [Gro 12] Gross, D., Wall, W., Schröder, J. (2012). Technische Mechanik 2 Elastostatik. 11. Auflage. Springer Vieweg. ISBN: 978-3-642-40965-3
- [Gro 13] Grollius, S. (2013). Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum- Rad- Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells, KIT Scientific Publishing, ISBN: 978-3-7315-0029-2
- [Gro 14] Grote, K.-H., Feldhusen, J. (2014). Dubbel 24, Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer Vieweg. ISBN 978-3-642-38890-3
- [Gut 13] Gutjahr, D. (2014). Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch. KIT Scientific Publishing, ISBN: 978-3-7315-0153-4
- [Han 12] Hansmann, J., Kaal, W., Seipel, B., Melz, T. (2012). Einstellbares Federelement für adaptierbaren Schwingungstilger, Automobiltechnische Zeitung
- [Hei 02] Heißing, B., Brandl, H. (2002). Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens. Vogel, ISBN: 3-8023-1903-6
- [Hil 07] Hilscher, C., Einsle, S. (2007). Charakterisierung des Übertragungsverhaltens von Reifen in Messung und Simulation, Reifen – Fahrwerk – Fahrbahn, VDI-Berichte 2014
- [Hil 10] Hilscher, C. (2010). Komfortrelevante Charakterisierung des Übertragungsverhaltens von Reifen in

Messung und Simulation. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 714. Dissertation

- [Hör 13] Hörrmann, U., (2013). Erstellung eines FE-Substrukturmodells der elastischen Radführung mit neu erstellten und vorhandenen Bauteilen. Unveröffentlichte Diplomarbeit am Institutsteil Fahrzeugtechnik, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, KIT
- [Jäc 16] Jäckle, M., (2016). Akustik im reifen und Maßnahmen zur Reduktion. Unveröffentlichte Bachelorarbeit am Institutsteil Fahrzeugtechnik, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, KIT
- [Jan 15] Janssens, K., Peeters, B., Kollar, Z., van der Auweraer, H.,(2015). Order-based resonance identification using operational PolyMAX. Proc. of 24th IMAC Conference on structural dynamics, Vol. 30.
- [Kad 12] Kadri, A., Zulkifli, M., Halim, A., (2012). A Study to Predict the effects of Tyres Vibration to Sound Quality in Passenger Car Cabin. International Journal of Engineering. Volume6, Issue1, pages 53-69
- [Kid 99] Kido, I., Nakamura, A., Hayashi, T., Asai, M. (1999) Suspension Vibration Analysis for Road Noise Using Finite Element Model. Noise and Vibration Conference & Exposition. SAE Technical Paper Series 1999-01-1788
- [Kim 11] Kim, M. (2011). Transfer Function Analysis of Rear Multi-Link Suspension to Improve Ride Vibration and Road Noise. SAE International Technical Paper 2011-01-1571

- [Kin 08a] Kindt, P., Sas, P., Desmet, W. (2008). Measurement and analysis of rolling tire vibrations. *Optics and Lasers in Engineering* 47. Pages 443-453
- [Kin 08b] Kindt, P., Sas, P., Desmet, W. (2008). Three-dimensional Ring Model for the Prediction of the Tyre Structural Dynamic Behaviour. *Proceedings of International Conference on Noise and Vibration Engineering 2008*. Seiten 4155-4170
- [Kin 09] Kindt, P., Coninck, F., Sas, P., Desmet, W. (2009). A Three-Dimensional Ring-Based Structural Tyre Model: Development and Validation. *SAE International Paper 2009-01-2105*
- [Kle 15] Klein, B., (2015). *FEM - Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. Springer Vieweg. ISBN: 978-3-658-06053-4
- [Kol 06] Kollmann, F., Schösser, T., Angert, R. (2006). *Praktische Maschinenakustik*. Springer-Verlag. ISBN: 3-540-20094-0
- [Kra 10] Krauss, O., Gauterin, F., Klempau, F., Leister, G. (2010). *Cavity noise of passenger car tires – influencing factors and optimization measures*. ATZlive: Chassis.tech plus 2010. München.
- [Kra 19] Krauss, O., (2019). *Experimentelle Untersuchungen zum Innengeräusch von Fahrzeugluftreifen*, KIT Scientific Publishing, ISBN: 978-3-7315-0867-0
- [Küh 09] Kühbauch, B., (2009) *Texturvermessung und Beschreibung der Fahrbahn an einem Reifen-Innentrommel-Prüfstand*. Unveröffentlichte Diplomarbeit

am Institutsteil Fahrzeugtechnik, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, KIT

