

## Abschlussbericht

# Integriertes SE-Reifenmodell

02/2016 - 08/2017

Projektbearbeitung: M.Sc. Arne Pross

Betreuende Professoren: Prof. Dr.-Ing. Rainer Bruns  
Professur für Maschinenelemente und  
Technische Logistik

Anschrift: Helmut-Schmidt-Universität  
Universität der Bundeswehr Hamburg  
Holstenhofweg 85  
22043 Hamburg

Hamburg, Februar 2018

# Zusammenfassung

Da die Fahr- und Kippstabilität, sowie die Schwingungsbelastung auf den Fahrer, bei Flurförderzeugen erheblich durch die Reifeneigenschaften beeinflusst werden, ist ein zuverlässiges und valides Reifenmodell bei der dynamischen Fahrzeugsimulation von großer Bedeutung. Ziel dieses Forschungsvorhabens ist die Entwicklung eines Simulationsmodells speziell für Superelastikreifen, welches das vertikal- sowie querdynamische Verhalten berücksichtigt. Durch die detaillierte simulative Betrachtung, der über den Reifen in das Fahrzeug übertragenen Kräfte, kann die Reifenauswahl in Bezug auf den Einsatzfall bzw. den Fahrzeugtyp angepasst werden, wodurch eine Erhöhung des Fahrerkomforts sowie der Arbeitsergonomie resultiert. Neben der detaillierten Beschreibung der auftretenden Kräfte und Momente liegt hierbei der Fokus auf einen rechenzeitoptimierten Ansatz, welcher auf der Methode der Mehrkörpersimulation basiert.

Nach einer detaillierten Übersicht des Standes der Technik von Reifenmodellen, welche den oben angesprochenen Anforderungen entsprechen, wird auf den grundsätzlichen Modellaufbau eingegangen. Da der Fokus zusätzlich auf eine möglichst einfache Implementierung gelegt werden soll, wird die Grundstruktur in einer Adams-internen Programmiersprache erzeugt. Das Modell zur Abbildung des querdynamischen Verhaltens wird durch einen kennfeldbasierten Ansatz zugrunde gelegt, welcher in das zuvor erzeugte Grundmodell eingebunden wird. Durch die Schaffung einer breiten experimentellen Basis für verschiedene Reifentypen wird das Ziel verfolgt, dem Modell eine vielseitige Einsatzmöglichkeit zu verleihen. Hierbei werden mit Hilfe verschiedener Prüfstände die statischen sowie dynamischen Eigenschaften des stehenden bzw. rollenden Reifens analysiert.

Das entwickelte Reifenmodell wird nach zahlreichen Simulationsläufen durch die aufgenommenen Messergebnisse verifiziert bzw. validiert und daraufhin in eine Gesamtfahrzeugsimulation integriert. Diese Simulationsergebnisse werden ebenfalls anhand von typischen Fahrmanövern validiert. Hierbei wird der Fokus zum einen auf die Beschleunigungen bzw. Kräfte gelegt, die bei einer Schwellenüberfahrt in das Fahrzeug eingeleitet und somit auf den Fahrer übertragen werden. Zum anderen werden fahrdynamische Untersuchungen zur Überprüfung des querdynamischen Modells betrachtet. Auf Grundlage dieser Ergebnisse kann ein Urteil über die Robustheit des erstellten Modells gebildet werden, woraus in Verbindung mit der Modellvalidität eine abschließende Betrachtung abgeleitet werden kann.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung und Aufgabenstellung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Stand der Forschung</b>	<b>3</b>
2.1	Aufbau und Eigenschaften von SE-Reifen . . . . .	4
2.2	Grundsätzliche Beschreibung der Reifenkräfte und -momente . . . . .	5
2.3	Eine Auswahl bereits bestehender Reifenmodelle . . . . .	6
<b>3</b>	<b>Aufbau des Reifenmodells</b>	<b>17</b>
3.1	Modell für die Vertikaldynamik . . . . .	17
3.2	Umsetzung des Modells in MSC Adams . . . . .	21
3.3	Modell zur Beschreibung der Querdynamik . . . . .	24
3.4	Verschmelzung des vertikal- und querdynamischen Modells . . . . .	27
<b>4</b>	<b>Identifikation der Modellparameter</b>	<b>29</b>
4.1	Experimentelle Untersuchungen am Hydropuls-Prüfstand . . . . .	29
4.1.1	Versuchsaufbau . . . . .	30
4.1.2	Messung der statischen Reifenkennlinie . . . . .	31
4.1.3	Untersuchung der dynamischen Einfederung . . . . .	32
4.1.4	Auswertung der Versuche . . . . .	34
4.1.5	Übertragung der Messwerte auf die Modellparameter . . . . .	42
4.2	Bestimmung der Umfangssteifigkeiten . . . . .	45
4.3	Experimentelle Untersuchungen am Trommelprüfstand . . . . .	48
4.3.1	Aufbau des Prüfstandes . . . . .	48
4.3.2	Auswertung der Versuche . . . . .	49
<b>5</b>	<b>Validierung des Reifenmodells</b>	<b>51</b>
5.1	Verifizierung und Validierung des Reifenmodells durch Prüfstandsergebnisse . . . . .	51
5.1.1	Dynamische Einfederung am Hydropuls-Prüfstand . . . . .	52
5.1.2	Vertikaldynamische Eigenschaften mit Hilfe des Trommelprüfstandes . . . . .	55
5.1.3	Querdynamische Eigenschaften mit Hilfe des Trommelprüfstandes . . . . .	61
5.2	Validierung des Reifenmodells durch Messfahrten . . . . .	63
5.2.1	Aufbau des Testfahrzeuges und des Gesamtfahrzeugmodells . . . . .	64

5.2.2	Beschreibung der Testszenarien . . . . .	66
5.2.3	Vergleich zwischen Mess- und Simulationsfahrten . . . . .	68
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>77</b>
6.1	Zusammenfassung . . . . .	77
6.2	Ausblick . . . . .	78
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>80</b>

# Symbolverzeichnis

Nachfolgend sind die wichtigsten in dieser Arbeit verwendeten Größen dargestellt. Grundsätzlich sind jedoch alle verwendeten Größen im Text erläutert.

## Vertikaldynamisches Modell

$c_{contact}$	Kontaktsteifigkeit
$c_{Ri}^{FK}$	radiale Steifigkeit
$c_{Ti}^{KK}$	tagentiale Steifigkeit
$c_{Rot}^{FK}$	Torsionssteifigkeit in Umfangsrichtung
$c_{Rot}^{KK}$	Torsionssteifigkeit in tangentialer Richtung
$d_{contact}$	Kontaktdämpfung
$d_{Ri}^{FK}$	radiale Dämpfung
$d_{Ti}^{KK}$	tagentiale Dämpfung
$d_{Rot}^{FK}$	Torsionsdämpfung in Umfangsrichtung
$d_{Rot}^{KK}$	Torsionsdämpfung in tangentialer Richtung
$e$	Kraftexponent
$N_{KE}$	Gesamtanzahl der Kontaktelemente
$n$	Anzahl der kraftübertragenden Kontaktelemente
$p, \dot{p}$	Durchdringungsmaß bzw. die zeitliche Ableitung
$s^r, \dot{s}^r$	Radiale Verschiebung bzw. Geschwindigkeit eines Feder-Dämpfer-Elementes
$s^{ur}, \dot{s}^{ur}$	Longitudinale Verschiebung bzw. Geschwindigkeit eines Feder-Dämpfer-Elementes
$V_d$	Gleitgeschwindigkeit
$V_s$	Haftgeschwindigkeit

$z, \dot{z}$	Einfederung bzw. Einfederungsgeschwindigkeit
$\theta, \dot{\theta}$	Winkel bzw. Winkelgeschwindigkeit zwischen Kontaktelement und Felge
$\mu_G$	Gleitreibbeiwert
$\mu_S$	Haftgleitreibbeiwert
$\varphi, \dot{\varphi}$	Winkel bzw. Winkelgeschwindigkeit zwischen den Kontaktelementen

### Querdynamisches Modell

$F_{y,dyn}, \dot{F}_{y,dyn}$	Dynamische Querkraft bzw. zeitliche Änderung der dynamischen Querkraft
$F_{y,stat}$	Stationäre Querkraft
$k_d$	Geschwindigkeitsabhängiger Modellparameter
$k_{F1}$	Kraftabhängiger Modellparameter
$k_{F2}$	Kraftabhängiger Modellparameter
$k_r$	Modellparameter zur Charakterisierung der Richtungsabhängigkeit
$k_v$	Geschwindigkeitsabhängiger Modellparameter
$k_\alpha$	Winkelabhängiger Modellparameter
$T$	Zeitkonstante
$\Delta t$	Zeitschrittweite
$\alpha, \dot{\alpha}$	Schräglaufwinkel bzw. Schräglaufrate
$\mu_B$	Gleitreibbeiwert

## Koordinatenbezeichnung

$x$	Koordinate in Umfangs- bzw. Longitudinalrichtung
$y$	Koordinate in Quer- bzw. Lateralrichtung
$z$	Koordinate in Radialrichtung

## Reifenkräfte bzw. -momente

$F_a$	Beschleunigungskraft
$F_c$	Federkraft
$F_d$	Dämpfungskraft
$F_N$	Reibkraft
$F_{Mess}$	Gemessenes Kraftsignal
$F_m$	Mittlere Radlast
$F_R$	Kontaktnormalkraft
$F_x$	Umfangskraft auf den Reifen
$F_y$	Lateral- /Querkraft auf den Reifen
$F_z$	Vertikalkraft auf den Reifen
$M_x$	Moment in Lateralrichtung (Sturzmoment)
$M_y$	Moment in Umfangsrichtung (Rollwiderstand)
$M_z$	Rückstellmoment

# 1 Einleitung und Aufgabenstellung

Der Reifen ist eine bestimmende Komponente in der Fahrzeugdynamik, da alle Kräfte, die auf das Fahrzeug einwirken, über den Reifen-Fahrbahn-Kontakt eingeleitet werden. Da bei Flurförderzeugen die Schwingungs- und Stoßbelastungen lediglich über die Reifen absorbiert werden, können diese bei dem Fahrer zu Gesundheitsschäden im Bereich der Wirbelsäule führen. Sowohl die Fahr- und Kippstabilität als auch die Schwingungsbelastung für den Fahrer werden erheblich durch die Eigenschaften der verwendeten Reifen beeinflusst. Hinsichtlich dieser Aspekte rücken Simulationsmodelle in den Vordergrund, durch die dieser Einfluss bereits im Vorhinein prognostiziert werden kann. Durch umfangreiche und tiefgehende Kenntnisse über das dynamische Verhalten unterschiedlicher Reifentypen, kann die Reifenauswahl je nach Fahrzeugmodell und Einsatzfall, sowohl für die Erstausrüstung, als auch für die Nachrüstung von Ersatzreifen angepasst werden.

Die Auswirkung von mechanischen Schwingungen auf den menschlichen Körper bei Betreibern von Flurförderzeugen, wurde in einem Forschungsvorhaben der Technischen Universität München [GFE11] detailliert thematisiert. Im Rahmen dieses Projektes wurde ein Mehrkörpersimulationsmodell entwickelt, mit dem das Schwingungsverhalten von Flurförderzeugen in Hinblick auf die körperliche Belastung des Fahrers untersucht werden konnte. Die Untersuchungen haben u.A. ergeben, dass für eine bestmögliche Übereinstimmung von Realität und Simulation ein spezielles, für Flurförderzeugreifen entwickeltes, Reifenmodell notwendig ist.

In zwei vorangegangenen Forschungsprojekten wurden zwei separate Reifenmodelle zur Beschreibung der Vertikal- [GBO<sup>+</sup>13] bzw. Querdynamik [BB12] von Flurförderzeugreifen entwickelt. Die Modelle wurden zur Abbildung des Übertragungsverhaltens von hochfrequenten vertikalen Anregungen bzw. zur Untersuchung des querdynamischen Fahrverhaltens und der Standsicherheit von Flurförderzeugen erstellt. Die beiden Ansätze wurden bisher jedoch nicht in kombinierter Form verwendet, wodurch das Zusammenspiel noch nicht erforscht ist. Darüber hinaus wurde das vertikaldynamische Modell bisher lediglich für einen einzigen Reifen parametrisiert und validiert. Es kann daher nur für diesen Reifentyp unmittelbar eingesetzt werden. Die Verbreiterung der Datenbasis wäre somit für die praktische Anwendung des Reifenmodells von großem Nutzen.

Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit ist die Erstellung eines durch eine breite Datenbasis abgesichertes, integriertes Reifenmodell speziell für Flurförderzeugreifen zur Verwendung in der Mehrkörpersimulationssoftware MSC Adams, welches den ange-

## 1 Einleitung und Aufgabenstellung

sprochenen Anforderung der Vertikal- und Querdynamik entspricht. Zusätzlich sollen die Modellformen hinsichtlich der Implementierung in die genannte Software optimiert werden. Hierfür wird das vertikaldynamische Modell als Mehrkörpersystem ausgeführt, welches ebenfalls in MSC Adams konzipiert wird, was zu einer komfortablen Einbindung des Modells in ein Gesamtfahrzeugmodell führt. Das querdynamische Modell wird in Form eines kennfeldbasierten Ansatzes in das Mehrkörpersystem des Reifens integriert. Beide Modellformen werden durch entsprechende experimentelle Untersuchungen für verschiedene Reifentypen parametrisiert. Die aufgenommenen Messdaten dienen im weiteren Verlauf zusätzlich der Absicherung der Gültigkeit des Modells. Hierbei sind die Untersuchungen der dynamischen Reifeneigenschaften des rollenden Rades, welche durch eine Schwellenüberfahrt an einem dafür konzipierten Trommelprüfstand durchgeführt werden, von besonderem Interesse.

Im Anschluss wird das parametrisierte und durch die Prüfstandsergebnisse verifizierte bzw. validierte Reifenmodell in eine Gesamtfahrzeugmodell eingebunden und durch verschiedene Fahrmanöver im Rahmen einer Gesamtfahrzeugsimulation validiert. Hierfür werden zum einen Schwellenüberfahrten mit verschiedenen Schwellenhöhen, Fahrgeschwindigkeiten und Radlasten und zum anderen das querdynamische Fahrverhalten durch verschiedene Kurvenfahrten durchgeführt. Somit werden beide Modellformen abschließend in einer Gesamtfahrzeugsimulation auf ihre Gültigkeit geprüft wodurch eine endgültige Aussage über die Güte, Robustheit sowie Arbeitsweise des Modells getroffen werden kann.

## 2 Stand der Forschung

In diesem Abschnitt soll kurz auf die physikalischen Eigenschaften, welche die Superelastikreifen<sup>1</sup> charakterisieren, sowie auf bestehende und in der Praxis bewährte Modelle zur Reifensimulation eingegangen werden. Da ein großes Spektrum an Ansätzen zur Simulation des Reifenverhaltens in der Literatur vorliegt, wird sich nur auf die Modelle bezogen, die im Zusammenhang mit dem in dieser Arbeit erstellten Modell stehen. Die Wahl des richtigen Modells hängt stark von dem Anwendungsbereich ab, in dem das Simulationsmodell zum Einsatz kommen soll. Die Modellierungsansätze werden hierbei i.A. nach der Komplexität und Dynamik klassifiziert. Zur Betrachtung von hochdynamischen Vorgängen werden somit Modelle von hoher Komplexität eingesetzt (z.B. strukturmechanische Modelle), um die Verhaltensweisen des Reifens wiederzugeben. Diese Modelle sind jedoch in der Gesamtfahrzeugsimulation noch keine Alternative, da sie keine vertretbaren Rechenzeiten aufweisen. Zusätzlich lassen sich die Reifenmodelle kategorisch nach ihrer Modellierungsmethode klassifizieren:

- Mathematische bzw. semi-empirische Modelle
- MKS-Modelle
- Finite-Elemente-Modelle
- Modale Modelle

Da in dieser Arbeit der Schwerpunkt auf Modellierungsansätzen liegt, welche sich zur Abbildung der Schwingungsübertragung bei einer Gesamtfahrzeugsimulation eignen, wird auf die strukturmechanischen Modelle nur in Kürze eingegangen.

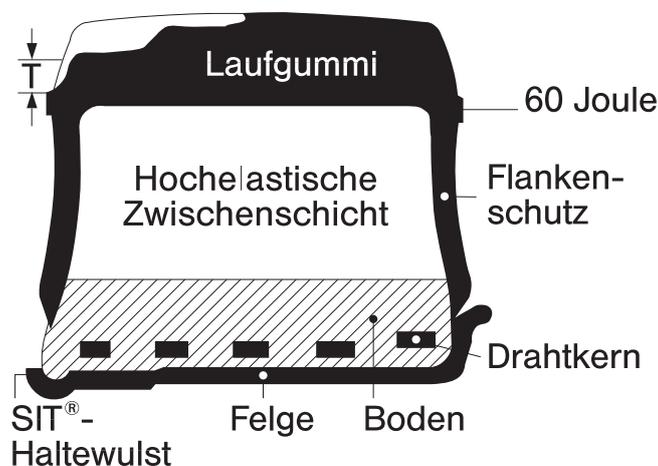
Im weiteren Verlauf wird auf die oben aufgeführten Modellkategorien eingegangen und anhand von Beispielen die Arbeitsweise erläutert. Hierbei wird der Fokus auf Modelle gerichtet, die sich zum einen in der Praxis durchgesetzt haben und die zum anderen im Bereich der Gesamtfahrzeugsimulation ihre Anwendung finden. Bei den mathematischen bzw. semi-empirischen Ansätzen bleiben die physikalischen Reifeneigenschaften unberücksichtigt, so dass diese nur im Bereich der Fahrbahnauslegung und Akustikuntersuchungen eingesetzt werden. Für die Untersuchungen von Stoß- und Schwingungsübertragungen eignen sich somit nur die semi-physikalischen (MKS-Modelle) und physikalischen (FEM-Modell) Ansätze.

---

<sup>1</sup>Im weiteren Verlauf der Arbeit durch SE-Reifen abgekürzt

## 2.1 Aufbau und Eigenschaften von SE-Reifen

Der SE-Reifen, häufig auch als Vollgummi- oder Solidreifen charakterisiert, zählt zu der gängigsten Variante im Bereich der Flurförderzeuge. Im Vergleich zu Luftreifen zeichnen sich SE-Reifen durch eine geringe Einfederung bei hohen Traglasten, sowie durch ein robustes und somit wartungsarmes Verhalten aus. Der Aufbau des Reifens besteht aus drei radial angeordneten Gummischichten, welche sich aufgrund ihrer Materialeigenschaften voneinander unterscheiden. Eine Übersicht verschiedener konstruktiver Ausführungen ist der VDI 2196 zu entnehmen. Der Querschnitt eines gängigen SE-Reifens der Firma Continental ist in Abbildung 2.1 schematisch dargestellt.



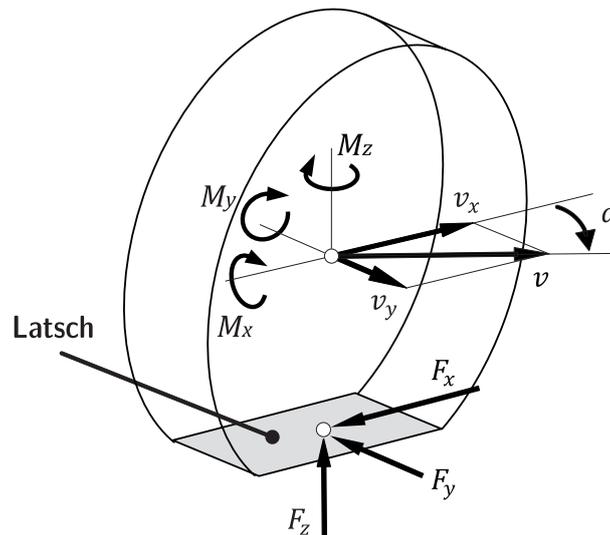
**Abbildung 2.1:** Schnittansicht eines SE-Reifens (Quelle: Continental Reifen Deutschland GmbH)

Die äußere Laufschiicht besteht aus einer sehr robusten Naturkautschukmischung, wodurch dem Reifen sehr zähe und verschleißfeste Eigenschaften verliehen werden. Darüber hinaus ist die Mischung dahingehend optimiert, dass ein möglichst geringer Rollwiderstand sowie abrasiver Verschleiß erreicht wird. Geometrisch ist die Laufschiicht so konzipiert, dass die gesamte Reifenflanke geschützt wird. Weiterhin ist in dieser Schicht die Profilierung eingelassen, welche von den Herstellern in unterschiedlicher Weise gestaltet wird. Die hochelastische Zwischenschicht besitzt deutlich bessere Dämpfungseigenschaften im Vergleich zur Laufschiicht, was sich positiv auf die Kompensation von Schwingungs- und Stoßbelastungen auswirken soll. Aufgrund der hohen dämpfenden Wirkung, ist diese Schicht jedoch für thermische Schädigungen besonders anfällig. Bei langen Einsatzzeiten, in Verbindung mit hohen Traglasten und Geschwindigkeiten, kommt es zu einer Speicherung der thermischen Energie und somit zu einer starken Temperaturentwicklung im Bereich der Zwischenschicht, woraus häufig ein komplettes Versagen des Reifens resultiert. Die Bodenschicht besteht im Vergleich zu der Lauf- und Zwischenschicht aus einem deutlich steiferen Material. Zusätzlich sind in die Schicht mehrere Stahlkerne eingebettet, welche einen festen Sitz auf der Felge gewährleisten. Nähere Informationen hierzu sind [Con07] zu entnehmen.

Wie eingangs bereits erwähnt, handelt es sich bei den verschiedenen Schichten um spezielle Natur- und Kunstkautschukmischungen. Nach dem Vulkanisierungsprozess entstehen aus diesen Kautschukmischungen hochelastische und mechanisch stark beanspruchbare Elastomerwerkstoffe. Eine einheitliche Aussage über das Werkstoffverhalten, gerade in Abhängigkeit von Temperatur, Zeit und mechanischer Belastung zu treffen ist nur schwer möglich, da die verwendeten Kautschuke stark vom Hersteller abhängen.

## 2.2 Grundsätzliche Beschreibung der Reifenkräfte und -momente

Die Übertragung der Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn erfolgt über die Radaufstandsfläche<sup>2</sup>. Diese resultiert aufgrund der vertikalen Kraftkomponente  $F_z$  im Bereich des Kontaktes zwischen Reifen und Fahrbanoberfläche. Die Kraft im Kontaktbereich kann in drei Komponenten zerlegt werden, welche sich auf ein ortsfestes Koordinatensystem beziehen und idealisiert im Mittelpunkt des Latsches angreifen (vgl. Abbildung 2.2). Hierbei handelt es sich um eingeprägte Kräfte, also solche, die sich in Abhängigkeit von Lage- und Geschwindigkeitsgrößen ausdrücken lassen. Die Kraftkomponente in z-Richtung wird häufig als Vertikalkraft oder Radlast bezeichnet und ist hauptsächlich für die Ausbreitung der Kontaktfläche verantwortlich.



**Abbildung 2.2:** Reifenkontaktkräfte zwischen Reifen und Fahrbahn und die resultierenden Momente in Anlehnung an [SHB13]

<sup>2</sup>Wird im Allgemeinen auch als Latsch bezeichnet

## 2 Stand der Forschung

Die Quer- oder auch Lateralkraft, welche in y-Richtung wirkt, ist stark von dem Schräglaufwinkel  $\alpha$  abhängig. Somit wird die Querkraft üblicherweise in Abhängigkeit dieses Winkels aufgetragen. Die Longitudinal- oder Umfangskraft, welche entgegengesetzt der Fahrtrichtung wirkt, wird i.A. durch ein Umfangskraft-Schlupf-Diagramm dargestellt.

Die aus den beschriebenen Kräften resultierenden Momente auf den Reifen sind ebenfalls in Abbildung 2.2 dargestellt. Das sog. Rückstellmoment  $M_z$  entsteht bei einem außermittigen Kraftangriff im Latsch, welcher z.B. aus Beschleunigungs- und Bremsvorgängen resultieren kann, sowie beim Lenken. Das Sturzmoment  $M_x$  resultiert aus einer seitlichen Deformation des Reifens bei einer Kurvenfahrt. Durch diese Verformung wird die Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn in einem fahrzeugfesten Koordinatensystem zur Kurveninnenseite verschoben [Bus15]. Diese Verschiebung sorgt wiederum dafür, dass die resultierende Radaufstandskraft aus der Radmittelebene verschoben wird. Das dabei entstehende Moment hat somit einen direkten Einfluss auf die Kipp- bzw. Standsicherheit des Fahrzeuges [Bus15]. Das Moment in Umfangsrichtung  $M_y$  stellt das Antriebs- bzw. das Bremsmoment dar.

Der Geschwindigkeitsvektor  $\boldsymbol{v}$  wird ebenfalls in seine Komponenten in x- und y-Richtung zerlegt (s. Abbildung 2.2). Der Winkel, welcher sich zwischen der Richtung des Geschwindigkeitsvektors und der x-Komponente einstellt, ist der oben bereits angesprochene Schräglaufwinkel  $\alpha$ . Dieser Winkel, bzw. die zeitliche Änderung dieses Winkels, nimmt erheblichen Einfluss auf das querdynamische Verhalten von Flurförderzeugreifen.

### 2.3 Eine Auswahl bereits bestehender Reifenmodelle

Wie bereits einleitend erwähnt, wird bei Reifenmodellen häufig klassifiziert, ob das Modell im Bereich der Reifen- bzw. in der Fahrzeugauslegung Anwendung finden soll, da sich die Modellierungsansätze deutlich unterscheiden. Es sei bereits vorab erwähnt, dass alle vorgestellten Simulationsansätze ihren Ursprung im Automotivebereich haben und somit für Luftreifen konzipiert worden sind. Grundsätzlich können aber alle Konzepte und Methoden der Modellierung auf die speziellen SE-Reifen adaptiert werden.

Die Einteilung der Reifenmodelle wird häufig in Abhängigkeit der Komplexität bzw. der Rechenzeit und dem Frequenzbereich, in dem das Modell zum Einsatz kommen soll, vorgenommen. Das Spektrum der hierbei betrachteten Modelle ragt von einfachen mathematischen Ansätzen, über MKS-, bis hin zu komplexen FEM-Modellen (s. Abbildung 2.3).

Nachfolgend werden die oben erwähnten Modellierungsmethoden dargestellt und ihre Umsetzung anhand verschiedener Modelle näher erläutert, die sich in der Praxis bewährt haben. Die vorgestellten Modelle werden hierbei nach ihrem Detaillierungsgrad und somit nach dem Rechenaufwand gegliedert.

## 2 Stand der Forschung

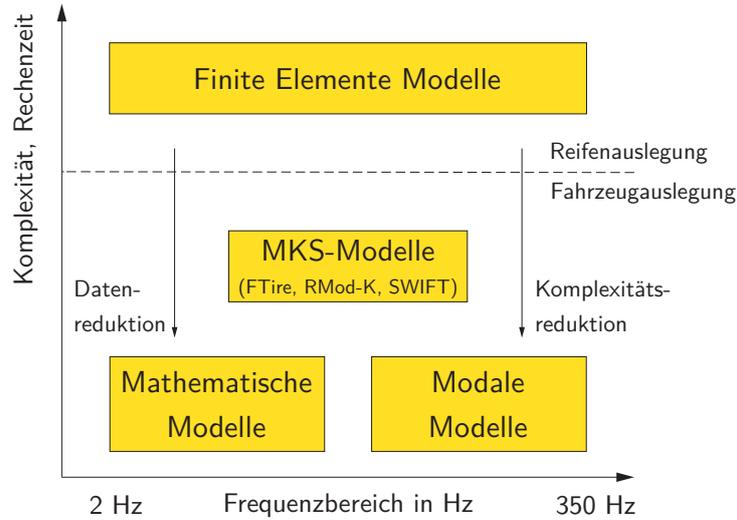


Abbildung 2.3: Einteilung verschiedener Ansätze zur Reifenauslegung nach [Lei15]

### The Magic Formula Tyre Model

Der wohl verbreitetste Ansatz zur Beschreibung der stationären Reifenkennlinie ist das semi-empirische Modell nach Pacejka [PB92, Pac05]. Hierbei handelt es sich um einen rein phänomenologischen Ansatz zur Berechnung der Reifenkräfte und -momente im stationären Zustand. Das Modell berücksichtigt somit nicht die physikalischen Zusammenhänge zwischen Reifen und Fahrbahn, sondern betrachtet lediglich den Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen. Somit eignet sich das Pacejka Reifenmodell am besten für Fahrdynamikuntersuchungen auf ebener Fahrbahn [Mac09]. Zusätzlich ist das Modell auf eine konstante Fahrgeschwindigkeit, geringe Schwankungen der Radlast sowie des Sturzwinkels und auf nahezu konstante Reibwerte der Fahrbahn beschränkt.

Das Modell nach Pacejka basiert auf der Annahme, dass alle Effekte im Reifen durch die folgende Gleichung abgebildet werden können [Sch04]:

$$y(x) = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan Bx)\}] \quad (2.1)$$

mit

$$Y(X) = y(x) + S_V \quad (2.2)$$

$$x = X + S_H, \quad (2.3)$$

wobei  $Y(X)$  hierbei die Ausgangsvariable in Form von  $F_x$ ,  $F_y$  bzw.  $M_z$  darstellt. Durch  $X$  wird die Eingangsvariable charakterisiert, welche durch den Längs- bzw. Lateral-schlupf oder den Schräglaufwinkel repräsentiert wird [Pac05]. Die Faktoren  $B$ ,  $C$ ,  $D$  und  $E$  sowie  $S_H$  und  $S_V$  sind Modellparameter, über die der Kurvenverlauf von  $y(x)$  beeinflusst werden kann. Diese Gleichung stellt dabei die ursprüngliche Modellform

## 2 Stand der Forschung

nach Pacejka dar. Die benötigte vertikale Kraftkomponente auf den Reifen, wird in dem Modell durch ein Feder-Dämpfer-Element charakterisiert:

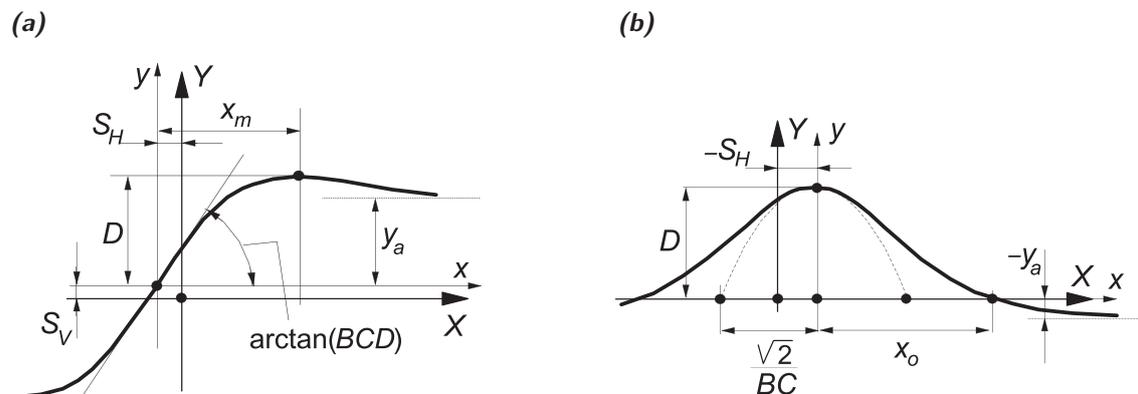
$$F_z = k_r \rho + c_r \dot{\rho}. \quad (2.4)$$

Durch  $\rho$  und  $\dot{\rho}$  wird hierbei die Einfederung bzw. die Einfederungsgeschwindigkeit beschrieben. Die Parameter  $k_r$  und  $c_r$  stellen die radiale Steifigkeit und Dämpfung des Elementes dar. In Abbildung 2.4(a) ist der Kurvenverlauf mit den wesentlichen Einflussparametern dargestellt. Anhand dieses Ansatzes ist möglich, die Längsschlupfkennlinie sowie den Querkraftverlauf abzubilden.

Die erste Version des Modells wurde bereits 1987 in [BNP87] veröffentlicht. Es folgten zahlreiche Modellerweiterungen in [BPL89] und [PB92]. Neben der ursprünglichen Sinusformulierung (Gl. 2.1) wurde eine Kosinusformulierung entwickelt, die den Einfluss des Lateralschlupfes berücksichtigt (s. Gl. 2.5). Der Kurvenverlauf dieser Modellform, mit den zugehörigen Modellparametern, ist in Abbildung 2.4(b) gezeigt.

$$y(x) = D \cos[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan Bx)\}] \quad (2.5)$$

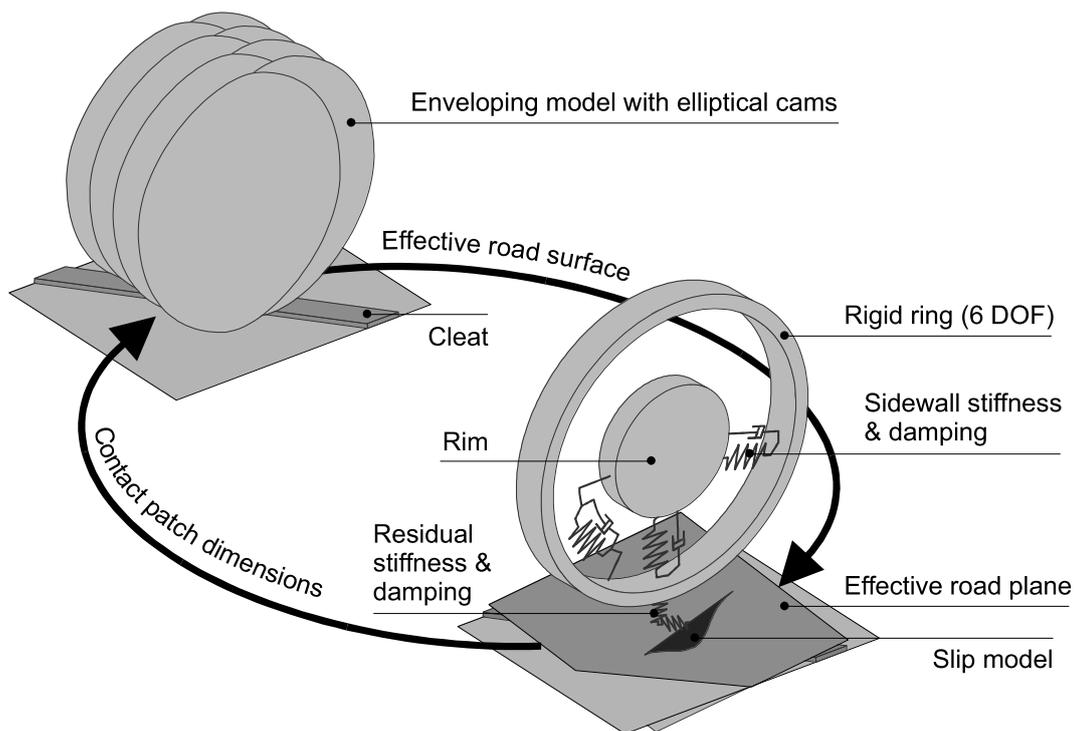
Der große Vorteil des Modells liegt zum einen darin, dass alle Reifenkennlinien qualitativ abgebildet werden können. Zum anderen sind aufgrund des mathematischen Ansatzes, und der geringen Anzahl an freien Parametern, echtzeitfähige Berechnungen möglich. Diesen Vorteilen stehen die oben bereits angedeuteten Einschränkungen gegenüber, dass lediglich konstante bzw. niederfrequente Änderungen der Geschwindigkeit, Radlast und des Schräglaufwinkels zulässig sind. Somit lassen sich schnelle Richtungsänderungen, und damit verbundene hohe Schräglaufraten, nur bedingt abbilden. Darüber hinaus wird die radiale Einfederung nur über ein lineares Feder-Dämpfer-Element abgebildet, welches lediglich über einen punktförmigen Kontakt zur Fahrbahn verfügt [Her08]. Fahrbahnunebenheiten, wie Schwellen oder kurzweilige Fahrbahnsegmente, lassen sich somit nicht realistisch abbilden. Daher eignet sich das Modell nach Pacejka folglich nicht zu Komfortuntersuchungen bzw. Schwingungsanalysen [Lei15].



**Abbildung 2.4:** Magic-Formula zur Abbildung der Längsschlupfkennlinie (a); sowie des Lateralschlupfes (b) [Pac05]

## MF-SWIFT

Das MF-SWIFT Tyre Model (Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre Model) stellt eine Kombination aus der semi-empirischen Magic Formula nach Pacejka und einem semi-physikalischen Ansatz dar. Das Modell verwendet einen starren Ring zur Beschreibung der Lauffläche des Reifens. Der Ring ist durch verschiedene Feder-Dämpfer-Elemente mit der Felge verbunden. Damit ist das Modell in der Lage, die dynamischen Eigenschaften des Reifens bei hohen Fahrgeschwindigkeiten wiederzugeben, wodurch die Möglichkeit zur Identifizierung der Eigenfrequenzen des Reifens in Abhängigkeit der Geschwindigkeit besteht [SBDHN05]. Zusätzlich ist zwischen dem Ring und der Fahr- bahnoberfläche ein Kontaktmodell formuliert, welches die Reibungsverhältnisse zwischen Reifen und Fahrbahn definiert. Dies führt dazu, dass zusätzlich der Rollvorgang über Bodenunebenheiten abgebildet werden kann und somit die Schwingungsanregungen durch die Fahrbahn auf den Reifen. In Abbildung 2.5 ist der schematische Aufbau des Modells dargestellt.



**Abbildung 2.5:** Schematische Darstellung des MF-SWIFT Modells nach [Sch04]

Besselink et al. beschreiben in [BSP10] wie die Reifenkräfte in dem Kontaktpunkt bestimmt werden. Zunächst wird hierfür der freie Reifenradius  $R_\Omega$  ermittelt, welcher

## 2 Stand der Forschung

sich in Folge der Zentrifugalkräfte einstellt:

$$R_\Omega = R_0 \left( q_{re0} + q_{v1} \left( \frac{\Omega R_0}{V_0} \right)^2 \right), \quad (2.6)$$

wobei  $R_0$  den Nenndurchmesser des Reifens,  $q_{re0}$  und  $q_{v1}$  Modellparameter,  $\Omega$  die Umfangsgeschwindigkeit und  $V_0$  die Referenzgeschwindigkeit darstellen. Durch die Bildung der Differenz zwischen dem freien Radius  $R_\Omega$ , und des Radius des belasteten Reifens  $R_l$ , wird die Einfederung bestimmt:

$$\rho = \max |(R_\Omega - R_l, 0)|. \quad (2.7)$$

Die vertikale Radlast  $F_z$  wird dann in Abhängigkeit von der Einfederung, der Umfangsgeschwindigkeit, der Umfangs- bzw. Querkraft  $F_x$  und  $F_y$  sowie einigen Modellparametern wie folgt ermittelt:

$$F_z = f(\rho, \Omega, F_x, F_y, p_i) \quad (2.8)$$

$$F_z = \left( 1 + q_{v2} \frac{R_0}{V_0} |\Omega| - \left( \frac{q_{Fcx} F_x}{F_{z0}} \right)^2 - \left( \frac{q_{Fcy} F_y}{F_{z0}} \right)^2 \right) \left( q_{Fz1} \frac{\rho}{R_0} + q_{Fz2} \left( \frac{\rho}{R_0} \right)^2 \right) (1 + p_{Fz1} dp_i) F_{z0} \quad (2.9)$$

Durch die Modellparameter wird berücksichtigt, dass die Steifigkeit mit steigender Geschwindigkeit zunimmt und die Radlast mit steigender Umfangs- und Querkraft abnimmt. Zusätzlich fließt der Einfluss des Reifendruckes in die Gleichung mit ein. Hieraus wird modellintern die vertikale Steifigkeit des Reifens ermittelt:

$$c_z = c_{z0} (1 + p_{Fz1} dp_i), \quad (2.10)$$

wobei  $c_{z0}$  die vertikale Steifigkeit bei Nennbelastung und Nennfülldruck des stehenden Reifens beschreibt:

$$c_{z0} = \frac{F_{z0}}{R_0} \sqrt{q_{Fz1}^2 + 4q_{Fz2}}. \quad (2.11)$$

Die Umfangs- und Querkraft  $F_x$ ,  $F_y$ , sowie die Momente  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$ , werden durch den oben beschriebenen Ansatz der Magic Formula bestimmt.