- [Lah 13] Lahssini, R., (2013). Parametrisierung eines CAE_Modells einer angestellten Lagerung mit Versuchsdaten. Unveröffentlichte Diplomarbeit am Institutsteil Fahrzeugtechnik, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, KIT
- [Lee 15] Lee, J., Wang, S., Pluymers, B. Desmet, W., Kindt, P. (2015) A modified complex modal testing technique for a rotating tire with a flexible ring model. Mechanical Systems and Signal Processing 60-61, pages 604-618, Elsevier.
- [Lee 16] Lee, J., Wang, S., Kindt, P., Pluymers, B., desmet, W. (2016). Identification of the direction and value of the wave length of each mode for a rotating tire using the phase difference method. Mechanical Systems and Signal Processing 68, pages 292-301, Elsevier.
- [Lei 09] Leister, G. (2009). Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung. Vieweg + Teubner. ISBN: 978-3-8348-0671-0
- [Lei 15] Leister, G. (2015). Fahrzeugräder – Fahrzeugreifen, Entwicklung, Herstellung, Anwendung. Springer Vieweg. ISBN: 978-3-658-07463-0
- [Lie 78] Liedl, W. (1978). Der Einfluss der Fahrbahn auf das Geräusch profilloser Reifen und ein Beitrag zu seiner Erklärung. Stuttgart, Univ., Diss.
- [Lop 07] Lopez, I., Blom, R., Roozen, N., Nijmeijer, H. (2007). Modelling vibrations on deformed rolling tyres - a modal approach. Journal of Sound and Vibration 307; pages 481-494, Elsevier

- [Mar 10] Marwala, T., (2010). Finite-element-model Updating Using Computational Intelligence Techniques. Springer-Verlag. ISBN: 978-1-84996-322-0
- [May 07] Mayer. M. (2007). Zum Einfluss von Fügstellen auf das dynamische Verhalten zusammengesetzter Strukturen. Stuttgart, Univ., Diss.
- [Mei 00] Meilgaard, M., Civille, G. V., Carr, B. T., (2000). Sensory Evaluation Techniques. CRC Press. ISBN: 0-84930-276-5
- [Mue 14] Mueller, M. (2014). Model collector - Interview with Michael Kaliske. Tire technology international. November 2014. ISSN: 1462-4729
- [Nac 08] Nackenhorst, U., Brinkmeier, M., (2008). On the dynamics of rotating and rolling structures. Archive of Applied Mechanics, Jahrgang 78, Heft 6, Seite 477-488
- [Noi 12] Noirot-Nérin, E., (2012). Gewichtsoptimierung und Validation des FE-Modells der Radlagerung der elastischen Radführung. Unveröffentlichte Diplomarbeit am Institutsteil Fahrzeugtechnik, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, KIT
- [PAK 14] PAK Handbuch Version 5.8 Build 46. Kapitel Analysen, Abschnitt 2, Ordnungsextraktion (Autoren nicht genannt)
- [Pee 07] Peeters, B., Cornelis, B., Janssens, K., Van der Auweraer, H., (2007). Removing Disturbing Harmonics in Operational Modal Analysis. Proceedings of International Operational Modal Analysis Conference, Copenhagen, Denmark.

- [Pes 90] Peschel, W. (1990). Modalanalyse im Reifenbau. Technische Universität Wien, Österreich
- [Pie 11] Pies, D. (2011). Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort. Dissertation. KIT Scientific Publishing. ISBN: 978-3-86644-825-4
- [Pin 18] Pinay, J., Unrau, H.-J., Gauterin, F., (2018). Prediction of Close-Proximity Tire-Road Noise from Tire Cavity Noise measurements using a statistical approach. Applied Acoustics Vol 141, pages 293-300, Elsevier
- [Piz 19] Pizzo Del, A., Teti, L. Moro, A., Bianco, F. Fredianelli, L., Licitra, G. (2019), Influence of texture on tyre road noise spectra in rubberized pavements. Applied Acoustics. Elsevier.
- [Ric 86] Richards, T., Charek, L., Scavuzzo, R., (1986). The Effects of Spindle and Patch Boundary Conditions on Tire Vibration Modes. SAE International Technical Paper 860243
- [Rie 08] Riegel, M., Wiedemann, J. (2008) Messung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches im Innenraum eines Pkw. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ) Jahrgang 110, Heft 9.
- [Rop 05] Ropers, C., (2005). Untersuchung der Reifenschwingung bei Überfahrt von Einzelhindernissen. VDI-Berichte Nr. 1912, Seiten 387-403
- [Sae 03] Saemann, E.-U., Ropers, C., (2003). Identification of Tire Vibrations. Noise & Vibration Conference and Exhibition May 5-8, 2003. SAE Technical Paper 2003-01-1528