Das MF-SWIFT Modell lässt sich in jegliche kommerzielle MKS Programme implementieren, und wird hauptsächlich im Bereich der Komfortuntersuchungen, sowie zur Erprobung von Kontrollsystemen [PGS+03], eingesetzt.

## FTire

Das rein physikalische Reifenmodell FTire (Flexible Ring Tire Model) besitzt im Vergleich zu dem MF-SWIFT Modell einen flexiblen Ring als Lauffläche, welche aus einer finiten Anzahl an Elementen besteht [Ril09]. Der flexible Ring lässt sich relativ zur Felge in alle Raumrichtungen verschieben und verdrehen [Gip01]. Die Flexibilität des Ringes wird durch die Anordnung von radialen, tangentialen und axialen Steifigkeiten zwischen den Elementen des Ringes und der Felge modelliert. Zusätzlich sind noch translatorische und rotatorische Steifigkeiten zwischen den Elementen integriert. Der Aufbau des Modells ist in Abbildung 2.6 links angedeutet. Der Anwender hat die Möglichkeit, die Lauffläche durch 80-200 Elemente abzubilden, und somit den Detaillierungsgrad des Modells zu beeinflussen [Gip05]. Die radialen Eigenschaften des Reifens werden über eine Parallelschaltung von nichtlinearen Feder-Dämpfer-Elementen mit je einer Feder-Dämpfer-Reihenschaltung beschrieben (s. Abbildung 2.6 oben rechts) [Gip01]. Über diese Verkettung von Reihen- und Parallelschaltung ist es möglich, die dynamische Verhärtung bei großen Rollgeschwindigkeiten bzw. Frequenzen abzubilden. Zur Beschreibung des Kontaktes zwischen Reifen und Fahrbahn wird jedem Gürtелеlement eine gewisse Anzahl (20-100, je nach Genauigkeitsanforderungen) an masselosen Kontaktelementen zugeordnet, welche über nichtlineare Feder-Dämpfer-Elemente in radialer, axialer und tangentialer Richtung mit dem Gürtелеlement gekoppelt sind. Die radiale Einfederung ist somit unmittelbar von dem Straßenprofil abhängig. Zur Modellierung des lokalen Reibkontaktes wird ein Geschwindigkeits-Flächenpressungs-Kennfeld formuliert (s. Abbildung 2.6 unten rechts), wodurch die resultierende Reibkraft in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und der Radlast bestimmt wird [Ein10].

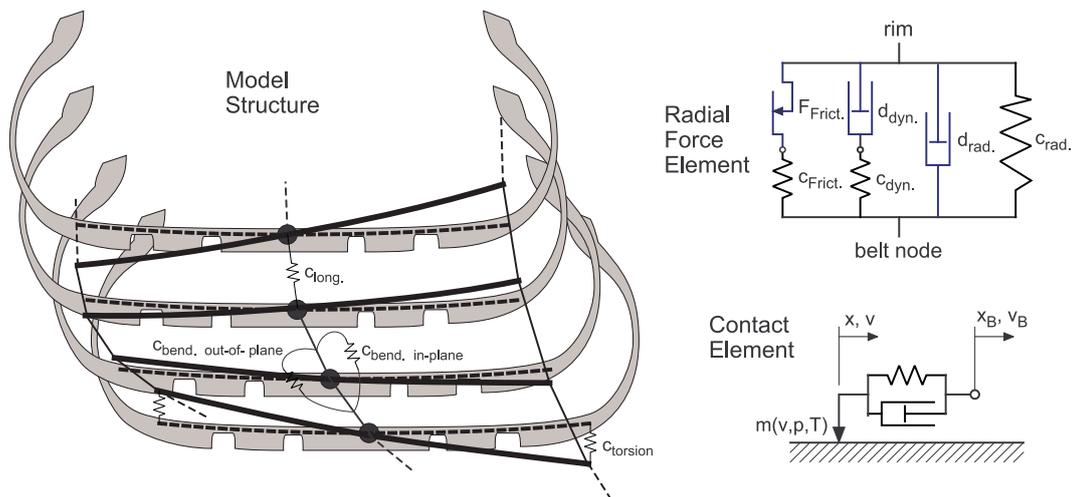


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung des FTire Modells nach [Ril09]

## 2 Stand der Forschung

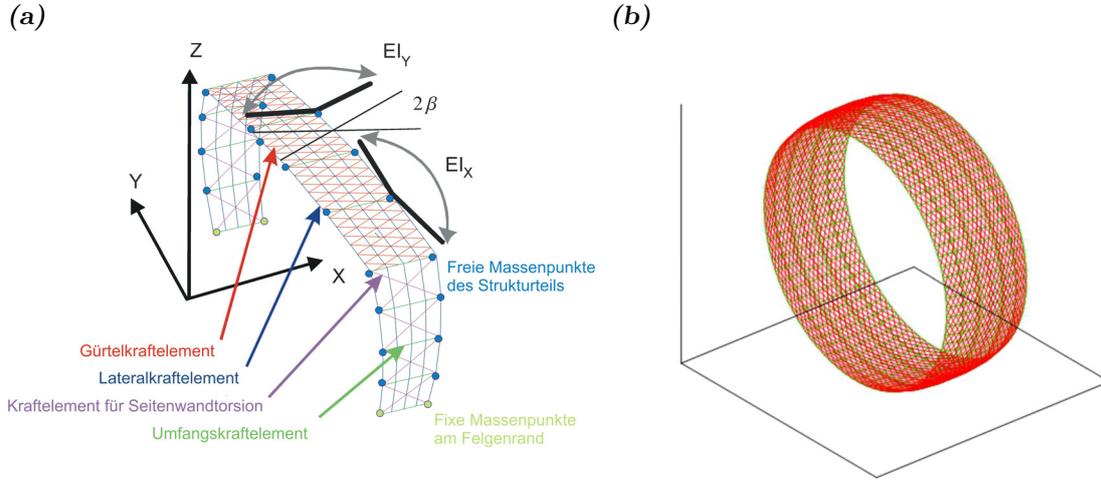
Zur Bestimmung der resultierenden Kräfte und Momente leitet der Solver zunächst aus der Anordnung von Feder-Dämpfer-Elementen und Starrkörpern das zugehörige Differentialgleichungssystem ab, welches die Kinematik des Reifens in alle Raumrichtungen beschreibt. Durch die Lösung des Systems können alle Kraft- und Momentkomponenten auf die Felge bestimmt werden.

Der große Vorteil des Modells besteht darin, dass sich ein großes Spektrum an verschiedenen Fahrmanövern abbilden lässt. Neben der Überfahrt von Schwellen und Bodenebenheiten lassen sich ebenso hochfrequente Rollvorgänge beschreiben, wodurch Aufschlüsse über Eigenfrequenzen und Akustik gewonnen werden können. Hierbei besitzt das Modell eine Gültigkeit bis zu einer Frequenz von 200 Hz. Durch die stetige Weiterentwicklung in den letzten Jahren, hat sich das FTire Modell als eines der führenden Reifenmodelle in der Fahrzeugsimulation etabliert. Über vordefinierte Schnittstellen wird die problemlose Einbindung des Modells in die üblichen MKS-Codes realisiert.

### **RMOD-K**

Bei dem RMOD-K Modell (Reifenmodell für Komfortuntersuchungen) handelt es sich ebenfalls um einen physikalischen Ansatz, welcher aus zwei separaten Teilen, dem Struktur- und Kontaktteil, besteht [Mac09]. Der Strukturteil ist hierbei für die Berechnung der Kräfte und Momente im Reifen zuständig, während über den Kontaktteil die Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn abgebildet wird. Durch eine kontinuierliche Kommunikation der beiden separaten Modelle werden die Informationen über Position, Geschwindigkeit und Kräfte ausgetauscht und zu einer einheitlichen Modellaussage zusammengefasst.

Der Aufbau des Strukturteils ist über eine Modellierungsmethode realisiert, welche auf Grundlage der Finiten-Elemente basiert [Mac09]. Der rotationssymmetrische Querschnitt des Strukturteils wird über Rebar-Elemente modelliert. Diese Elemente besitzen die Eigenschaft, durch zusätzlich eingebettete Elemente (sog. Kraftkoppellemente) herkömmliche Schalenelemente zu verstärken und somit eine richtungsabhängige Steifigkeit zuzuweisen. Die Knoten der Rebar-Elemente (auch Massenpunkte genannt) sind durch die Kraftkoppellemente verbunden und somit in der Lage Lateral-, Umfangs- und Torsionskräfte aufzunehmen. Der strukturelle Aufbau des flexiblen Querschnittes ist in Abbildung 2.7(a), mit der Beschreibung der separaten Kraftelementen, dargestellt. Durch die Kombination von mehreren Lagen kann das Reifenverhalten so detailgetreu abgebildet werden. In Abbildung 2.7(b) ist das vollständige Netz mit den zugehörigen Kraftelementen zur Modellierung des Gürtelbereiches eines Radialreifens dargestellt.



**Abbildung 2.7:** Struktur des flexiblen RMOD-K-Reifenmodells nach [Oer07]

Die Kräfte auf den Reifen in  $x$ -,  $y$ - und  $z$ -Richtung werden durch Integration der auf die Knoten wirkenden Normal- bzw. Schubspannungen ermittelt. Somit wird die vertikale Radlast modellintern über die Beziehung

$$F_z(x) = \int_{A_C} \sigma_z dA = \int_{-b}^b \int_{-h}^h \sigma_0 \left(1 - \left(\frac{x}{h}\right)^2\right) dx dy \quad (2.12)$$

bestimmt.  $A_C$  stellt hierbei die Kontaktfläche des Reifens mit der Breite  $b$  und der Höhe  $h$  dar. Durch  $\sigma_0$  wird die Spannung im Koordinatenursprung und somit in der Mitte der Kontaktfläche gekennzeichnet. Die Umfangs- und Lateralkraft auf den Reifen ergibt sich aus:

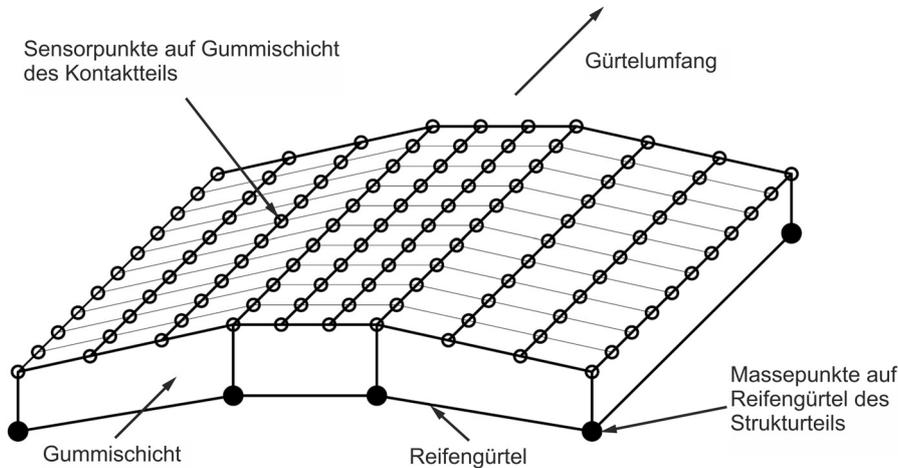
$$F_x(x) = \int_{A_C} \tau_x dA = \int_{-b}^b \int_{-h}^h c_x u(x) dx dy \quad (2.13)$$

$$F_y(x) = \int_{A_C} \tau_y dA = \int_{-b}^b \int_{-h}^h c_y v(x) dx dy. \quad (2.14)$$

Die Umfangs- und Lateralsteifigkeiten  $c_x$  bzw.  $c_y$  werden in Abhängigkeit der radialen Steifigkeit, der vertikalen Radlast sowie des Reifendruckes und des richtungsabhängigen Schlupfes ermittelt. Die Funktionen  $u(x)$  und  $v(x)$  beschreiben die Verformung in Abhängigkeit der Längskoordinate des Reifens. Für einen detaillierteren Einblick in die weiteren Berechnungsvorschriften des Modells sei auf [Oer11] verwiesen.

Die Interaktion zwischen Fahrbahn und Reifen wird über den Kontaktteil des Modells ermittelt. Der Kontakt wird durch ein zusätzliches Gummischichtmodell beschrieben, welches über dem Strukturteil angeordnet ist. Die Gummischicht ist durch eine Vielzahl von Sensorpunkten diskretisiert, welche dem Modell anzeigen, ob ein Kontakt zum Straßenmodell vorliegt. Der Aufbau der Gummischicht ist in Abbildung 2.8 dargestellt.

## 2 Stand der Forschung



**Abbildung 2.8:** Kontaktschicht des flexiblen RMOD-K- Reifenmodells nach [OF99]

Die Kontaktschicht ist über die Massenpunkte auf der Gürtelschicht mit dem Strukturteil verbunden, worüber die Kontaktkräfte in die Reifenstruktur eingeleitet werden. Zur Ermittlung dieser Kräfte wird zunächst bei jedem Rechenschritt der Vektor zwischen der Felgenmitte und der Straßenfunktion an den jeweiligen Sensorpunkten ermittelt. Mit Hilfe dieser Vektoren kann die Kontaktfläche des Reifens berechnet werden und somit darauf geschlossen werden, ob ein Sensorpunkt sich innerhalb dieser Fläche befindet. Über die geometrischen Abmessungen des Vektors kann auf die Einfederung und schließlich auf die Kontaktkraft geschlossen werden. Die genaue Beschreibung des Kontaktalgorithmus ist ebenfalls in [Oer11] enthalten.

Die erwähnten und oben zum Teil gezeigten Gleichungen werden durch einen modellinternen Solver des RMOD-K Modells gelöst [Mac09]. Der RMOD-K-Solver arbeitet unabhängig von dem MKS-Solver, wodurch deutlich geringere Schrittweiten möglich sind [OF99]. Der Solver des Reifenmodells berechnet wie oben beschrieben aus den Verformungen die Reifenkräfte und -momente, welche an ein definiertes Kraftelement (GForce) im MKS-Fahrzeugmodell übergeben werden.

Der große Vorteil dieses Modellansatzes besteht darin, dass die Auswirkungen von sehr kurzwelligen und somit hochfrequenten Bodenunebenheiten auf den Reifen beschrieben werden können. Zusätzlich lässt sich das Modell äußerst vielfältig einsetzen. Neben den angesprochenen Komfort- und Schwingungsuntersuchungen können ebenfalls fahrdynamische und strukturelle Berechnungen mit dem Modell durchgeführt werden. Die Bestimmung von Eigenmoden bis zu einer Frequenz von bis zu 300 Hz wäre somit ein Anwendungsbeispiel.

### SE-Reifenfunktion TYR501

OH stellt in seiner Arbeit [Oh18] die Entwicklung der Reifenfunktion TYR501 speziell für SE-Reifen vor, welche zur Abbildung der vertikal-dynamischen Reifeneigenschaften in Adams eingesetzt werden kann. Diese entwickelte Reifenfunktion wird über eine Reifendatei (in Adams *Tire Property File*), welche in Form eines ASCII-Codes vorliegt, in die Gesamtfahrzeugsimulation eingebunden. Neben der verwendeten Reifenfunktion beinhaltet die Reifendatei die Formulierung der geometrischen und mechanischen Reifenparameter.

Der physikalische Modellansatz besteht aus einer Verkettung von translatorischen und rotatorischen Feder-Dämpfer-Elementen, wodurch die flexible Gummischicht des Reifens beschrieben wird. Die Lauffläche ist über eine frei wählbare Anzahl an Kontaktelementen diskretisiert. Die Kontaktelemente sind mit der Felge sowie untereinander durch die angesprochenen Feder-Dämpfer-Elemente verbunden. Somit werden die radialen und tangentialen Steifigkeiten bzw. Dämpfungen des Reifens durch das Modell berücksichtigt. Da es sich hierbei jedoch um einen ebenen Ansatz handelt, können keine seitlichen Kraftkomponenten übertragen werden. Die Verschiebung bzw. die Rotation der Kontaktelemente aus der Ebene heraus ist somit nicht möglich. Die Beschreibung der Reibung zwischen den Kontaktelementen und der Fahrbahn wird über eine Kontaktformulierung realisiert.

Mit Hilfe des beschriebenen physikalischen Ansatzes bzw. aus der Kontaktformulierung werden die entsprechenden Gleichungen zur Bestimmung der Kontakt- sowie der Reifenkräfte aufgestellt und in der Reifenfunktion hinterlegt. Diese wird in den Programmiersprachen C und C++ formuliert und als DLL-Datei an die Reifendatei übergeben. Die dabei entstandenen Differentialgleichungssysteme werden durch interne Lösungsverfahren gelöst und die resultierenden Kräfte an Adams übergeben. Durch die Einbindung als Tire Property File ist eine einfache Integration des Modells in ein Gesamtfahrzeugmodell möglich. Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass durch die Formulierung in C/C++ und den damit verbundenen ausgelagerten Berechnungen, im Vergleich zu einer Adams internen Formulierung, deutlich kürzere Rechenzeiten resultieren.

### FE-Modelle

Trotz der Tatsache, dass in dieser Arbeit ein rechenzeitoptimiertes Modell zur Anwendung in der Gesamtfahrzeugsimulation vorgestellt wird, wird ein kurzer Überblick über bestehende FE-Modelle gezeigt. Diese numerischen Modelle werden hauptsächlich in der Reifenentwicklung zur detaillierten Beschreibung der mechanischen, thermischen und zeitabhängigen Reifeneigenschaften eingesetzt. Elementare Eigenschaften wie das Einfederverhalten können somit sehr detailliert vorhergesagt werden. Hieraus kann

## 2 Stand der Forschung

zusätzlich auf die Bodendruckverteilung geschlossen werden, welche ebenfalls eine elementare Eigenschaft bei der Reifenentwicklung darstellt [Lei15]. Somit lässt sich bereits in der Entwicklungsphase simulativ auf das Ziel einer möglichst großen Aufstandsfläche und geringe Spannungsspitzen in der Bodendruckverteilung eingehen. KORUNOVIC ET AL. zeigen in [KTS07a] das grundlegende Vorgehen zur Beschreibung der statischen Eigenschaften eines luftgefüllten Radialreifens. Des Weiteren können sehr effektiv die Eigenfrequenzen und Eigenmoden des Reifens analysiert werden, wodurch schon im frühen Entwicklungsstadium Resonanzeffekte minimiert werden können. TONG & JIN beschreiben in [TJ12] die Bestimmung der Eigenfrequenzen und stellen die ersten fünf Eigenmoden des Reifens dar, wodurch das Schwingungsverhalten charakterisiert wird. Diese Erkenntnisse können auf akustische Untersuchungen übertragen werden. GAUTERIN & ROPERS zeigen in ihrer Ausarbeitung [GR05] wie mit Hilfe eines modalen Finite-Elemente-Modells die Geräuschentwicklung in einem Fahrzeug bei verschiedenen Frequenzen untersucht werden kann.

GHOREISHY gibt in seiner Ausarbeitung [Gho08] einen sehr detaillierten Überblick über die Finite-Elemente-Modellierung rollender Reifen. Hierbei wird hauptsächlich auf die Berechnung der Temperaturentwicklung im Reifen und des Rollwiderstandes bei unterschiedlichen Bodenbelägen eingegangen. Eine besondere Herausforderung neben der Abbildung des komplexen und dynamischen Materialverhaltens, stellt die Formulierung des Rollkontaktes zwischen Reifen und Fahrbahn dar. Die Beschreibung dieser Problematik erfordert eine relativkinematische Betrachtungsweise der Bewegung. Durch die Einführung einer Zwischenkonfiguration, der sog. ALE<sup>3</sup>-Referenzkonfiguration kann die Rollbewegung des Reifens in eine reine Starrkörperbewegung und in eine Deformation relativ zur Zwischenkonfiguration zerlegt werden [Chi12]. NACKENHORST geht in seinen Ausarbeitungen [Nac92] und [Nac00] sehr detailliert auf die Formulierung dieser Konfiguration ein, um die Dynamik rollender Körper mit Hilfe der FEM zu beschreiben. Der große Vorteil dieser relativkinematischen Beschreibung liegt darin, dass die feine Diskretisierung des Netzes, welche für eine detaillierte Kontaktanalyse notwendig ist, lediglich auf den Kontaktbereich beschränkt werden [Nac00]. In kommerziellen FE-Solver wie Abaqus ist diese Formulierung standardmäßig als *ALE Adaptive Mesh* implementiert [Aba13].

Wie eingangs bereits angedeutet, nimmt die Beschreibung der mechanischen Eigenschaften durch geeignete Materialgesetze zusätzlich erheblichen Einfluss auf die Simulationsgüte. Um große Deformationen nahezu reversibel zu ertragen, werden bei der Modellierung von Elastomeren und technischen Gummiwerkstoffen hyperelastische Materialmodelle eingesetzt [Höf09]. Neben HÖFER [Höf09] haben sich MIDDENDORF [Mid02] und WINKELMANN [Win97] sehr detailliert mit der Materialmodellierung von Reifenwerkstoffen beschäftigt.

---

<sup>3</sup> *Arbitrary-Lagrangian-Eulerian* oder *Mixed-Lagrangian-Eulerian Formulierung*

## 3 Aufbau des Reifenmodells

In diesem Abschnitt wird der grundsätzliche theoretische Ansatz sowie die Umsetzung des Reifenmodells in dem MKS-Code Adams beschrieben. Bei der theoretischen Beschreibung werden die physikalischen Hintergründe erläutert und mit den Modellparametern in Verbindung gebracht. Wie oben bereits angesprochen liegt der Fokus der Modellierung auf der einfachen Implementierung in ein Gesamtfahrzeugmodell, sowie auf die Einhaltung von moderaten Rechenzeiten des Modells. Um die Anforderung der einfachen Einbindung zu realisieren, wurde sich für einen Adams-internen Modellierungsansatz zur Abbildung der Vertikaldynamik entschieden. Die Querdynamik wird durch ein hinterlegtes Kennfeld berücksichtigt, welches ebenfalls direkt in Adams formuliert wird.

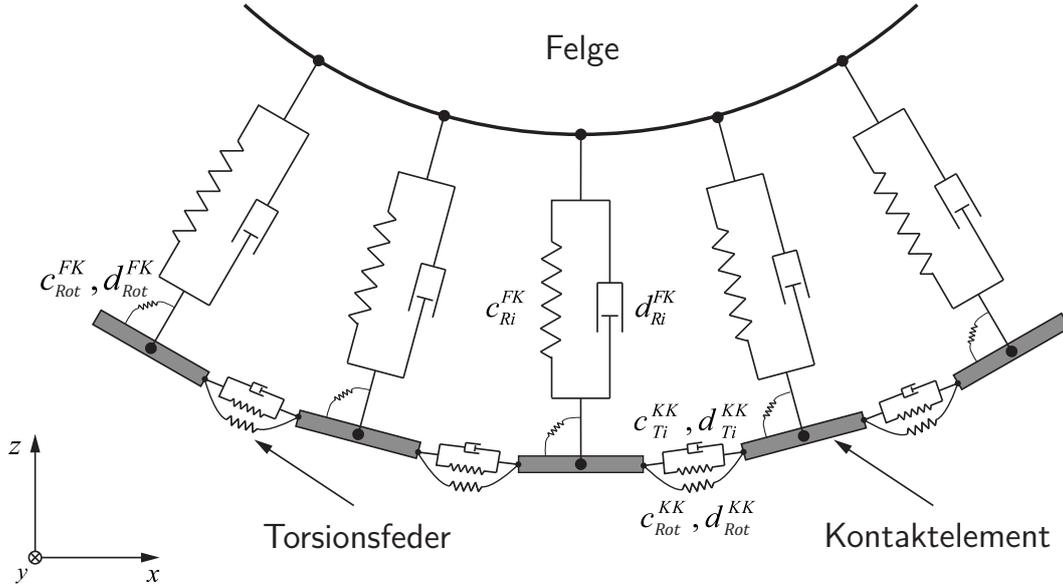
### 3.1 Modell für die Vertikaldynamik

Der gewählte Ansatz zur Modellierung des Reifens orientiert sich stark an dem oben beschriebenen FTire Modell bzw. an dem verwendeten Ansatz der Reifenfunktion TYR501 von OH. Die flexible Gummischicht wird über die Anordnung von translatorischen, sowie rotatorischen Feder-Dämpfer-Elementen, in radialer und tangentialer Richtung abgebildet. Die Lauffläche des Reifens wird über eine Verkettung von Starrkörpern, den sog. Kontaktelementen, modelliert. Die Verbindung zwischen den einzelnen Elementen, sowie die Verbindung zur Felge, wird über die angesprochenen Feder-Dämpfer-Elemente hergestellt. Der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn wird über eine Kontaktbedingung zwischen den Kontaktelementen und der Straßengeometrie hergestellt. Somit kann ein kontinuierlicher Rollkontakt abgebildet werden, wodurch das vertikaldynamische Reifenverhalten bei der Überfahrt von Schwellen und Bodenunebenheiten untersucht werden kann. Die geometrischen Abmessungen des Reifens lassen sich durch die Lage der Kontaktelemente zur Felge bzw. durch die Größe der Elemente variieren. Der Detaillierungsgrad kann hierbei durch die Anzahl der Kontaktelemente  $N$  frei gewählt werden. Die Elementanzahl darf jedoch einen gewissen Wert nicht unterschreiten, da sonst ein flüssiger Rollvorgang nicht mehr abgebildet werden kann.

Der schematische Aufbau des Modells ist in Abbildung 3.1 abgebildet. Zusätzlich sind in der Darstellung die zugehörigen Parameter eingetragen, welche das mechanische Verhalten des Reifens bestimmen. Das vertikaldynamische Reifenverhalten wird in er-

### 3 Aufbau des Reifenmodells

ster Linie durch die radial angeordneten Feder-Dämpfer-Elemente und somit durch die Parameter  $c_{Ri}^{FK}$  und  $d_{Ri}^{FK}$  charakterisiert. Die tangential angeordneten Torsionsfedern bzw. -dämpfer  $c_{Rot}^{FK}$  bzw.  $d_{Rot}^{FK}$  sorgen dafür, dass der Reifen das Antriebs- sowie das Bremsmoment auf die Fahrbahn übertragen kann. Durch die tangential angeordneten translatorischen bzw. rotatorischen Feder-Dämpfer-Elemente  $c_{Ti}^{KK}$ ,  $d_{Ti}^{KK}$  bzw.  $c_{Rot}^{KK}$ ,  $d_{Rot}^{KK}$  zwischen den Kontaktelementen kommt es zur richtigen Abbildung der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn.



**Abbildung 3.1:** Schematischer Aufbau des Modellansatzes mit den zugehörigen mechanischen Parametern

Wie bereits angedeutet, wird die Kraftentwicklung und somit das Schwingungsverhalten des Reifens in vertikaler Richtung durch die radial angeordneten Feder-Dämpfer bestimmt. Die vertikale Kraftkomponente auf den Reifen kann somit in guter Näherung durch den folgenden Ausdruck beschrieben werden:

$$F_z = \sum_{i=1}^n F_{z,i} = \sum_{i=1}^n F_{d,i} + F_{c,i}, \quad (3.1)$$

wobei  $n$  die Anzahl der Kontaktelemente ist, welche mit der Fahrbahn interagieren und  $s_i^r$  die radiale Verschiebung des Elementes darstellt. Ausgeschrieben ergibt sich daraus:

$$F_z = \sum_{i=1}^n d_{Ri}^{FK} \dot{s}_i^r + c_{Ri}^{FK} s_i^r. \quad (3.2)$$

Diese Gleichung kann in die globalen Reifenkoordinaten überführt werden. Hierfür muss jedoch zuvor der Winkel  $\theta$  eingeführt werden, der den Winkel zwischen dem Kontaktelement  $i$  und dem festen Koordinatensystem angibt. Daraus ergibt sich folgender

### 3 Aufbau des Reifenmodells

Zusammenhang für die Radlast:

$$F_z = \sum_{i=1}^n d_{Ri}^{FK} \dot{z}_i \cos(\theta_i) + c_{Ri}^{FK} z_i \cos(\theta_i). \quad (3.3)$$

Somit wird die Radlast durch die äußeren Einflüsse der Einfederung sowie der Einfederungsgeschwindigkeit beeinflusst.

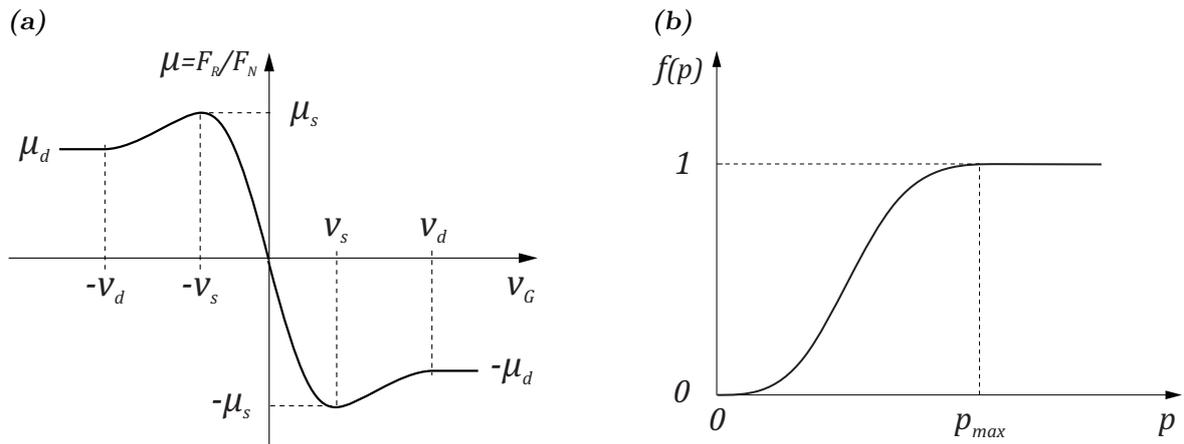
Neben den vertikal auftretenden Kräften, wirken auf die Kontaktelemente eine Umfangskomponente, welche sich durch folgende Beziehung angeben lässt:

$$|F_{xi}| = d_{Ti}^{KK} \dot{s}_i^{u,r} + c_{Ti}^{KK} s_i^{u,r} + d_{Ti}^{KK} \dot{s}_i^{u,l} + c_{Ti}^{KK} s_i^{u,l}. \quad (3.4)$$

Bei  $s_i^{u,r}$ ,  $s_i^{u,l}$  bzw.  $\dot{s}_i^{u,r}$ ,  $\dot{s}_i^{u,l}$  handelt es sich dabei um die Verschiebungen bzw. um die Geschwindigkeiten in Umfangsrichtung eines Kontaktelementes, jeweils in rechter und linker Richtung. Durch die Summation der Kontaktelemente ergibt sich die Umfangskraft auf den Reifen:

$$|F_x| = \sum_{i=1}^n d_{Ti}^{KK} (\dot{s}_i^{u,r} + \dot{s}_i^{u,l}) + c_{Ti}^{KK} (s_i^{u,r} + s_i^{u,l}). \quad (3.5)$$

Diese Umfangskraft wirkt der Reibkraft, welche zwischen Fahrbahn und Kontaktelementen auftritt, entgegen. Die in Adams implementierte Kontaktbedingung beschreibt die Reibungseffekte zweier Körper nach dem Coulombschen Reibgesetz. Der Reibkoeffizient  $\mu$  wird hierbei in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit  $V_G$  berücksichtigt, so dass die Reduzierung des Reibwertes bei dem Übergang von Haften zu Gleiten ermöglicht wird (s. Abbildung 3.2(a)). Somit wird die Reibkraft stets unter Berücksichtigung des vorliegenden Reibzustandes gebildet.



**Abbildung 3.2:** Berücksichtigung der unterschiedlichen Reibkoeffizienten für Haften  $\mu_s$  und Gleiten  $\mu_d$  (a); Adams STEP-Funktion (b)

### 3 Aufbau des Reifenmodells

Die Reibkraft  $F_R$  wird somit bestimmt durch:

$$|F_R| = \mu(V_G) F_N. \quad (3.6)$$

Die beim Kontakt auftretende Normalkraft  $F_N$  wird programmintern durch spezielle Kontaktalgorithmen ermittelt. Hierbei wird über geometrische Zusammenhänge die Berührung bzw. die Durchdringung von Konturen ermittelt und dadurch der Kontakt zwischen den zugehörigen Körpern detektiert. Mit dem errechneten Durchdringungsmaß  $p$  und dessen zeitlichen Ableitung  $\dot{p}$  wird durch geeignete Ansätze auf die Normalkraft geschlossen. Ein einfache Näherung zur Beschreibung der Kontaktkraft lässt sich über ein einseitig wirkendes lineares Feder-Dämpfer-Element mit der Kontaktsteifigkeit  $c_{contact}$  und der Kontaktdämpfung  $d_{contact}$  formulieren. Daraus ergibt sich für die Normalkraft:

$$F_N = 0 \quad \text{für } p < 0 \quad \text{und} \quad F_N = d_{contact} \dot{p} + c_{contact} p \quad \text{für } p \geq 0. \quad (3.7)$$

Diese Lösung sorgt jedoch beim schnellen „Ausfedern“ bzw. hohen Auftreffgeschwindigkeiten der Kontaktkörper zu unrealistischen Ergebnissen, was den meisten numerischen Solvern Probleme bereitet [RS14].

In Adams ist die Berechnung der Normalkraft über die sog. IMPACT-Funktion realisiert. Diese wird aktiviert, wenn die Durchdringung einen zuvor definierten Wert übersteigt. Der Charakter dieser Funktion ist in Gl. 3.8 dargestellt.

$$F_N = \begin{cases} 0 & \text{für } p < 0 \\ c_{contact} p^e + d_{contact}^{max} STEP(p, 0, 0, p_{max}, 1) \dot{p} & \text{für } p \geq 0 \end{cases} \quad (3.8)$$

Bei dieser Formulierung wird sowohl der elastische sowie der dissipative Kraftanteil durch eine nichtlineare, wegabhängige Funktion beschrieben. Der elastische Kraftanteil wird hierbei durch den Kraftexponenten  $e$  beeinflusst. Durch die STEP-Funktion (s. Abbildung 3.2(b)) wird festgelegt, bei welcher maximalen Durchdringung der Körper, die Kontaktdämpfung ihren Maximalwert erreicht. Zusätzlich wird durch den stetigen Funktionsverlauf, welcher bei  $s = 0$  und  $s = p_{max}$  keine Steigung besitzt, sichergestellt, dass hohe Aufprallgeschwindigkeiten sicher abgebildet werden können [RS14].

Neben den beschriebenen Kräften kommt es zusätzlich aufgrund der Torsionssteifigkeiten und -dämpfungen zu einer Momentenbelastung der Kontaktelemente. Die rotatorische Steifigkeit und Dämpfung zwischen den Kontaktelementen und der Felge rufen hierbei eine Momentenbelastung in Umfangsrichtung hervor. Diese kann somit beschrieben werden durch:

$$M_y = \sum_{i=1}^n d_{Rot}^{FK} \dot{\theta}_i + c_{Rot}^{FK} \theta_i. \quad (3.9)$$

Wie oben bereits erwähnt, stellt  $\theta$  den Winkel zwischen dem Koordinatensystem des

### 3 Aufbau des Reifenmodells

Kontaktelementes und der Felge um die y-Achse dar. Durch die Torsionssteifigkeiten und -dämpfungen, welche zwischen den einzelnen Kontaktelementen angeordnet sind, wird ein Verkippen der Elemente um die x-Achse verhindert. Das Moment auf die Elemente, welches sich dadurch einstellt, wird durch folgenden Ausdruck charakterisiert:

$$M_x = \sum_{i=1}^n d_{Rot}^{KK} \dot{\varphi}_{i,i+1} + c_{Rot}^{KK} \varphi_{i,i+1}. \quad (3.10)$$

Hierbei stellt  $\varphi$  den Winkel um die x-Achse zwischen dem Koordinatensystem eines Kontaktelementes bezogen auf das des folgenden Elementes dar. Da die Querkräfte über ein kennfeldbasiertes Modell in den Reifen eingeleitet werden, ist die Verdrehung der Kontaktelemente um die x-Achse relativ zur Felge gesperrt.

Aus den Differentialgleichungssystemen der beschriebenen Kräfte und Momente wird die Gesamtbelastung auf den Reifen ermittelt. In Adams stehen zur Lösung dieser Gleichungssysteme mehrere Methoden bzw. Solver zur Verfügung. Eine sehr verbreitete und sich gerade bei Kontaktproblemen bewährte Methode stellt die *Hilber-Hughes-Taylor* (HHT) Methode dar [NROS07].

## 3.2 Umsetzung des Modells in MSC Adams

Wie bereits eingangs angesprochen, wird das Modell zur Verwendung in der MKS-Software MSC Adams [MSC14] vorgesehen. Adams gehört zu einen der verbreitetsten MKS-Codes und wird daher in der Fahrzeugtechnik sehr umfassend eingesetzt. Das Modell stellt ein eigenständiges MKS-Modell dar und bildet somit eine Art Untermodell in dem MKS-Gesamtfahrzeugmodell. Durch die einheitliche Verwendung von Adams für das Reifen- und das Fahrzeugmodell ist zum einen die Einbindung sehr einfach zu handhaben und zum anderen kann eine zuverlässige Kommunikation gewährleistet werden.

Um den Aufbau des Modells so wenig zeitintensiv wie möglich zu gestalten, wird die Struktur durch eine in Adams/View eingebundene Programmiersprache<sup>1</sup> erzeugt [MSC16]. Hierfür wird eine in dieser Sprache geschriebene Command Datei (.cmd) über einen File Import in die Adams/View Umgebung eingebunden. Somit entfällt für den Anwender der aufwändige Modellierungsprozess. Die geometrischen sowie mechanischen Modellparameter sind hierbei variabel deklariert und können in der Adams Umgebung dynamisch angepasst werden. Die Modellparameter sind in Tabelle 3.1 mit der zugehörigen Beschreibung sowie Einheit aufgeführt. Über die geometrischen Parameter werden in erster Linie die Abmessungen des Reifens bzw. der Felge festgelegt. Darüber hinaus wird durch die Variable *KE* die Anzahl der Kontaktelemente definiert, mit der die Lauffläche des Reifens diskretisiert wird. Die mechanischen Parameter beinhalten

---

<sup>1</sup>Adams/View Command Language

### 3 Aufbau des Reifenmodells

neben den angesprochenen Steifigkeiten und Dämpfungen des Reifens die Parameter zur Beschreibung der Kontakteigenschaften. Die Parameter werden ebenfalls über das Einlesen einer Command Datei in der Modellumgebung erzeugt.