- [Sae 06] Saemann, E.-U., (2006). Reduzierung des Reifen-/Fahrbahngeräusches. 2. Internationale Lärmschutzkonferenz der EU-Umgebungslärmrichtlinie November 2006
- [Sak 12] Sakthivel, P., Narasimha Rao, K.V., Krishna Kumar R., (2012). Operational Modal Analysis of tyre road interaction using Abaqus Explicit and Operational Modal Analysis. Proceedings of ISMA2012. International conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium. Seiten 1603-1616
- [Sak 15] Sakthivel, P., Rao, N., Ramarathnam, K., (2015). Detremination of rolling tyre modal parameters using Finite Element techniques and Operational Modal Analysis. Journal of Mechanical Systems and Signal Processing, Nr. 64-65, pages 385-402, Elsevier
- [Sch 13] Schulz, T. (2013). Finite Elemente Model Updating gedämpfter Strukturen unter Anwendung hybrider Optimierung am Beispiel einer Luftfeder. Unveröffentlichte Diplomarbeit am Institutsteil Fahrzeugtechnik, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, KIT
- [Sta 13] Stalter, F. (2013). Einfluss des Antriebsmoments auf das Reifengeräusch. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), 115. Jahrgang, Heft 6
- [Swa 99] Swayze, J. L., Bachrach, B. I., (1999) Suspension Force Optimization Using Quater-Car Model with Elastomeric Elements. Noise and Vibration Conference, May 1999, SAE Technical Paper

- [Sim 09] Simulia, kein Autor genannt (2009). Schulungsunterlagen: Reifenberechnung mit Abaqus, Inhouse-Schulung bei der Universität Karlsruhe.
- [Tro 02] Troulis, M. (2002). Übertragungsverhalten von Rad-aufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich. Dissertation, Shaker Verlag, ISBN: 3-8322-0850-X
- [Ver 12] Vercammen, S., Diaz, C., Kindt, P., Middelberg, C. Leysens, J. (2012). Experimental characterization of the dynamic behavior of rolling tires. Proceedings of ISMA2012, pages 1617-1627
- [Vin 05] Vincken, D. (2005). Der Reifen, Komfort – mechanisch und akustisch. Société de Technologie Michelin. ISBN: 2-06-711657-6
- [Whe 05] Wheeler, R., Dorfi, H., Keum, B., (2005). Vibration Modes of Radial Tires: Measurement, Prediction, and Categorization Under Different Boundary and Operating Conditions. SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition Traverse City, Michigan, USA, 16.-19. Mai 2005
- [Xue 12] Xueying, L., Zhuoping, Y., Lu, X., (2012). The Study on Accurate Modeling of Suspension Based on ADAMS. International Journal of Machine Learning and Computing. Vol.2, No2, pages 138-143
- [Zel 12] Zeller, P. (2012). Handbuch Fahrzeugakustik. Vieweg + Teubner. ISBN: 978-3-8348-1443-2
- [Zho 15] Zhou, Y., Gauterin, F., Unrau, H.-J., Frey, M. (2015). Experimental Study of Tire-Wheel-Suspension Dynamics in Rolling over Cleat and Abrupt Braking

Conditions. Tire Science and Technology, TSTCA, Vol.
43, No. 1, pages 42-70.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Entwicklung der wichtigsten Reifeneigenschaften von 1975 bis 2000 nach [Sae 06]	11
Abbildung 2: Konvention zur Benennung der Schwingformen von Reifen [Whe 05].....	16
Abbildung 3: Versuchsaufbau mit zwei Reifen [Kin 08a]	17
Abbildung 4: Schwingformen eines Reifens nach Kindt [Kin 08] .	18
Abbildung 5: Untersuchung der Reifenschwingungen [Brä14].....	25
Abbildung 6: Referenzrad an vier möglichen Positionen am Fahrzeug [Jäg 16].....	28
Abbildung 7: Innentrommelprüfstand mit starrer Radführung; links: Bild IPS, rechts: Schematischer Aufbau nach [Gna 95]	34
Abbildung 8: Systemgrenzen der elastischen Radführung	37
Abbildung 9: Baugruppe „Anbindung Portal“	38
Abbildung 10: Schnittdarstellung der Baugruppen „Anbindung Portal“, „Lenker“ und dem Radträger	39
Abbildung 11: Die elastische Radführung	40
Abbildung 12: Innentrommelprüfstand mit elastischer Radführung	41
Abbildung 13: Innentrommelprüfstand mit elastischer Radführung ohne Variationsmöglichkeit der Quersteifigkeit	41
Abbildung 14: Qualitativer Spannungsverlauf der Längsstrebe des Radlastrahmens unter Biegebeanspruchung.....	45
Abbildung 15: Eigenformen der Längsstrebe	46
Abbildung 16: Luftfederprüfstand mit Messpositionen [SCH 13]	47