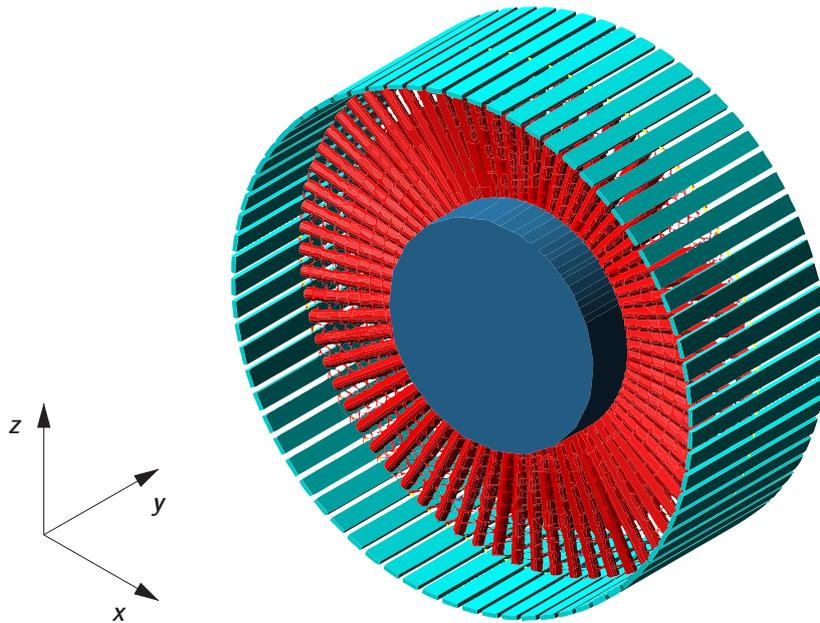
**Tabelle 3.1:** Beschreibung der Modellparameter

<b>Variable</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Einheit</b>
<b>Geometrische Parameter</b>		
$R_{Reifen}$	Reifenradius	$mm$
$R_{Felge}$	Felgenradius	$mm$
$B_{Reifen}$	Reifenbreite	$mm$
$B_{Felge}$	Felgenbreite	$mm$
$KE$	Anzahl der Kontaktelemente	–
$h_{KE}$	Höhe eines Kontaktelementes	$mm$
$b_{KE}$	Breite eines Kontaktelementes	$mm$
<b>Mechanische Parameter</b>		
$c_{radial}$	Radiale Steifigkeit	$N/mm$
$d_{radial}$	Radiale Dämpfung	$Ns/mm$
$c_{umfang}$	Tangentiale Steifigkeit	$N/mm$
$d_{umfang}$	Tangentiale Dämpfung	$Ns/mm$
$ct_{Felge,KE}$	Umfangsteifigkeit	$Nmm/^\circ$
$dt_{Felge,KE}$	umfangsdämpfung	$Nmm\ s/^\circ$
$ct_{umfang}$	Tangentiale Torsionssteifigkeit	$Nmm/^\circ$
$dt_{umfang}$	Tangentiale Torsionsdämpfung	$Nmm\ s/^\circ$
<b>Kontaktparameter</b>		
$c_{contact}$	Kontaktsteifigkeit	$N/mm$
$d_{contact}$	Kontaktdämpfung	$N/mm$
$d_{max}$	Maximale Kontaktdurchdringung	$mm$
$e$	Kontaktkraftexponent	–
$\mu_s$	Haftreibbeiwert	–
$\mu_d$	Gleitreibbeiwert	–
$V_s$	Haftreibgeschwindigkeit	$mm/s$
$V_d$	Gleitreibgeschwindigkeit	$mm/s$

Das in Adams/View erstellte Modell ist in Abbildung 3.3 exemplarisch mit 72 Kontaktelementen dargestellt. Die Kontaktelemente sind durch herkömmliche quaderförmige Starrkörper (in Adams *Rigid Bodies*) modelliert. Die Abmessungen sind ebenfalls variabel gestaltbar (s. Tabelle 3.1). Der mittige Zylinder ist ein stark idealisiertes Abbild der Felge und dient lediglich zur besseren Anbindung an die Fahrzeugachse und somit

### 3 Aufbau des Reifenmodells

zur Übertragung der Reifenkräfte bzw. -momente. Auf dem Rand der Felge befindet sich pro Kontaktelement ein Marker<sup>2</sup>, welcher orthogonal zum Ursprungsmarker des jeweiligen Elementes ausgerichtet ist. Die Verbindung zwischen den Kontaktelementen und der Felge wird über eine Zwangsbedingung (in Adams *Constraint*) hergestellt, welche die Rotation in x- und in z-Richtung sowie die Translation in y-Richtung sperrt. Die nicht eingeschränkten translatorischen bzw. rotatorischen Bewegungen werden durch die angeordneten Feder-Dämpfer-Elemente charakterisiert.



**Abbildung 3.3:** MKS-Reifenmodell dargestellt in Adams/View mit zugehörigen Koordinatensystem

Die Steifigkeit bzw. die Dämpfung der Feder-Dämpfer-Elemente können in linearer oder in nichtlinearer Form definiert werden. Bei einem linearen Verhalten wird die Steifigkeit bzw. Dämpfung lediglich über die oben angesprochenen Parameter charakterisiert und bleibt in Abhängigkeit der Verformung, sowie der Verformungsgeschwindigkeit, konstant. In Adams besteht jedoch die Möglichkeit den Elementen ein nichtlineares Verhalten zuzuweisen. Hierbei wird das Feder- bzw. das Dämpferverhalten über einen hinterlegten Spline beschrieben. Durch den Spline kann der nichtlineare Zusammenhang zwischen Federkraft und Verformung bzw. Dämpferkraft und Verformungsgeschwindigkeit berücksichtigt werden. Auf die weg- bzw. geschwindigkeitsabhängigen Eigenschaften wird im Verlauf des nächsten Abschnittes noch im Detail eingegangen.

Um den Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn herzustellen, muss zwischen den Kontaktelementen und der Fahrbahn eine Kontaktformulierung erstellt werden. Diese lässt sich ebenfalls über eine geschriebene Command Datei durch den Anwender automatisiert erzeugen.

<sup>2</sup>Bezeichnung eines lokalen Koordinatensystems in Adams

Durch den automatisierten Aufbau des Modells, sowie der Formulierung der Randbedingungen, wird die Forderung nach einer einfachen Implementierung erfüllt. Die parametrische Struktur lässt eine einfache Modifizierung des Modellaufbaus zu, so dass sich der Wechsel zwischen verschiedenen Reifentypen problemlos gestalten lässt.

## 3.3 Modell zur Beschreibung der Querdynamik

Wie bereits eingangs erwähnt, basiert das in dieser Arbeit verwendete querdynamische Modell auf einem kennfeldbasierten Ansatz, welcher auf Grundlage von analytischen Gleichungen die Querkraft  $F_y$  in Abhängigkeit von der Radlast  $F_z$  und des Schräglaufwinkels  $\alpha$  bestimmt. Das Modell wurde am MTL in seiner ursprünglichen Form von BUSCH mit Hilfe von künstlichen neuronalen Netzen zur Durchführung von fahrdynamischen Untersuchungen aufgebaut und in [Bus15] vorgestellt. Dieser Ansatz bringt jedoch die typischen Nachteile eines neuronalen Netzes mit sich, welche die aufwändige Erstellung umfangreicher Trainingsdaten, sowie die teilweise nicht vollkommen nachvollziehbaren, modellinternen Entscheidungen darstellen. Somit können physikalische Zusammenhänge häufig nur begrenzt erklärt werden. Zusätzlich stellt die Implementierung einen vergleichsweise hohen Aufwand dar. Aufgrund dessen ist ebenfalls am MTL in einem Folgeprojekt ein empirischer Ansatz entwickelt und in [SKB16a] vorgestellt worden, wodurch eine deutlich einfachere Handhabung realisiert werden konnte.

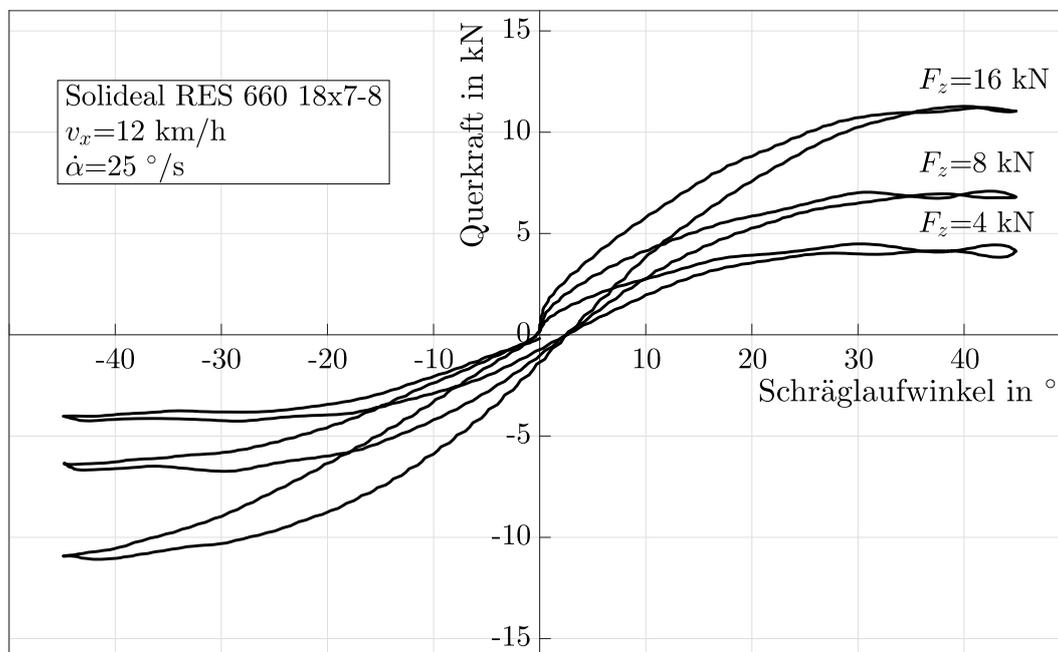


Abbildung 3.4: Querkraftverlauf eines SE-Reifens am Beispiel des Solideal RES 660 18x7-8

### 3 Aufbau des Reifenmodells

Durch den vorliegenden mathematischen Ansatz, kann durch Variation der Modellparameter auf das querdynamische Verhalten von verschiedenen Reifentypen geschlossen werden. In Abbildung 3.4 ist exemplarisch der Verlauf der Querkraft in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels und der Radlast eines SE-Reifens abgebildet. Hierbei ist deutlich zu erkennen, dass beide Parameter einen erheblichen Einfluss auf die Querdynamik besitzen. Wie stark sich die Hysterese in dem Verlauf ausbildet, wird durch die Schräglaufrate  $\dot{\alpha}$  bestimmt. Bei langsamen Lenkvorgängen kommt es somit zu einem stationären Verhalten, bei dem keine Hysterese entsteht und der Graph somit durch den Ursprung verläuft. Dieser ursprungssymmetrische, degressive Kurvenverlauf lässt sich qualitativ durch eine Tangens hyperbolicus Funktion charakterisieren. Durch das Funktionsargument wird die Steigung im Bereich des Ursprunges beeinflusst. Das Argument muss somit eine Abhängigkeit von den Schräglaufwinkel sowie der Radlast aufweisen. Diese Überlegungen führen zum folgenden Ausdruck, für die stationäre Reifenkennlinie:

$$F_{y,stat} = F_z \mu \tanh\left(\frac{\alpha}{k_\alpha + k_{F2} F_z}\right) \quad (3.11)$$

Durch  $\mu$  wird der seitliche Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn beschrieben. Mit den Modellparametern  $k_\alpha$  und  $k_{F2}$  kann der Querkraftverlauf beeinflusst werden und somit an die reifenspezifischen Messkurven angepasst werden. Die lineare Abhängigkeit des seitlichen Reibwertes von der Radlast, so wie es BUSCH vorschlägt, besitzt lediglich bei geringen Radlasten Gültigkeit. Eine deutlich bessere Approximation über das gesamte Radlastspektrum lässt sich durch eine Exponentialfunktion erzielen. Dieser Zusammenhang konnte ebenfalls durch MOLDENHAUER in [Mol10] und AMMON ET. AL in [AGMU04] gezeigt werden. Durch diese Anpassung ergibt sich das Modell wie folgt:

$$F_{y,stat} = F_z \mu_B e^{\left(-\frac{F_z}{k_{F1}}\right)} \tanh\left(\frac{\alpha}{k_\alpha + k_{F2} F_z}\right) \quad (3.12)$$

Der Wert  $\mu_B$  stellt hierbei den Anfangswert der abklingenden Exponentialfunktion dar und nimmt somit Einfluss auf die Reifen-Fahrbahn-Interaktion.

Das statische Modell weist eine hohe Stabilität und Genauigkeit auf. Jedoch besitzt es bei lediglich kleinen zeitlichen Änderungen der Querkraft seine Gültigkeit. Um somit hochdynamische Fahrmanöver wie z.B. einen L-Test abbilden zu können, müssen zusätzliche Überlegungen hinsichtlich des zeitlichen Verlaufes der Querkraft getroffen werden.

Wie bereits oben beschrieben und in Abbildung 3.4 deutlich zu erkennen treten bei hochdynamischen Lenkmanövern verstärkt Dämpfungseffekte auf, welche sich in Form einer Hysterese darstellen. Diese hängt neben der Schräglaufrate ebenfalls von der zeitlichen Änderung der Querkraft ab. Somit ist die Kenntnis über die zeitliche Kraftübertragung des Reifens von großer Bedeutung. In [Sch05] wird gezeigt, dass der zeitliche Kraftaufbau durch ein  $PT_1$ -Verhalten approximiert werden kann. Somit ergibt sich

### 3 Aufbau des Reifenmodells

folgender Zusammenhang zwischen der dynamischen und der stationären Querkraft:

$$T \dot{F}_{y,dyn} + F_{y,dyn} = F_{y,stat} \quad (3.13)$$

$T$  stellt hierbei die Zeitkonstante dar, welche für eine vorgegebene Fahrgeschwindigkeit  $v_x$  konstant ist und sich wie folgt bestimmen lässt:

$$T = k_d v_x^{-k_v} \quad (3.14)$$

Die Parameter  $k_d$  und  $k_v$  werden aus den Messdaten abgeschätzt und dienen demnach ebenfalls als Korrekturfaktoren.

In Abbildung 3.4 ist zu erkennen, dass der Kurvenverlauf der aufgenommenen Messdaten keine Symmetrie aufweist. Dieses richtungsabhängige Verhalten resultiert aus dem geometrischen Aufbau des Reifens bzw. der Felge. Um diese Richtungsabhängigkeit ebenfalls abbilden zu können, wird der Parameter  $k_r$  eingeführt, wodurch die Richtungsabhängigkeit der Querkraft berücksichtigt wird. Der Parameter wird durch den folgenden Ausdruck charakterisiert und weicht lediglich bei einer geringen Anzahl von Reifentypen stark von dem Wert eins ab:

$$k_r(F_{y,dyn}) = \begin{cases} 1 & \text{für } F_{y,dyn} < 0 \\ k_r & \text{für } F_{y,dyn} \geq 0 \end{cases} \quad (3.15)$$

Somit lässt sich zusammenfassend der Ausdruck für die Querkraft eines SE-Reifens wie folgt formulieren:

$$F_y = k_r(F_{y,dyn}) F_{y,dyn} \quad (3.16)$$

Wird diese Überlegung nun mit dem Ausdruck 3.13 zusammengefasst, ergibt sich die Gleichung:

$$k_r (T \dot{F}_{y,dyn} + F_{y,dyn}) = F_z \mu_B e^{\left(-\frac{F_z}{k_{F1}}\right)} \tanh\left(\frac{\alpha}{k_\alpha + k_{F2} F_z}\right) \quad (3.17)$$

Für zeitdiskrete Systeme mit einer Schrittweite  $\Delta t$  und Rückwärtsdifferenzenquotient kann das Modell in die folgende Schreibweise überführt werden:

$$F_{y,dyn_n} = \frac{1}{\frac{T}{\Delta t} + 1} \left[ \frac{1}{k_r} F_{y,stat_n} + \frac{T}{\Delta t} F_{y,dyn_{n-1}} \right] \quad (3.18)$$

Durch Einsetzen der Gleichung 3.12 ergibt sich der vollständige Ausdruck für die dynamische Querkraft des Reifens bezogen auf eine Schrittweite  $n$  zu:

$$F_{y,dyn_n} = \frac{1}{\frac{T}{\Delta t} + 1} \left[ \frac{1}{k_r} F_{z,n} \mu_B e^{\left(-\frac{F_{z,n}}{k_{F1}}\right)} \tanh\left(\frac{\alpha_n}{k_\alpha + k_{F2} F_{z,n}}\right) + \frac{T}{\Delta t} F_{y,dyn_{n-1}} \right] \quad (3.19)$$

Die freien Parameter des Modells werden durch einen Optimierungsalgorithmus aus experimentell ermittelten Messkurven generiert. Auf das genaue Vorgehen bei der Ermittlung sowie Auswertung der Messkurven wird im folgenden Abschnitt detailliert eingegangen.

Durch den einfachen Modellaufbau lässt sich das Modell relativ aufwandsarm in jegliche Software zur Mehrkörpersimulation einbinden. Aufgrund der analytischen Formulierung kommt das Modell mit vergleichsweise kurzen Rechenzeiten aus. Die Modellparameter werden ebenfalls als Variablen hinterlegt, so dass die Veränderung des Reifentyps innerhalb der Programmoberfläche vorgenommen werden kann.

## 3.4 Verschmelzung des vertikal- und querdynamischen Modells

Zur Verschmelzung der Modelle wird der analytische Ansatz des querdynamischen Modells in das Reifenmodell in Adams/View integriert. Dies wird ebenfalls durch Aufruf einer Command Datei realisiert. Die Datei erzeugt zunächst ein Element, welches sich stets mittig in der Aufstandsfläche des Reifens befindet. Die Position in z-Richtung wird in Abhängigkeit der Einfederung des Reifens formuliert, so dass es zur keiner Durchdringung der Straßengeometrie kommen kann. Zusätzlich ist durch eine Zwangsbedingung die Bewegung des Elementes relativ zur Felge in x- und y-Richtung gesperrt.

An dem Marker im geometrischen Schwerpunkt des Elementes greift ein Kraftvektor an, welcher zur Einleitung der Querkraft in den Reifen dient. Für die Ermittlung der Querkraft werden zwei Variablen deklariert (sog. *State Variables*), welche die Möglichkeit bieten eine Funktion in Abhängigkeit mehrerer Messungen zu definieren. Die Variablen beinhalten die oben beschriebenen Gleichungen für die stationäre und die dynamische Komponente der Querkraft, wodurch eine separate Betrachtung der Modellformen möglich ist. Durch die angesprochenen Messungen (in Adams *Function Measures*) werden die Radlast sowie der Schräglaufwinkel zu jedem Zeitpunkt der Simulation ermittelt und an die Variablen, bzw. an die hinterlegten Gleichungen, übergeben. Somit wird sichergestellt, dass die Querkraft stets in Abhängigkeit der momentanen Radlast bzw. des Schräglaufwinkels berechnet wird. Die Radlast wird in dem Drehgelenk zwischen Felge und Achse gemessen. Der Schräglaufwinkel beschreibt, wie eingangs bereits erläutert, den Winkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor und der x-Komponente dieses Vektors. Zur Ermittlung des Winkels werden die Geschwindigkeiten in x-Richtung der Felge sowie des Fahrzeugschwerpunktes gemessen und in Relation gesetzt. Die stationäre Querkraftkennlinie ist durch diese Informationen bereits vollständig definiert, wodurch die Anwendung des Modells bei Fahrmanövern, wo lediglich niedrige Schräglaufraten auftreten, zulässig ist. Durch die erwähnte Separierung des Modells kann bei diesen Fahrmanövern die dynamische Komponente deaktiviert werden, woraus eine Reduzierung der Rechenzeit resultiert.

### 3 Aufbau des Reifenmodells

Für die dynamische Betrachtung muss die zeitliche Änderung der Querkraft mit einbezogen werden. Diese wird wie oben beschrieben über ein  $PT_1$ -Verhalten berücksichtigt. In Adams steht die Funktion *Controls Toolkit* zur Verfügung, über die die Definition verschiedener Regelstrecken Möglich ist. Hierbei wird über einen *input block* die stationäre Querkraft eingelesen und an den *gain block* übergeben, in dem die Reglerverstärkung definiert wird. Die Verstärkung resultiert hierbei aus der Zeitkonstante, welche durch Gl. 3.14 bestimmt wird. Die Informationen aus dem *gain block* werden in einen *low-pass block* eingelesen. Aus diesem Block wird ein Array, welcher die zeitabhängige Querkraft beinhaltet, ausgelesen und an die Variable zur Bestimmung der dynamischen Querkraftkennlinie übergeben.

Das dynamische Modell führt im Vergleich zum stationären Modell zu deutlich komplexeren Rechenvorgängen. Die zur Bestimmung der zeitabhängigen Querkraft notwendige Differenzenbildung kann Singularitäten hervorrufen, welche zu einem Simulationsabbruch führen können. Zur Abhilfe dient hierbei die Anpassung der Iterationsschrittweite, wodurch sich ein erfolgreicher Simulationsdurchlauf in den meisten Fällen erzielen lässt. Wie bereits angedeutet kommt es aufgrund des erheblichen Rechenaufwandes zu deutlich längeren Rechenzeiten. Somit sollte das dynamische Modell lediglich dann eingesetzt werden, wenn es erforderlich ist.

Die Modellparameter werden ebenfalls über eine Command Datei in Adams/View eingelesen und als Variablen hinterlegt. Somit ist eine Anpassung des Modells hinsichtlich der reifenspezifischen Eigenschaften schnell umsetzbar. Das Modell ist ohne eine zusätzliche Subroutine einsetzbar, wodurch eine einfache Implementierung und Anpassung des Modells möglich ist. Da das Modell lediglich durch analytische Gleichungen beschrieben wird, kann es auch als Stand-Alone Version eingesetzt werden. Werden also ausschließlich fahrdynamische Untersuchungen angestrebt, bietet es sich an, das Modell entkoppelt von dem vertikaldynamischen Modell einzusetzen.

## 4 Identifikation der Modellparameter

Um die vorgestellten Modellansätze auf das reale Verhalten des Reifens anzupassen, gilt es die oben beschriebenen reifenspezifischen Parameter experimentell zu bestimmen. Hierfür werden zum einen Untersuchungen am stehenden Rad zur Parametrierung des vertikaldynamischen Modells und zum anderen am rollenden Rad zur Bestimmung der querdynamischen Modellparameter durchgeführt. Für diese Experimente stehen am MTL passende Prüfstände zur Verfügung. Mit einem modifizierten Hydropuls-Prüfstand lässt sich das quasistatische sowie das dynamische Verhalten des stehenden Rades analysieren. Zur Untersuchung der Eigenschaften des rollenden Rades liegt ein Trommelprüfstand vor, mit dem sich u.a. das querdynamische Reifenverhalten beschreiben lässt. Auf die detaillierte Beschreibung der Prüfstände sowie auf die Auswertung der Messergebnisse wird im Verlaufe dieses Abschnittes eingegangen.

Bei der Parameteridentifikation wird das Ziel verfolgt, durch möglichst einfache und einheitliche Versuche die Reifeneigenschaften zu bestimmen. Mit dem Hydropuls-Prüfstand werden Einfederungsversuche, zur Bestimmung der radialen Steifigkeits- und Dämpfungskomponenten in Abhängigkeit der Belastungsfrequenz sowie -amplitude und der Radlast, durchgeführt.

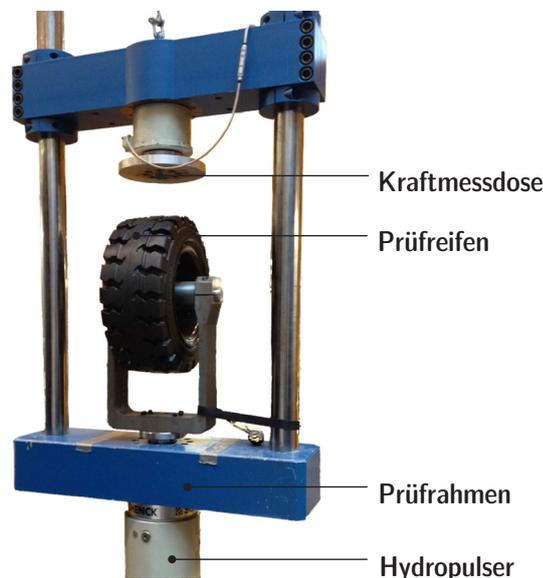
### 4.1 Experimentelle Untersuchungen am Hydropuls-Prüfstand

Zur Bestimmung der radialen Steifigkeit und Dämpfung des Reifens werden Untersuchungen am stehenden Rad durchgeführt. Hierfür kommt ein Hydropuls-Prüfstand zum Einsatz, welcher durch einen speziellen Aufbau die Aufnahme des Reifens ermöglicht. Es werden quasistatische sowie dynamische Versuche bei verschiedenen Belastungsarten untersucht, wodurch die größten Einflussfaktoren auf die Einfederung und somit auf das Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten ermittelt werden. Es werden drei unterschiedliche Reifentypen getestet und somit parametrieren. Zum einen der als Hinterrad fungierende Continental SC20 150/75-8 sowie das zugehörige Vorderrad SC20 200/50-10, welche als gängige Kombination für Fahrzeuge bis zu einer Tragfähigkeit von 2 t eingesetzt werden. Und zum anderen der als Vorder- und Hinterrad einsetzbare Solideal RES 660 18x7-8.

### 4.1.1 Versuchsaufbau

Der Aufbau des Prüfstandes ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Über dem servohydraulischen Prüfzylinder ist ein rahmenartiger Aufbau angebracht, wodurch der Reifen stets mittig auf eine Plattform am oberen Teil des Rahmens gedrückt wird. Der Reifen steht durch eine Achse mit einem gabelförmigen Aufbau in Verbindung, welcher wiederum fest an dem Prüfzylinder angebracht ist. Zwischen der Plattform und dem oberen Rahmenteil ist eine Kraftmessdose integriert, wodurch die Radlast bestimmt wird. Bei dem Zylinder handelt es sich um einen Gleichlaufzylinder, der einen Hub in positive, sowie negative Richtung erzeugen kann. Somit kann die Ein- und Ausfederung beschrieben werden. Die durchgehende Kolbenstange wird durch ein hydrostatisches Lager spielfrei gelagert, so dass es zu keinen Reibungserscheinungen kommen kann, welche das Ergebnis beeinflussen. Die Position der Kolbens wird durch einen integrierten Wegaufnehmer zu jedem Zeitpunkt registriert.

Das vorgegebene Kraft- oder Wegsignal kann in vielfältiger Art und Weise erzeugt werden. Neben einfachen Ein- und Ausfederversuchen zur Bestimmung der statischen bzw. quasistatischen Reifeneigenschaften, können verschiedene Schwingungsformen vorgegeben werden. Hierbei lassen sich die Belastungsfrequenz sowie -amplitude bei verschiedenen Vorlasten einstellen. Zusätzlich besteht die Möglichkeit individuelle Belastungszyklen zu definieren. Somit lassen sich z.B. Frequenz- oder Amplitudensweeps durchführen, was die Charakterisierung der dynamischen Eigenschaften erheblich erleichtert.



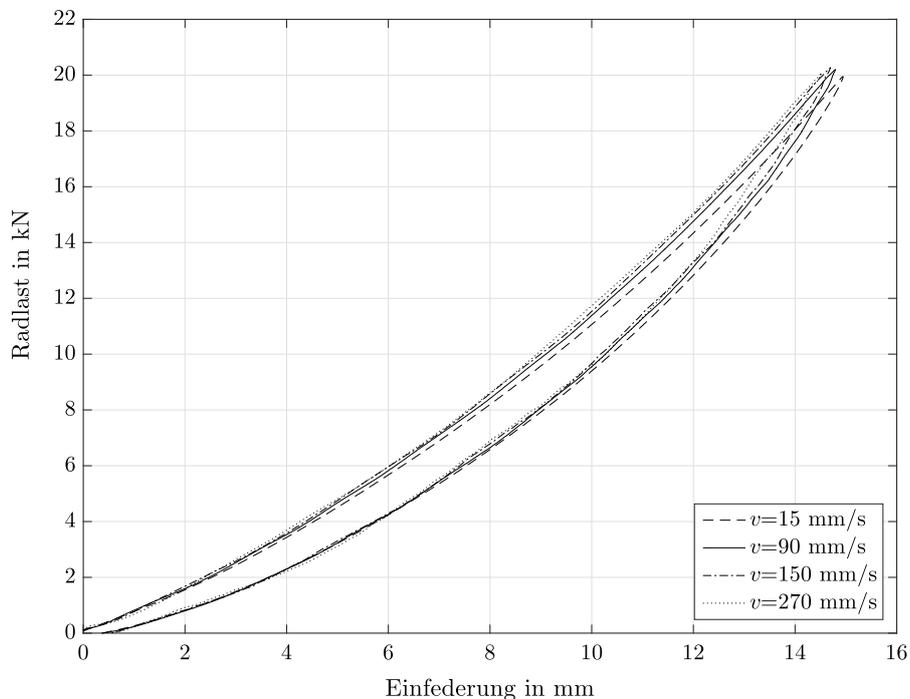
**Abbildung 4.1:** Hydropuls-Prüfstand zur Untersuchung des Einfederungsverhaltens

### 4.1.2 Messung der statischen Reifenkennlinie

Zur Bestimmung der statischen Steifigkeit des Reifens wird zunächst die statisch Reifenkennlinie aufgenommen. Hierbei wird der Reifen bei verschiedenen Einfederungsgeschwindigkeiten  $\dot{z}$  durch einen vorgegebenen Weg ein- und wieder ausgefedert und die resultierende Kraft gemessen. Aus dem ermittelten Kraft-Weg-Diagramm kann die Tangentensteigung bestimmt werden, welche die Steifigkeit des Reifens in Abhängigkeit der Einfederung darstellt. Aufgrund des nichtlinearen Kurvenverlaufs führt dies zu einer nichtlinearen Steifigkeit, welche durch die Ermittlung der Sekantensteigung nicht berücksichtigt werden würde.

Zusätzlich kann mit diesem Prüfzenario eine Auskunft über das Ausmaß der viskoelastischen Materialeigenschaften getroffen werden. Umso größer die Fläche ist, welche von der Ein- und Ausfederungskennlinie eingeschlossen wird, desto stärker sind die viskoelastischen Eigenschaften des Werkstoffes bzw. des Reifens. Diese können wiederum als ein Maß für die Dämpfung des Reifens aufgefasst werden. Ein rein elastisches Verhalten würde eine identische Kennlinie beim Ein- und Ausfedern und somit keine Hysterese hervorrufen.

In Abbildung 4.2 ist exemplarisch die Einfederungskennlinie des Continental SC20 150/75-8 bei verschiedenen Geschwindigkeiten abgebildet. Die maximale Geschwindigkeit wird hierbei in Anlehnung an die im realen Betrieb auftretenden Einfederungsgeschwindigkeiten gewählt. Diese werden durch eine MKS-Simulation ermittelt.



**Abbildung 4.2:** Einfederungskennlinie des Continental SC20 150/75-8 bei verschiedenen Einfederungsgeschwindigkeiten

Bei Betrachtung der Kennlinien lässt sich gut erkennen, dass der Einfluss der Einfederungsgeschwindigkeit sowohl auf die Steifigkeit als auch auf die Hysterese sehr gering ist. Es lässt sich lediglich eine leichte Erhöhung der Steifigkeit mit steigender Geschwindigkeit erkennen. Dies ist ein bei Elastomerwerkstoffen häufig zu beobachtendes Verhalten und lässt sich durch den molekularen Aufbau des Materials erklären. Dieses Verhalten wird sich bei der dynamischen Untersuchung des Reifens auch noch bestätigen.

Aus der Betrachtung der Hysterese kann bereits gedeutet werden, dass die dämpfende Eigenschaft des Reifens nicht besonders hoch ist. Für die Betrachtung der Dämpfung ist diese quasistatische Betrachtung jedoch nicht besonders aussagekräftig, da diese eine starke Abhängigkeit von der Frequenz aufweist, wodurch die Identifikation unter Anbetracht einer dynamischen Betrachtung erfolgt. Bei der dynamischen Untersuchung wird ein sinusförmiges Kraftsignal vorgegeben und kein Dreieckssignal, wodurch sich jedoch ein ähnliches Kraft-Weg-Verhältnis einstellt.

### 4.1.3 Untersuchung der dynamischen Einfederung

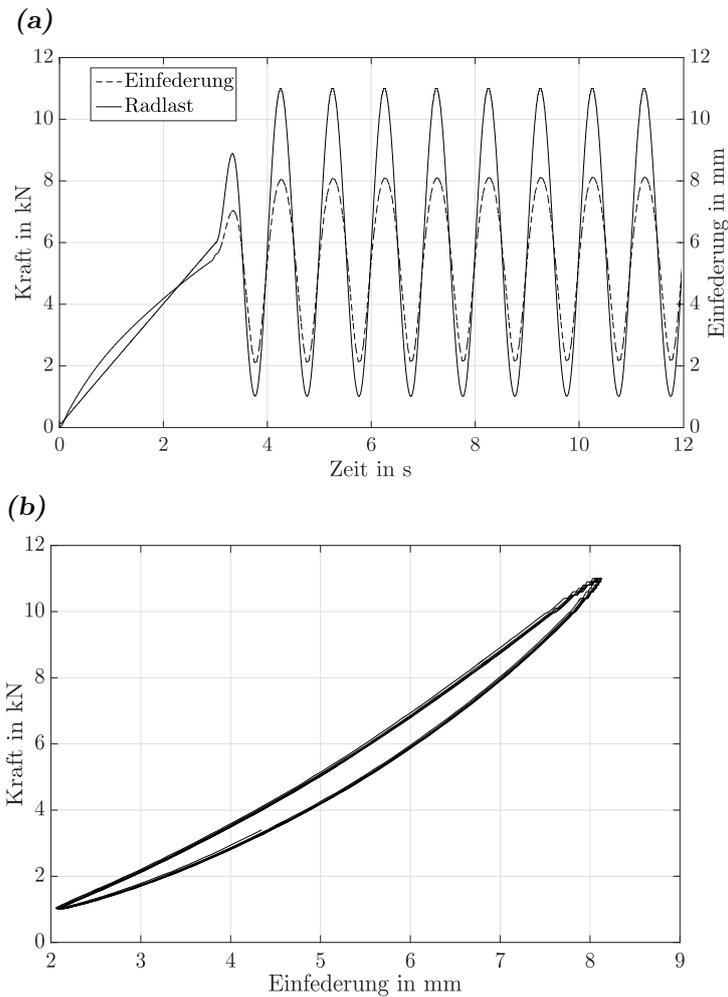
Zur Untersuchung des dynamischen Einfederungsverhaltens wird der Reifen durch ein zeitabhängiges Kraftsignal belastet und das resultierende Wegsignal aufgenommen. Die harmonische Kraftanregung lässt sich beschreiben durch

$$F(t) = F_m + A \sin(2\pi f t), \quad (4.1)$$

wobei  $F_m$  die mittlere Radlast darstellt und  $A$  die Amplitude. Durch  $f$  kann die Belastungsfrequenz variiert werden. Durch die Definition eines Frequenzsweeps in der Steuerungssoftware des Prüfstandes wird die Belastungsfrequenz stufenweise erhöht, so dass die dynamischen Eigenschaften in Abhängigkeit der Frequenz betrachtet werden können. In dieser Arbeit wird ein Frequenzspektrum von  $f = 1 - 10 \text{ Hz}$  betrachtet. Die Abbildung höherer Frequenzen stellt sich problematisch dar, da es zu einem Aufschwingen des Prüfstandes kommt, wodurch die Ergebnisse erheblich beeinflusst werden. Jedoch wird im Verlauf der Auswertung deutlich, dass sich durch eine Extrapolation der Ergebnisse sinnvolle Ergebnisse für höhere Frequenzen prognostizieren lassen. Die Mittellast sowie die Amplitude bleiben während eines Sweeps konstant und werden nach dem Durchlauf variiert. Die untersuchten Radlasten sind auf die im realen Betrieb auftretenden Werte angepasst. Für die Amplitude reale Werte abzuleiten stellt sich hierbei deutlich schwieriger dar, da sie von den Fahrbahngegebenheiten stark abhängig ist. Es werden Werte von  $A = 1 - 5 \text{ kN}$  gewählt, so dass eine Aussage über die Amplitudenabhängigkeit getroffen werden kann.

Durch dieses Messverfahren lassen sich die Steifigkeit und die Dämpfung in Abhängigkeit dieser drei Parameter bestimmen. Da es im realen Betrieb stets zur Variation der Fahrgeschwindigkeit und der Fahrzeugmasse kommt, ist die Kenntnis über den Einfluss der Frequenz sowie der Radlast auf das Reifenverhalten von großer Bedeutung.

## 4 Identifikation der Modellparameter



**Abbildung 4.3:** Vorgegebenes Kraft- und resultierendes Wegsignal bei  $F_m=6\text{ kN}$  und  $A=5\text{ kN}$  (a); Kraft-Weg-Hysteresese bei  $F_m=6\text{ kN}$  und  $A=5\text{ kN}$  (b)

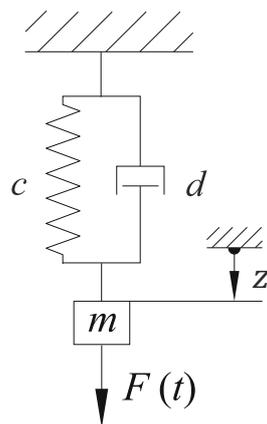
In Abbildung 4.3(a) sind exemplarisch das aufgenommene Kraft- und Wegsignal bei einer Frequenz von  $1\text{ Hz}$  dargestellt. Bei den Versuchen wird ein kraftgeregeltes Signal vorgegeben und die resultierende Einfederung gemessen. In diesem Fall beträgt die mittlere Radlast  $F_m = 6\text{ kN}$  und die Amplitude  $A = 5\text{ kN}$ . Bei genauer Betrachtung lässt sich erkennen, dass eine leichte Phasenverschiebung zwischen dem Kraft- und dem Wegsignal vorliegt. Dieses Phänomen führt zu einer Hystereseschleife im Kraft-Weg-Verlauf und ist ein typisches Merkmal bei viskoelastischen Werkstoffen. Bei einem rein elastischen Werkstoffverhalten wäre keine Phasenverschiebung und somit eine Hysteresese vorhanden. Der resultierende Kraftverlauf in Abhängigkeit der Einfederung zu den in Abbildung 4.3(a) gezeigten Messwerten ist in Abbildung 4.3(b) abgebildet. Die Fläche, welche die Kurve umschließt, ist die in Wärme umgesetzte dissipierte Energie des Materials. Diese Energiedissipation bewirkt eine Dämpfung der Schwingung und wird häufig als Strukturdämpfung bezeichnet.

## 4 Identifikation der Modellparameter

Bei der Gegenüberstellung der quasistatischen und der dynamischen Hysterese ist zu erkennen, dass die zyklische Belastung eine höhere Steifigkeit hervorruft. Diese dynamische Verhärtung des Materials ist eine charakteristische Eigenschaft für Elastomere. Zusätzlich kann eine Amplitudenabhängigkeit bei der Betrachtung der Hysteresen beobachtet werden. Dies wird im nächsten Abschnitt noch im Detail betrachtet.

### 4.1.4 Auswertung der Versuche

Für die Auswertung der dynamischen Einfederungsversuche wird der Aufbau des Hydropuls-Prüfstandes als Einmassenschwinger idealisiert, wie er in Abbildung 4.4 dargestellt ist. Das Koordinatensystem entspricht hierbei den zuvor gewählten Achsen, wodurch die  $z$ -Achse vertikal zum Reifen orientiert ist. Die Steifigkeit  $c$  sowie die Dämpfung  $d$  sind hierbei die gesuchten Größen, die durch die Bandage des Reifens charakterisiert werden.