Abbildung 17: Übertragungsfunktionen des ZMS „Luftfeder“ [Sch 13].....	48
Abbildung 18: Grundzustand der Radführung und Sensorpositionen	50
Abbildung 19: Schwingform Achse longitudinal	51
Abbildung 20: Modellierung einer Schraubenverbindung.....	51
Abbildung 21: Schwingform Achse vertikal.....	53
Abbildung 22: Schwingform Radträger torsional, von vorne	53
Abbildung 23: Schwingform Radträger torsional, von unten	54
Abbildung 24: Vertikale Schwingform der Horizontalstrebe	54
Abbildung 25: Schwingform Horizontalstreben lateral	55
Abbildung 26: Modalanalyse eines Biegebalkens [Kol 06]	58
Abbildung 27: Vergleich von Schwingformen an Seitenwand und Radträger (links: vertikale Achsschwingung bei 16 Hz, rechts: [0,0] steering bei 39 Hz)	60
Abbildung 28: Position der vier Sensoren am Radträger in der Reifenmittelebene	62
Abbildung 29: Mapping-Matrix (MM) der Vorversuche [Arm15].	64
Abbildung 30: Temperaturverlauf während eines Ausrollversuches	66
Abbildung 31: Waschbeton 0/16 [Küh 09]	68
Abbildung 32: Fahrbahnausschnitt der Messung des W0/16 [Küh 09].....	69
Abbildung 33: Campbell-Diagramm (3D-Spektrum) der vertikalen Beschleunigung einer Messung mit der elastischen Radführung.	71

Abbildung 34: 3D-Spektrum mit hervorgehobenen Verläufen von Resonanzfrequenzen einzelner Schwingungsmoden über der Geschwindigkeit.....	73
Abbildung 35: 2D-Spektrum des 3D-Spektrums aus Abbildung 33 bei 100 km/h	74
Abbildung 36: Durchmesserbestimmung von Prüftrommeln anhand der Trommelordnungen (links: 3,8m; IPS, rechts: 2m; [Gau 16]).....	75
Abbildung 37: Aufteilung des Spektrums in Ordnungen und Hintergrundgeräusch.....	77
Abbildung 38: Ableitung der Verläufe der Amplituden der 8., 16. und 27. Ordnung (v. l. n. r.) über der Rollgeschwindigkeit.....	78
Abbildung 39: Trommelordnungen, entlang derer ausgewertet wird. v. l. n. r.: 8, 16, 27, 40, 58, 80, 120.....	79
Abbildung 40: Vergleich der Ergebnisse der direkten Auswertung (rot) und der Auswertung entlang der Ordnungen (grau)	80
Abbildung 41: 3D-Spektrum Grundzustand oberer Sensor, x-Richtung.....	82
Abbildung 42: 3D-Spektrum Grundzustand oberer Sensor, y-Richtung.....	83
Abbildung 43: 3D-Spektrum Grundzustand oberer Sensor, z-Richtung.....	85
Abbildung 44: Benennung der ersten elf Reifenschwingformen des Simulationsmodells entsprechend [Whe 05].....	86
Abbildung 45: Dominante Schwingformen des Versuches im Grundzustand unter starren Randbedingungen.....	87
Abbildung 46: Räumliche Ausprägung der Reifen- und Radführungsschwingformen an der elastischen Radführung.....	89

Abbildung 47: MM ideale Vektoren vs. Grundzustand.....	92
Abbildung 48: MM der Druckvariation (2,5 bar vs. 1,5 bar)	103
Abbildung 49: MM der Geschwindigkeitsvariation (60 km/h vs. 100 km/h)	108
Abbildung 50: MM der Geschwindigkeitsvariation (100 km/h vs. 30 km/h)	109
Abbildung 51: MM der Variation der Längssteifigkeit	113
Abbildung 52: MM der Variation der Längs- und Quersteifigkeit	114
Abbildung 53: MM der Variation der Raderhebungskurve.....	117
Abbildung 54: MM des Grundzustandes zu Beginn und am Ende der Messreihe	119
Abbildung 55: 2D-Reifenmodell nach Sakthivel [Sak 15]	124
Abbildung 56: Aufbau eines Radial-Gürtelreifens [Gro 14]	126
Abbildung 57: Einfluss der unterschiedlichen Gummimischungen auf Strukturschwingungen des Reifens [Gar 11]	127
Abbildung 58: Geometrischer Aufbau des FE-Reifenmodells.....	128
Abbildung 59: Verlauf des E-Moduls unterschiedlicher Gummimischungen nach Sakthivel [Sak 15]	129
Abbildung 60: Faserlagen in der Lauffläche nach [Wei 16]	132
Abbildung 61: CT-Aufnahmen des Projektreifens. Links: Reifenoberfläche (eine Längsrippe mit Längsrillen seitlich davon) Mitte: Orientierung des oberen Gürtels, Rechts: Orientierung des unteren Gürtels; Oben: Ansicht radial auf den Reifen; Unten: tangentielle Ansicht; Schnittdarstellung.....	133

Abbildung 62: Änderung der durchschnittlichen Frequenzlagen bei Variation der Steifigkeit um 50% (jedes Reifenmaterial einzeln)	136
Abbildung 63: Änderung der durchschnittlichen Frequenzlagen in % bei Variation der Dichte um 50% je Material	137
Abbildung 64: Auswirkung der Variation der vertikalen Steifigkeit auf Frequenzen der Reifenschwingformen.....	140
Abbildung 65: Verlauf der prozentualen Abweichung der Eigenfrequenzen über die Iterationen des Fittings.....	143

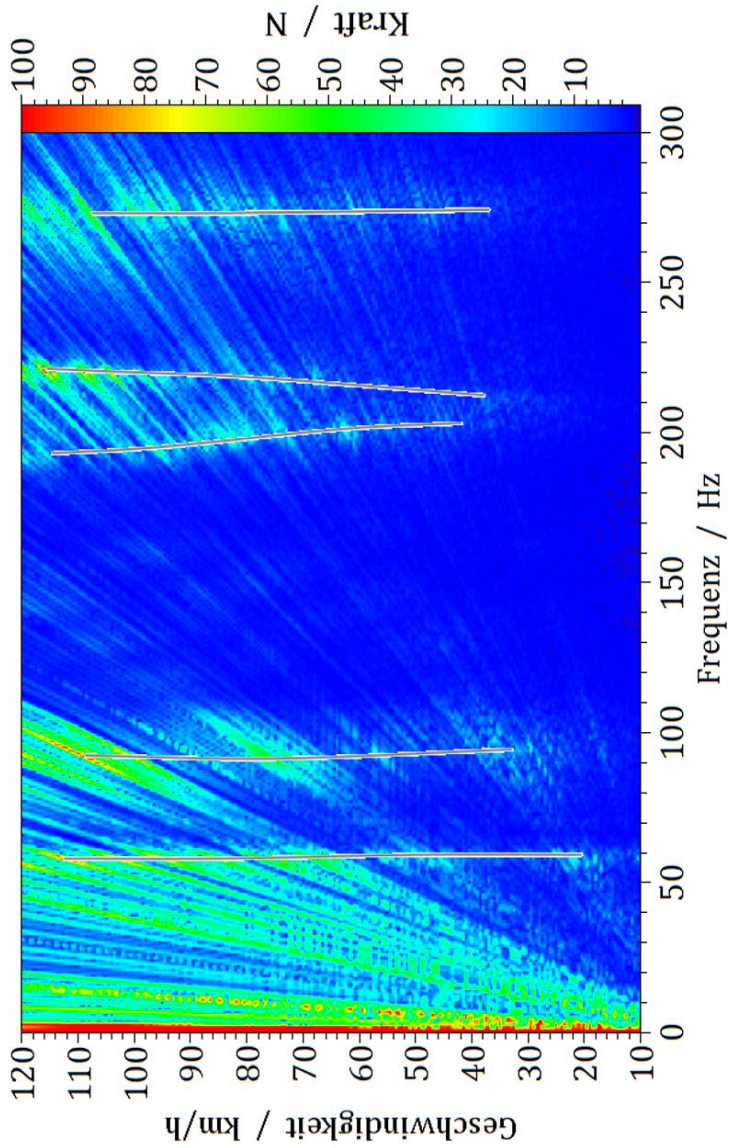
Abkürzungsverzeichnis

APS	Autoleistungsspektrum
CMT	Complex Modal Transfer Method (komplexe modal Transfermethode)
DMS	Dehnungsmessstreifen Sensoren
FAST	Institut für Fahrzeugsystemtechnik
FEM	Finite-Elemente-Methode
EMA	Experimentelle Modalanalyse
EU	Europäische Union
IPS	Innentrommelprüfstand In dieser Arbeit bezieht sich die Abkürzung auf den IPS des LFF
LDV	Laser Doppler Vibrometer
LFF	Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik
MAC	Modal Assurance Criterion
MM	Modale Matrix
MP	Messpunkt
NVH	Noise, Vibration, Harshness Geräusch und Schwingungstechnik
PKW	Personenkraftwagen