**Abbildung 4.4:** Idealisierung des Prüfstandes als Einmassenschwinger

Die zugehörige Bewegungsgleichung zu diesem System lässt sich allgemein durch folgende Gleichung beschreiben:

$$F_e(t) = F_a(t) + F_d(t) + F_c(t) \quad (4.2)$$

Die einzelnen Kraftanteile aus Beschleunigung der Masse  $F_a(t)$ , Dämpfung  $F_d(t)$  und Steifigkeit  $F_c(t)$  können umgeschrieben werden, so dass ein direkter Bezug zu den gesuchten Reifeneigenschaften vorliegt.

$$F_e(t) = m \ddot{z}(t) + d \dot{z}(t) + c z(t) \quad (4.3)$$

Ziel ist es nun die gesuchten Parameter aus Gleichung 4.3 so zu bestimmen, dass ein

#### 4 Identifikation der Modellparameter

möglichst geringer Fehler zwischen der theoretischen Lösung und den Messwerten entsteht. Hierfür bietet sich die Methode der kleinsten Fehlerquadrate an, welche allgemein formuliert folgende Form besitzt:

$$e(\alpha, \beta) = \int_n^{n+1} [y - (\alpha + \beta z)]^2 \quad (4.4)$$

Für die hier exemplarisch mit  $\alpha$ ,  $\beta$  bezeichneten Parameter werden nun die Werte gesucht, welche den quadratischen Fehler zwischen Messwert und Theorie minimal werden lassen. Auf den oben aufgezeigten Fall übertragen ergibt sich somit folgender Ausdruck:

$$e(m, d, c) = \int_{t_n}^{t_{n+1}} [F_{Mess}(t) - F_e(t)]^2 dt \rightarrow \min \quad (4.5)$$

Das Minimum wird durch die Bildung der partiellen Ableitungen lokalisiert woraus sich die folgenden Zusammenhänge

$$\frac{\partial e}{\partial m} = 0 = -2 \int_{t_n}^{t_{n+1}} [F_{Mess}(t) - F_e(t)] \ddot{z} dt \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial e}{\partial d} = 0 = -2 \int_{t_n}^{t_{n+1}} [F_{Mess}(t) - F_e(t)] \dot{z} dt \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial e}{\partial c} = 0 = -2 \int_{t_n}^{t_{n+1}} [F_{Mess}(t) - F_e(t)] z dt \quad (4.8)$$

bzw.

$$0 = -2 \int_{t_n}^{t_{n+1}} [F_{Mess}(t) - m\ddot{z}(t) - d\dot{z}(t) - cz(t)] \ddot{z} dt \quad (4.9)$$

$$0 = -2 \int_{t_n}^{t_{n+1}} [F_{Mess}(t) - m\ddot{z}(t) - d\dot{z}(t) - cz(t)] \dot{z} dt \quad (4.10)$$

$$0 = -2 \int_{t_n}^{t_{n+1}} [F_{Mess}(t) - m\ddot{z}(t) - d\dot{z}(t) - cz(t)] z dt \quad (4.11)$$

ergeben. Diese Gleichungen lassen sich in ein lineares Gleichungssystem übertragen, woraus die fehlenden Parameter bestimmt werden können.

#### 4 Identifikation der Modellparameter

$$\begin{bmatrix} m \\ d \\ c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \int_{t_n}^{t_{n+1}} \ddot{z}z dt & \int_{t_n}^{t_{n+1}} \dot{z}z dt & \int_{t_n}^{t_{n+1}} z^2 dt \\ \int_{t_n}^{t_{n+1}} \ddot{z}\dot{z} dt & \int_{t_n}^{t_{n+1}} \dot{z}^2 dt & \int_{t_n}^{t_{n+1}} z\dot{z} dt \\ \int_{t_n}^{t_{n+1}} \ddot{z}^2 dt & \int_{t_n}^{t_{n+1}} \dot{z}\ddot{z} dt & \int_{t_n}^{t_{n+1}} z\ddot{z} dt \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \int_{t_n}^{t_{n+1}} F_{Mess}(t)z dt \\ \int_{t_n}^{t_{n+1}} F_{Mess}(t)\dot{z} dt \\ \int_{t_n}^{t_{n+1}} F_{Mess}(t)\ddot{z} dt \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

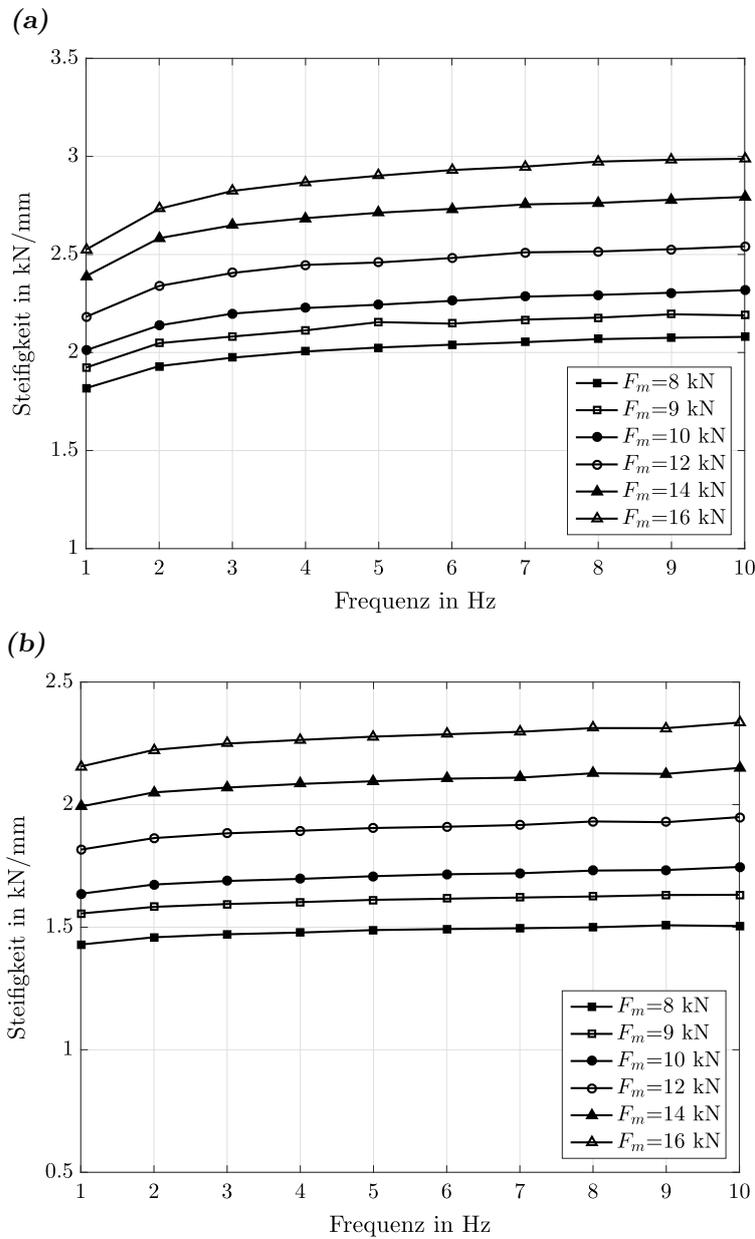
Die Auswertung der gemessenen Kraft- und Wegsignale wird über ein MATLAB-Skript realisiert. Als Ergebnis wird der Vektor aus Gl. 4.12 ausgegeben, welcher die schwingende Masse des Systems beinhaltet sowie die gesuchten Parameter der Steifigkeit und Dämpfung. Da die Massenkräfte jedoch keinen signifikanten Einfluss auf das Ergebnis haben, kann das Gleichungssystem auf die letzten beiden Zeilen reduziert werden. Dies führt zu einem deutlich geringeren Aufwand bei der Bildung der Inverse der Matrix. Diese Vereinfachung ist zulässig, da die Beschleunigungen aufgrund der kleinen Wege sehr gering sind. Trotz dessen kann über die Ausgabe der schwingenden Masse eine Aussage über die Plausibilität der Ergebnisse getroffen werden.

Nachfolgend sind die Ergebnisse der Auswertung exemplarisch für den Continental SC20 150/75-8 und den Solideal RES 660 18x7-8 dargestellt. Die Steifigkeit und die Dämpfung ist hierbei über die Belastungsfrequenz aufgetragen, wodurch dieser Einfluss besonders verdeutlicht wird.

In Abbildung 4.5 bzw. 4.6 ist der Verlauf der Steifigkeit in Abhängigkeit der Frequenz, Radlast und Amplitude der beiden angesprochenen Reifen abgebildet. Die Ergebnisse stammen aus Untersuchungen mit einer Amplitude von  $A=1 \text{ kN}$  (Abbildung 4.5(a) bzw. 4.6(a)) und  $A=5 \text{ kN}$  (Abbildung 4.5(b) bzw. 4.6(b)). Hierbei lässt sich neben der bereits angesprochenen dynamischen Versteifung des Reifens eine starke Radlastabhängigkeit entnehmen. Diese resultiert aus der verstärkten Kompression des Materials sowie aus der Vergrößerung des Latsches und konnte bereits bei den quasi-statischen Versuchen beobachtet werden.

Die Abhängigkeit der Steifigkeit von der Frequenz ist nicht so ausgeprägt wie von der Radlast, trotz dessen ist der Effekt sehr gut zu erkennen. Abgesehen von dem sehr niederfrequenten Bereich ist hier ein nahezu linearer Anstieg zu erkennen. Da dieser Bereich in der Praxis keine bedeutende Rolle spielt, lässt sich der Zusammenhang zwischen Steifigkeit und Frequenz auch im hochfrequenten Bereich sehr gut approximieren. Als Erklärung für dieses frequenz- bzw. geschwindigkeitsabhängige Verhalten wird häufig der Ab- und Aufbau schwacher physikalischer Wechselwirkungen bzw. das Abgleiten von Molekülketten auf mikroskopischer Ebene herangezogen.

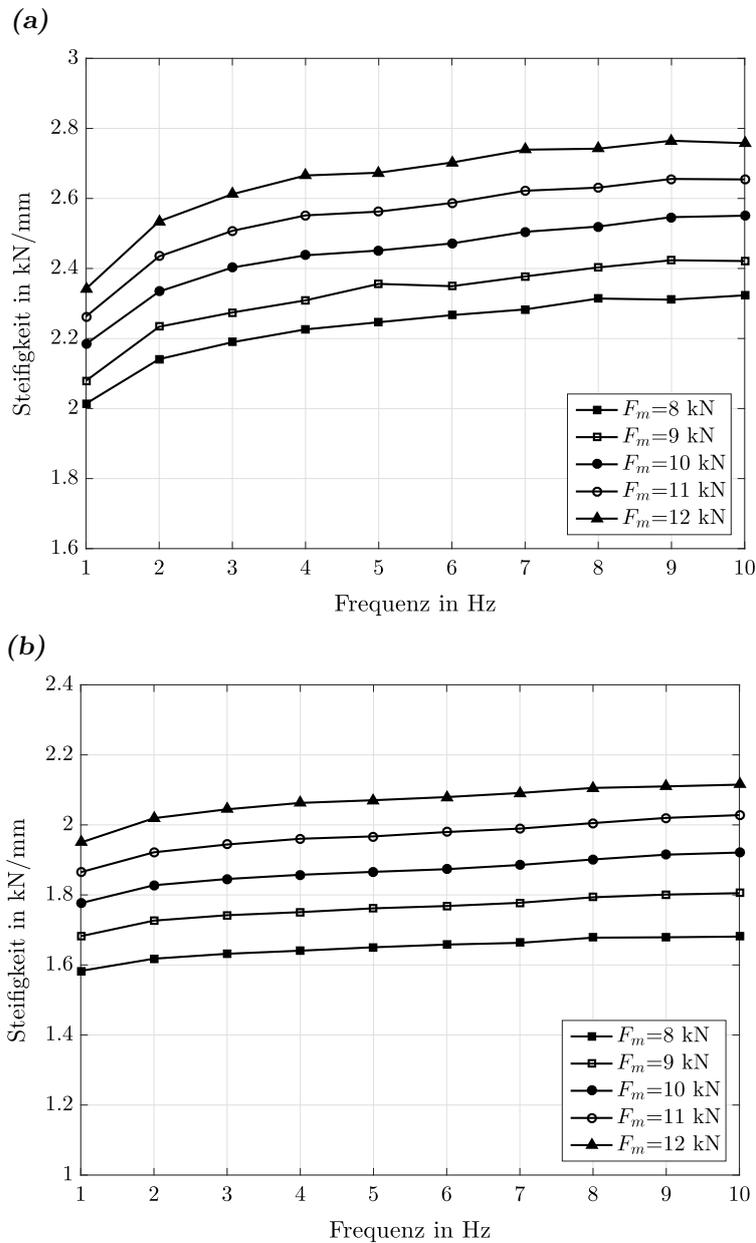
#### 4 Identifikation der Modellparameter



**Abbildung 4.5:** Radiale Steifigkeit des Continental SC20 150/75-8 in Abhängigkeit der Frequenz bei 1kN Amplitude (a) und 5kN Amplitude (b)

Wie bereits angedeutet, lässt sich neben der Frequenz- und Radlastabhängigkeit zusätzlich ein Einfluss der Amplitude erkennen. Mit steigender Amplitude ist den Messwerten eine deutliche Reduzierung der Steifigkeit zu entnehmen. Dieses bei Elastomeren, welche mit einem Füllstoff verstärkt sind, typische Phänomen wird als *Payne*- oder auch *Fletcher-Gent*-Effekt bezeichnet und tritt in Abhängigkeit des Füllstoffgehaltes auf. Auf die detaillierte Beschreibung dieses Effektes wird hier verzichtet. Für nähere Informationen sei auf [Pay60], [Pay65], [Pay74] verwiesen.

#### 4 Identifikation der Modellparameter



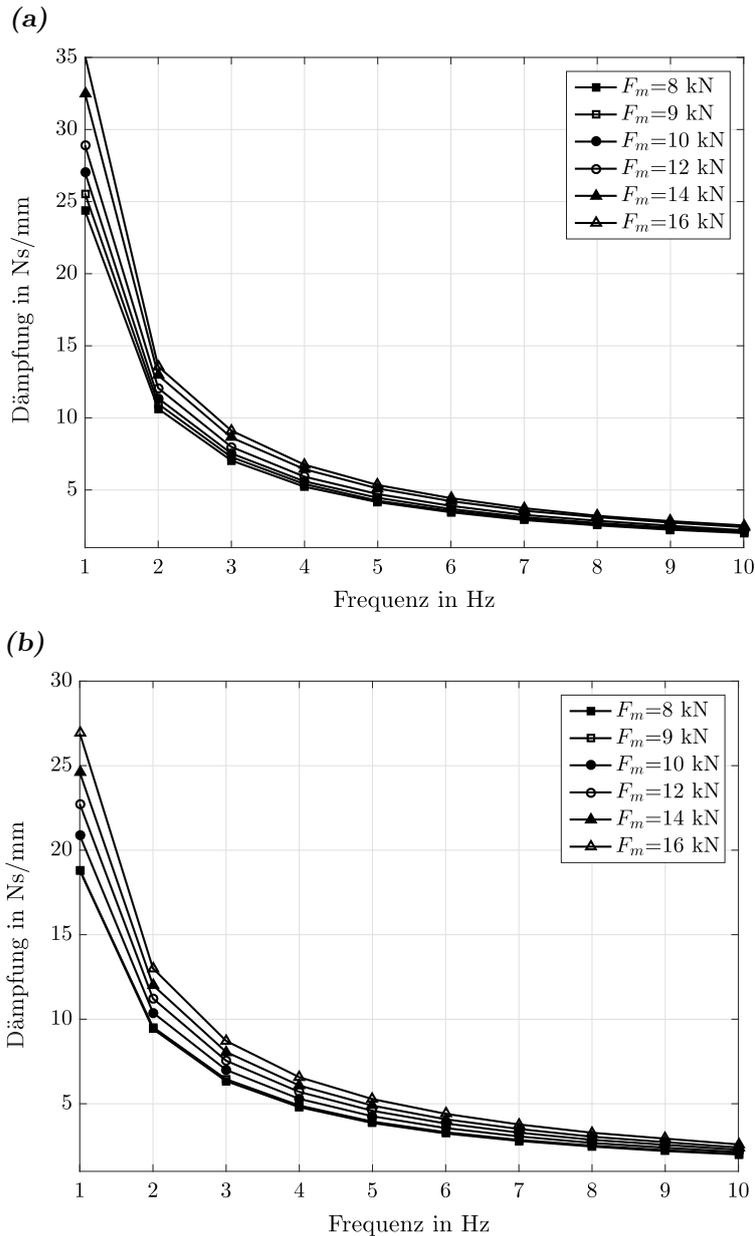
**Abbildung 4.6:** Radiale Dämpfung des Solideal RES 660 18x7-8 in Abhängigkeit der Frequenz bei 1kN Amplitude (a) und 5kN Amplitude (b)

Zusätzlich lässt sich sagen, dass die Ermittlung der Parameter mit einer großen Amplitude einen vergleichsweise großen Fehler mit sich bringt. Die lineare Approximation um einen Mittelwert führt bei einer großen Amplitude zu einer starken Vernachlässigung des nichtlinearen Einfederungsverhaltens. Der Grund hierfür liegt darin, dass die Punkte, welche die Steigung und damit die Steifigkeit bestimmen, einen großen Abstand zueinander aufweisen. Somit bezieht sich die Tangentensteigung nicht auf die Stei-

#### 4 Identifikation der Modellparameter

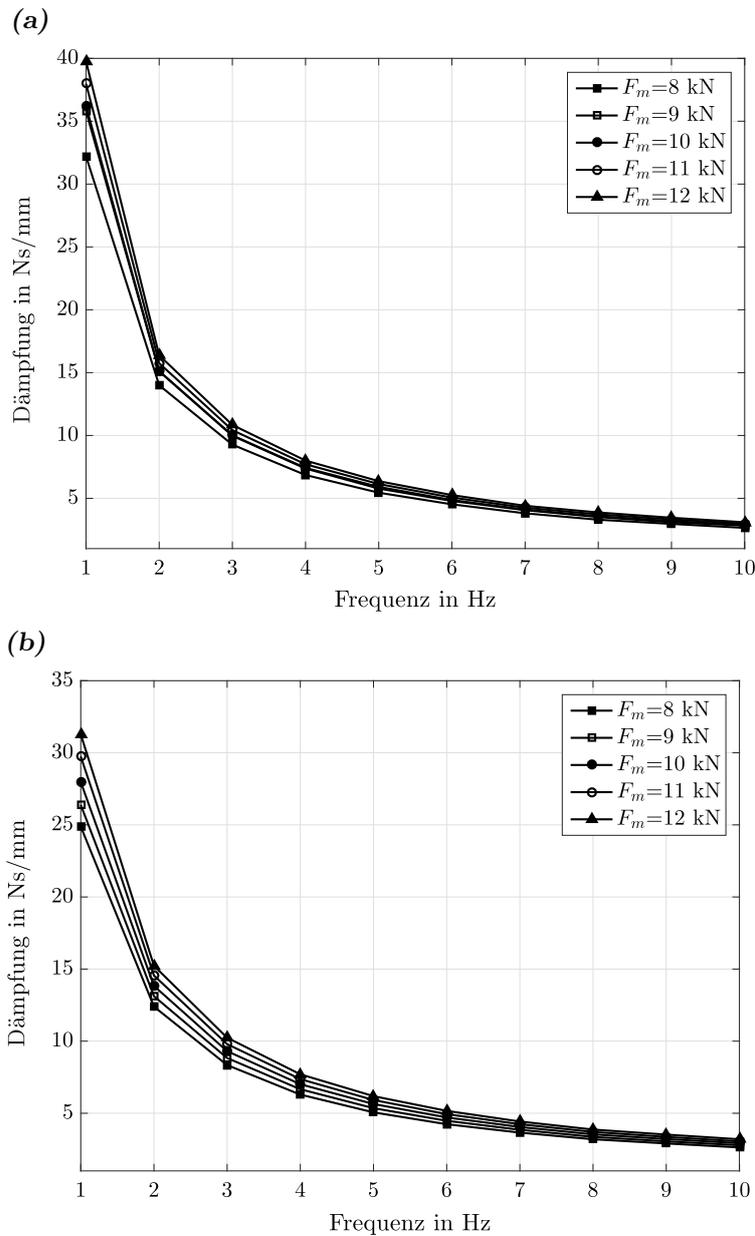
gung, die an dem betrachteten Mittelwert vorliegt. Bei der Bewertung der Ergebnisse hinsichtlich der Amplitudenabhängigkeit muss dies mit berücksichtigt werden.

Die Abbildungen 4.7 und 4.8 zeigen die radialen Dämpfungen in Abhängigkeit der Frequenz und der Radlast bei den schon oben verwendeten Amplituden. Hierbei ist eine deutlich stärkere Frequenzabhängigkeit im Vergleich zur Steifigkeit zu erkennen.



**Abbildung 4.7:** Radiale Dämpfung des Continental SC20 150/75-8 in Abhängigkeit der Frequenz bei 1kN Amplitude (a) und 5kN Amplitude (b)

#### 4 Identifikation der Modellparameter



**Abbildung 4.8:** Radiale Dämpfung des Solideal RES 660 18x7-8 in Abhängigkeit der Frequenz bei 1kN Amplitude (a) und 5kN Amplitude (b)

Der Einfluss der Radlast hingegen ist nicht so ausgeprägt. Auch hier ist der niederfrequente Bereich eher von untergeordnetem Interesse. Mit steigender Frequenz ist ein abklingendes Verhalten der Dämpfung zu beobachten. Dies ist eine für Elastomerwerkstoffe typische Eigenschaft. Es ist zu erwarten, dass sich eine nahezu konstant niedrige Dämpfung bei hohen Belastungsfrequenzen einstellt. Somit kann durch Extrapolation der Messkurven auf die Dämpfungswerte oberhalb von 10 Hz geschlossen werden.