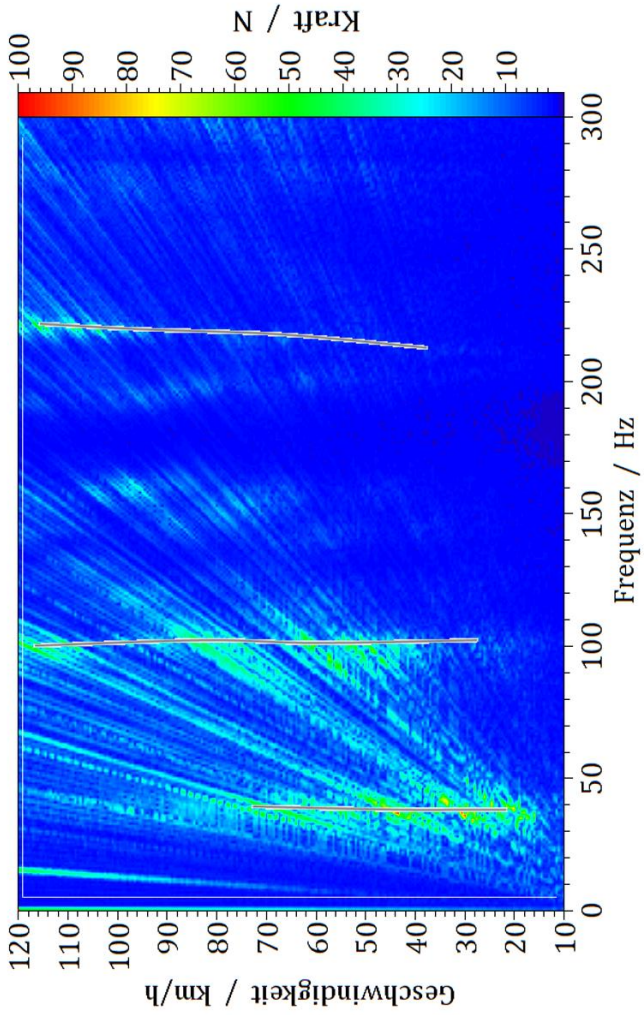
Anhang

A.1: Kraftspektren der Messung im Grundzustand an der Kraftschlussradführung.

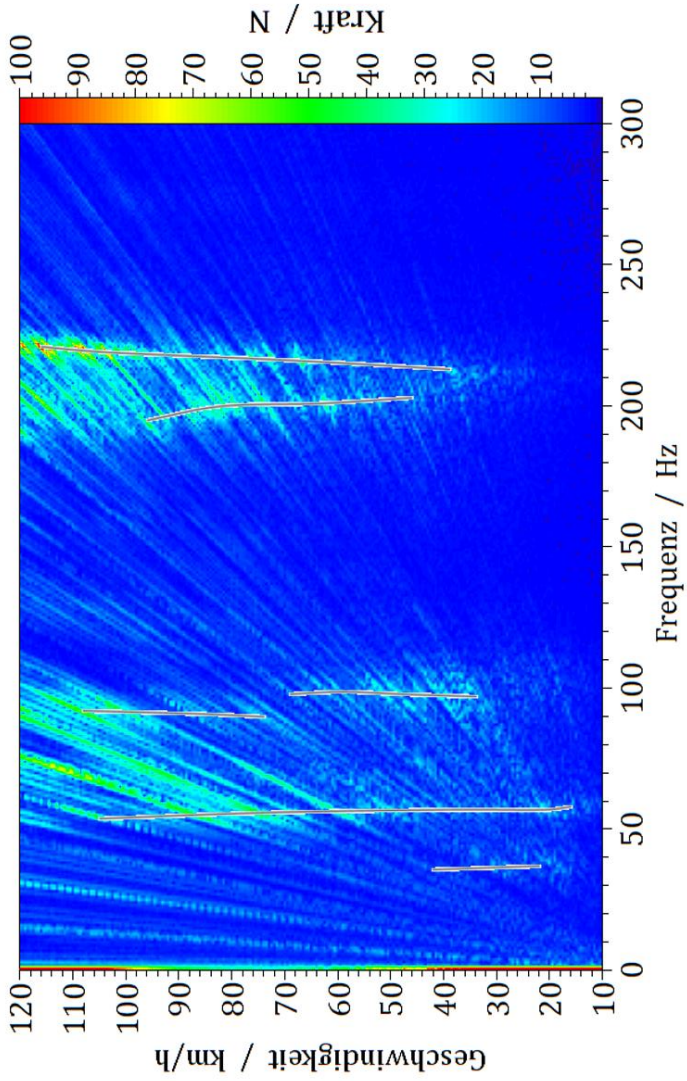
1. Radlast Fz:



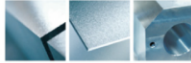
2. Umfangskraft F_x



3. Seitenkraft F_y



A.2: Datenblätter Aluminiumlegierung (EN AW 5083)



Al Walzplatten

EN AW 5083

TECHNISCHES DATENBLATT

EN AW 5083

Werkstoffangaben	
Legierung	EN AW 5083 [AlMg4,5Mn0,7]
Legierungstyp	nicht aushärtbar, naturhart
Werkstoffzustand	H111
Oberfläche	walzblank oder gebürstet

Mechanische Eigenschaften ¹⁾		dickenabhängig
Dehngrenze R _{0,2}	[MPa]	115 - 125
Zugfestigkeit R _m	[MPa]	270 - 275
Bruchdehnung A ₅₀	[%]	15 - 16
Härte HBW	[2,5/62,5]	73 - 75

Physikalische Eigenschaften ¹⁾		typische Werte
Dichte	[g/cm ³]	2,66
Elastizitätsmodul	[GPa]	70
Elektrische Leitfähigkeit	[mVΩ · mm ²]	16 - 19
Wärmeausdehnungskoeffizient	[K ⁻¹ · 10 ⁻⁶]	24,2
Wärmeleitfähigkeit	[W/m · K]	110 - 140
Spezifische Wärmekapazität	[J/kg · K]	900



EN AW-5083 (AlMg4,5Mn)

Legierungsangaben

Bezeichnung numerisch	EN AW-5083
Chemisches Symbol	EN AW-AlMg4,5Mn0,7
Werkstoff Nr. DIN	3.3547

Chemische Zusammensetzung nach EN573-3:

Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Ni	Zn	übrige einz.	Ti	Rest
0.40	0.40	0.10	0.40-1.0	4.0-4.9	0.05-0.25	-	0.25	0.05	0.15	Al

Mechanische Eigenschaften

Zugfestigkeit	R _m	N/mm ²	275-350
Dehngrenze	R _{p0.2}	N/mm ²	125-190
Bruchdehnung	A _{5/A50}	%	-/15
Brinellhärte	HB		75

Physikalische Eigenschaften

Zustand (in Wort/EN-Code)	weich	H111
Spezifisches Gewicht	g/cm ³	2,66
Elastizitätsmodul	kN/mm ²	71
Lin. Wärmeausdehnungskoeffizient (20-100°C)	10 ⁶	23,8
Wärmeleitfähigkeit		105-120
Spezifische elektrische Leitfähigkeit (20°C)		15-17
Spezifischer elektrischer Widerstand (20°C)	nΩ x m	67-59
Schmelzintervall	°C	580-640

A.2: Datenblatt Reifengummi (SBR)

Beschreibung

Werkstoffbezeichnung

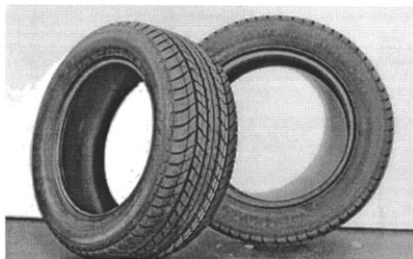
Styrol-Butadien-Kopolymer-Kautschuk ist das meistverwendete synthetische Elastomer mit dem höchsten Produktionsvolumen. Es wird fast immer in gemischter Form eingesetzt, mit Füllstoffen wie Ruß versetzt. Festigkeit: In gefüllter Form erreicht es die Festigkeit von Naturkautschuk und Polychloropren. Ähnliche chemische und physikalische Eigenschaften wie Naturkautschuk und etwas bessere Abriebfestigkeit.

Einschränkungen: Geringere Festigkeit und geringere Dauerfestigkeit als Naturkautschuk (es unterliegt keiner dehnungsinduzierten Kristallisation) insbesondere in ungefüllter Form. Wie Naturkautschuk: oxidationsanfällig, zerfällt in Ozon, quillt stark in flüssigen Kohlenwasserstoffen unter nachlassenden Eigenschaften.

Zusammensetzung (Übersicht)

Copolymer aus 23% Styrol ($\text{CH}_2\text{CH}(\text{C}_6\text{H}_5)_n$) und 77% Butadien ($\text{CH}_2\text{CH}=\text{CHCH}_2)_m$, verstärkt mit üblicherweise 30% Ruß

Bild



Bildunterschrift

Styrol-Butadien-Kautschuk ist der beliebteste Reifenwerkstoff.

Allgemeine Eigenschaften

Dichte	1.13e3	-	1.15e3	kg/m ³
Preis	* 2.85	-	3.14	EUR/kg

Mechanische Eigenschaften

Elastizitätsmodul	0.0038	-	0.006	GPa
Schubmodul	* 0.0012	-	0.002	GPa
Kompressionsmodul	* 1.5	-	2	GPa
Querkontraktionszahl	0.48	-	0.496	
Streckgrenze (Elastizitätsgrenze)	16	-	26	MPa
Zugfestigkeit	16	-	26	MPa
Druckfestigkeit	* 19.2	-	31.2	MPa
Bruchdehnung	320	-	550	%
Schwingfestigkeit bei N=10 ⁷	* 6.4	-	10.4	MPa
Bruchzähigkeit	* 0.98	-	1.08	MPa.m ^{1/2}
Mechanischer Dämpfungskoeffizient (tan delta)	* 0.08	-	0.14	

Thermische Eigenschaften

Glasübergangstemperatur	-64	-	-52	°C
Höchste Einsatztemperatur	70	-	110	°C
Niedrigste Einsatztemperatur	-50	-	-40	°C
Wärmeleiter oder Isolator?	schlechter Isolator			
Wärmeleitfähigkeit	0.4	-	0.9	W/m.K
Spezifische Wärme	1.45e3	-	1.6e3	J/kg.K

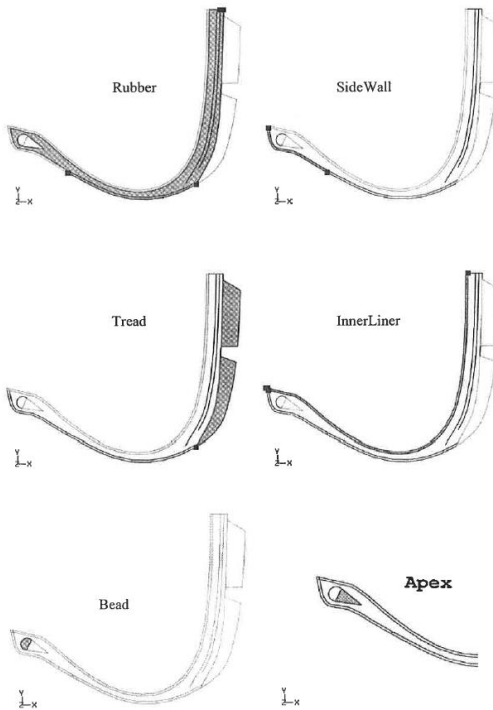
No warranty is given for the accuracy of this data. Values marked * are estimates.

A.3: Materialdaten und Reifenaufbau nach Abaqus-Reifenkurs [sim 09]

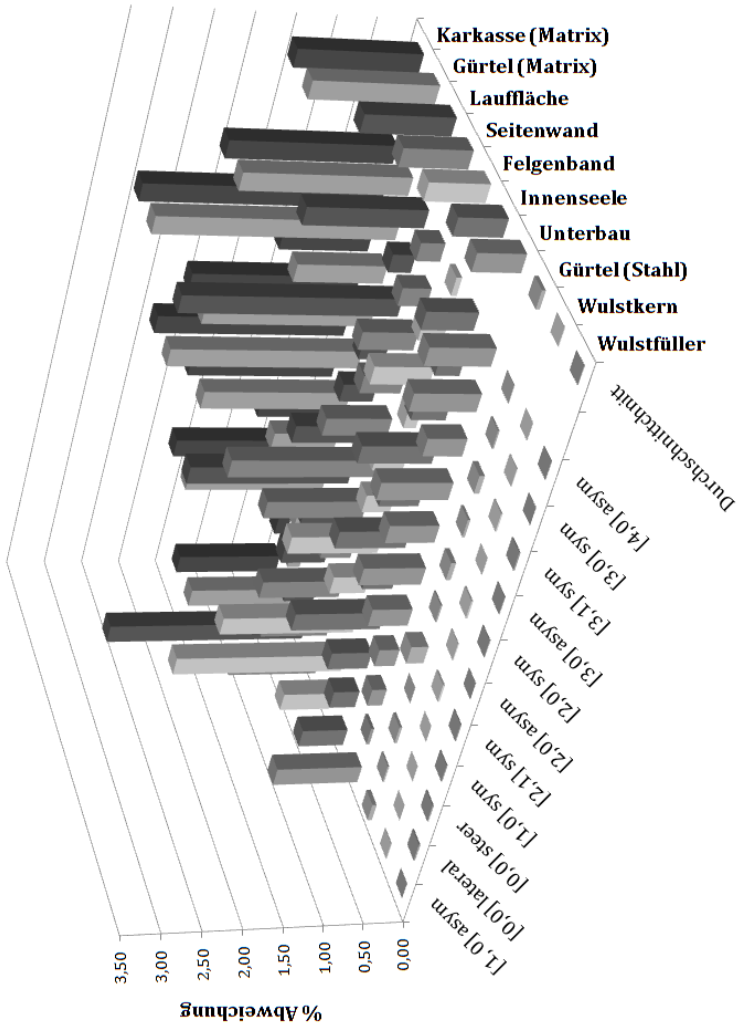
The material names and properties are summarized in Table W1b-1.

Material name	C10	D1	Density
Apex	6.0	0.003	1.1e-9
Rubber	0.6	0.030	1.1e-9
InnerLiner	1.5	0.010	1.1e-9
SideWallCompound	1.5	0.010	1.1e-9
Tread	0.5	0.040	1.1e-9

Table W1b-1 Hyperelastic material properties



A.4a: Abweichung der Frequenzlagen von Reifenschwingformen bei 50 % Versteifung des E-Moduls einzelner Gummimischungen



A.4b: Abweichung der Frequenzlagen von Reifenschwingformen bei 50 % Erhöhung der Dichte einzelner Materialmischungen