#### 4 Identifikation der Modellparameter

Ein amplitudenabhängiges Verhalten lässt sich bei der Dämpfung ebenfalls erkennen. Auch dieses Phänomen wurde von PAYNE untersucht und in den oben erwähnten Arbeiten detailliert diskutiert. Der Payne-Effekt äußert sich bei der Dämpfung in einem ausgeprägten Maximum mit steigender Belastungsamplitude. Jedoch ist der Einfluss im Vergleich zur Steifigkeit gering und zusätzlich ist mit steigender Belastungsfrequenz eine abnehmende Tendenz des Effektes zu beobachten. Auch hier gilt, dass mit steigender Amplitude die Nichtlinearität des Kraft-Geschwindigkeits-Verlaufes zunehmend vernachlässigt wird, wodurch die Messwerte bei  $A=1 \text{ kN}$  in den Fokus rücken.

Wie bereits anfangs erwähnt, sind Belastungsfrequenzen bis  $10 \text{ Hz}$  eine deutliche Unterschätzung im Vergleich zu denen im realen Betrieb. Die zyklische Belastung eines Feder-Dämpfer-Elementes, welche aus dem Rollvorgang des Rades resultiert, lässt sich näherungsweise aus der Latschlänge  $x_{Latsch}$  und der Fahrgeschwindigkeit  $v_x$  bestimmen. Die Ausbreitung in x-Richtung des Latsches kann idealisiert wie folgt bestimmt werden:

$$x_{Latsch} = 2 \sqrt{(2R_{Reifen} - u_z) u_z} \quad (4.13)$$

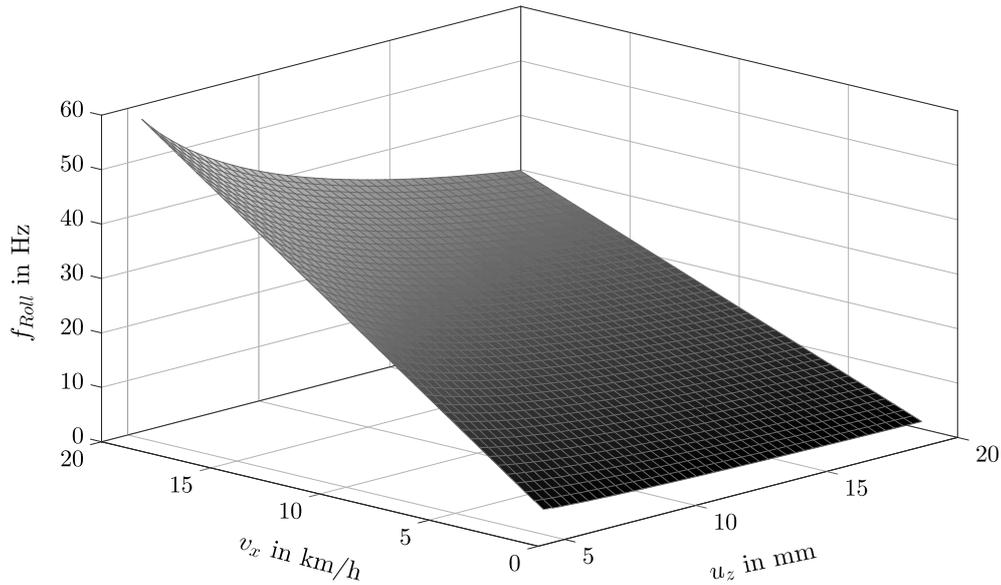
Die Länge besitzt hierbei eine Abhängigkeit von dem Radius des Reifens und der Einfederung, welche aus der Radlast resultiert. Durch die Relation dieser Länge und der translatorischen Geschwindigkeit des Reifens in x-Richtung kann die Zeit vom Beginn der Einfederung bis zur Ausfederung eines Elementes bestimmt werden.

$$dt = \frac{x_{Latsch}}{v_x} \quad (4.14)$$

Der Kehrwert dieser Zeit beschreibt dann die gesuchte Frequenz, mit dem ein Element belastet wird.

$$f_{Roll}(v_x, u) = \frac{1}{dt} = \frac{v_x}{2 \sqrt{(2R_{Reifen} - u_z) u_z}} \quad (4.15)$$

Somit kann die Frequenz über die Einfederung und Fahrgeschwindigkeit aufgetragen werden. Abbildung 4.9 zeigt den Verlauf der Frequenz in Abhängigkeit der angesprochenen Parameter für den Continental SC20 150/75-8. Hierbei lässt sich deutlich erkennen, dass es bereits bei den im normalen Betrieb vorkommenden Geschwindigkeiten und Radlasten zu einer sehr hochfrequenten Belastung kommen kann, wodurch eine Extrapolation der Messwerte unabdingbar ist. Aufgrund der beobachteten Verläufe der Dämpfung und Steifigkeit, kann jedoch davon ausgegangen werden, dass eine Extrapolation aus diesem Frequenzspektrum erfolgen kann.



**Abbildung 4.9:** Belastungsfrequenz  $f_{Roll}$  in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit  $v_x$  und der Einfederung  $u_z$

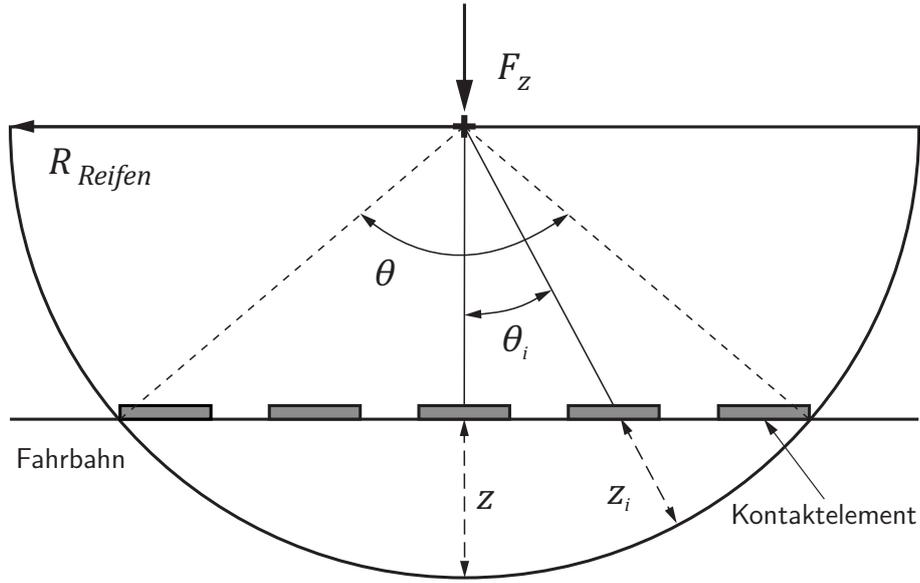
#### 4.1.5 Übertragung der Messwerte auf die Modellparameter

Da sich die gemessenen Parameter auf den gesamten Reifen beziehen, wird im Folgenden ein Näherungsverfahren angewendet, durch welches die Werte auf das Modell bzw. auf die einzelnen Feder-Dämpfer-Elemente übertragen werden können. Hierfür wird zunächst der Reifen im eingefederten Zustand betrachtet, woraus die Ausbreitung des Latsches abgeleitet werden kann. Abbildung 4.10 zeigt schematisch die Struktur des Modells, welche sich unter einer radialen Belastung  $F_z$  einstellt. Mit Hilfe dieser schematischen Darstellung kann näherungsweise auf die Anzahl an Kontaktelemente geschlossen werden, welche den Kontakt zur Straße herstellen. Durch die genaue Anzahl der Kontaktelemente lässt sich dann auf die Steifigkeit bzw. Dämpfung der separaten Feder-Dämpfer-Elemente schließen.

In Anbetracht der Modellform lässt sich die Gesamtfederkraft des Reifens  $F_{c,ges}$  durch folgenden Ausdruck darstellen:

$$F_{c,ges} = \sum_i^n F_{ci} = \sum_i^n c_{Ri} z_i \cos(\theta_i) = c_R \sum_i^n z_i \cos(\theta_i) \quad (4.16)$$

Hierbei stellt  $n$  die Anzahl der im Kontakt stehenden Elemente und  $c_R$  bzw.  $c_{Ri}$  die radiale Steifigkeit eines Feder-Dämpfer-Elementes dar. Mit  $\theta_i$  wird der Winkel bezeichnet, welcher zwischen dem  $i$ -ten Kontaktelement und der  $z$ -Achse auftritt und lässt



**Abbildung 4.10:** Schematische Darstellung des Reifenmodells im eingefedertern Zustand

sich durch den folgenden Zusammenhang bestimmen:

$$\theta_i = i \frac{2\pi}{N_{KE}} \quad (4.17)$$

$N_{KE}$  stellt hierbei die Gesamtanzahl der Kontaktelemente des Modells dar. Durch die Kenntnis der radialen Einfederung kann mittels folgender Beziehung der Winkel  $\theta$ , unter dem sich der Latsch einstellt (s. Abbildung 4.10), bestimmt werden:

$$\theta = 2 \arccos \left( 1 - \frac{z}{R_{Reifen}} \right) \quad (4.18)$$

Die Anzahl der Kontaktelemente, welche mit der Fahrbahn interagieren, ergibt sich dann aus:

$$n = \frac{\theta}{2\pi} N_{KE} = \pi^{-1} \arccos \left( 1 - \frac{z}{R_{Reifen}} \right) N_{KE} \quad (4.19)$$

Somit lässt sich die Steifigkeit des Reifens auf die einzelnen Federn aufteilen. Der Zusammenhang hierfür kann grundlegend durch die Gleichung

$$c_R = \frac{F_{c,ges}}{\sum_i z_i \cos(\theta_i)} \quad (4.20)$$

beschrieben werden. Der Wert  $z_i$  lässt sich umformulieren und somit durch  $R$ ,  $z$  und  $\theta_i$

#### 4 Identifikation der Modellparameter

ausdrücken, wodurch die Gleichung folgenden Charakter erhält:

$$c_R = \frac{F_{c,ges}}{z + 2 \sum_i^{(n-1)/2} \left( R_{Reifen} - \frac{R_{Reifen} - z}{\cos(\theta_i)} \right) \cos(\theta_i)} \quad (4.21)$$

Bei geringen Radlasten kann die Bestimmung der Steifigkeit vereinfacht werden und wie folgt bestimmt werden:

$$c_R = \frac{c_{ges}}{n} \quad (4.22)$$

Diese Überlegungen lassen sich ebenfalls auf die Bestimmung der Dämpfung übertragen. Die resultierende Dämpfungskraft des Reifens kann beschrieben werden durch:

$$F_{d,ges} = \sum_i^n F_{di} = \sum_i^n d_{Ri} \dot{z}_i \cos(\theta_i) = d_{ges} \dot{z}_{Reifen} \quad (4.23)$$

Die Geschwindigkeit eines Dämpferelementes  $\dot{z}_i$  kann in Form der Einfederungsgeschwindigkeit des Reifens  $\dot{z}_{Reifen}$  ausgedrückt werden.

$$\dot{z}_i = \dot{z}_{Reifen} \cos(\theta_i) \quad (4.24)$$

Werden die Gleichung 4.23 und 4.24 ineinander überführt so ergibt sich die folgende Beziehung für  $d_R$ :

$$d_R = \frac{d_{ges}}{\sum_i^n \cos^2(\theta_i)} \quad (4.25)$$

Auch hier kann mit Einschränkungen die oben schon erwähnte Vereinfachung getroffen werden, so dass die Dämpfung durch

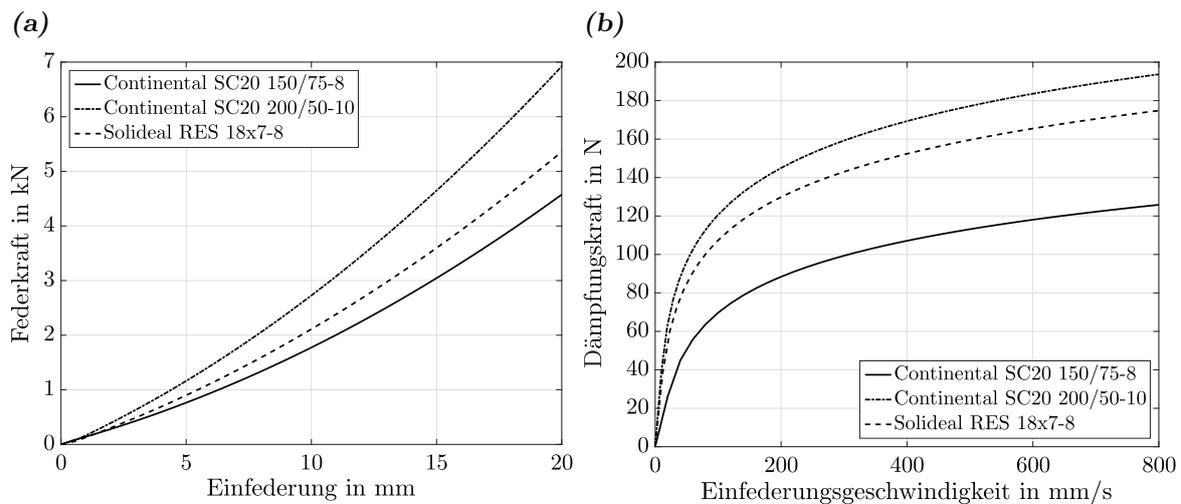
$$d_R = \frac{d_{ges}}{n} \quad (4.26)$$

bestimmt werden kann. Somit lassen sich die radialen Steifigkeits- und Dämpfungskomponenten des Modells relativ unkompliziert aus den aufgenommenen Messdaten ableiten. Dieses Verfahren lässt sich sowohl bei den linearen Werten anwenden, welche in den Abbildungen 4.5-4.8 dargestellt sind, als auch bei der nichtlinearen Betrachtung. Die beschriebenen Kraft-Weg-Splines können somit in Abhängigkeit der belasteten Feder-Dämpfer-Elemente dargestellt werden.

In Abbildung 4.11 sind die in Adams implementierten Splines dargestellt, über die die radiale Steifigkeit (a) bzw. Dämpfung für die untersuchten Reifentypen bestimmt werden. Die Splines werden hierbei in Abhängigkeit des Weges bzw. der Geschwindigkeit definiert und beziehen sich jeweils auf ein Feder-Dämpfer-Element des Modells.

## 4 Identifikation der Modellparameter

Damit werden die Abhängigkeiten der Radlast sowie der Einfederungsgeschwindigkeit auf die Steifigkeit bzw. die Dämpfung bei der Implementierung dieser Parameter berücksichtigt. Diese werden von Adams intern durch Differentiation ermittelt und beziehen sich jeweils auf den aktuellen Bewegungszustand des Feder-Dämpfer-Elementes. Die Einfederung sowie die Einfederungsgeschwindigkeit können aus den Hydropuls-Versuchen entnommen werden. Mit den aufgenommenen Steifigkeiten und Dämpfungen lassen sich die Feder- bzw. die Dämpferkraft ermitteln, welche Adams zur Bestimmung der Parameter benötigt.



**Abbildung 4.11:** Implementierte Splines der radialen Feder- (a) und Dämpferkraft (b) zur Bestimmung der Steifigkeit und der Dämpfung für die untersuchten Reifentypen

Durch diese Implementierung sind die größten Einflussfaktoren auf die radiale Steifigkeit bzw. Dämpfung berücksichtigt, wodurch eine flexible Einsatzfähigkeit des Modells vorliegt. Darüber hinaus besteht jedoch die Möglichkeit, wieder in die lineare Formulierung der Parameter zu wechseln. Die im vorherigen Abschnitt aufgenommenen Werte können dann direkt in das Modell integriert werden.

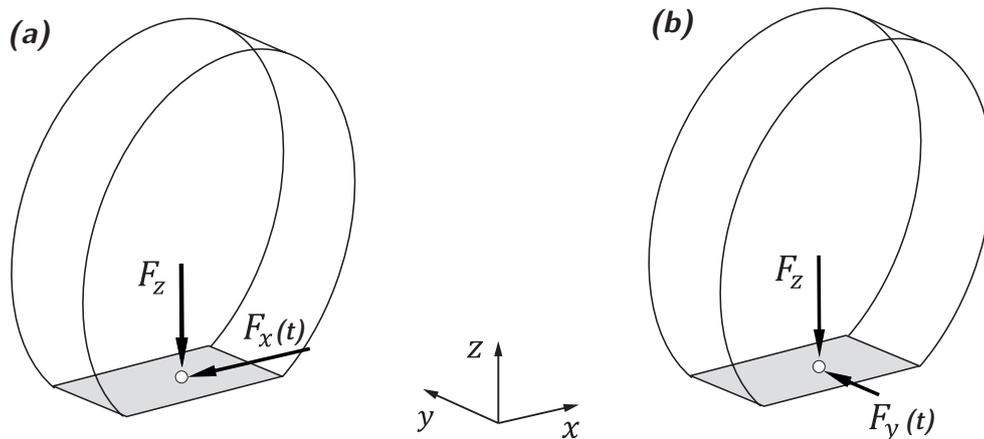
## 4.2 Bestimmung der Umfangssteifigkeiten

Wie eingangs bereits erwähnt, haben die radialen Steifigkeiten und Dämpfungen zwar den größten Einfluss auf das vertikaldynamische Verhalten des Reifens, jedoch kann der Einfluss der weiteren Parameter nicht vollkommen vernachlässigt werden. Im Rahmen dieses Projektes kann aus zeitlichen Gründen eine experimentelle Untersuchung zur Bestimmung dieser Parameter nicht durchgeführt werden, da hierfür die Konzipierung geeigneter Prüfstände nötig gewesen wäre. Somit werden zur überschlägigen Ermittlung der translatorischen sowie rotatorischen Umfangssteifigkeiten und -dämpfungen

#### 4 Identifikation der Modellparameter

strukturmechanische Simulationen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode herangezogen. Zusätzlich ist durch diesen Ansatz die Bestimmung der lateralen Komponenten, welche jedoch aufgrund des Modellaufbaus hier keine Rolle spielen. An dieser Stelle wird nicht auf den Aufbau dieses besagten Modells eingegangen, da der Fokus in diesem Projekt auf dem erstellten MKS-Modell liegt. Für nähere Information hinsichtlich der strukturmechanischen Modellierung sei auf [PB17] verwiesen. Dort wird im Detail auf die geometrischen sowie materiellen Modelleigenschaften eingegangen.

Abbildung 4.12 stellt schematisch dar, wie das virtuelle Prüfzenario zur Beschreibung der longitudinalen (a) bzw. lateralen (b) Eigenschaften aufgebaut wird. Hierbei wird das Reifenmodell mit einer zyklischen Kraft in x- bzw. y-Richtung belastet und die resultierende Verformung wird gemessen. Aus der Verschiebung des Kraftangriffspunktes lässt sich der zugehörige Verformungswinkel um die y- bzw. x-Achse bestimmen. Mit dem Belastungsmoment auf den Reifen und der rotatorischen Verformung bzw. Geschwindigkeit kann die Bewegungsdifferentialgleichung dieses Systems gelöst und nach der rotatorischen Steifigkeit bzw. Dämpfung aufgelöst werden. Die dynamische Betrachtung, welche zur Bestimmung der Dämpfung notwendig ist, würde sich bei einer experimentellen Untersuchung vermutlich als problematisch darstellen.



**Abbildung 4.12:** Prüfzenario zur Ermittlung der Steifigkeit und Dämpfung in Umfangs- (a) und Querrichtung (b)

Da in dem formulierten Materialmodell die dynamischen Eigenschaften des Reifens berücksichtigt sind, lassen sich auch dynamische Betrachtungen und somit eine Aussage über die Frequenzabhängigkeit dieser Parameter tätigen. Jedoch sei erwähnt, dass diese dynamischen Berechnungen einen erheblichen Zeitaufwand mit sich bringen.

#### 4 Identifikation der Modellparameter

Exemplarisch an dem linken Beispiel gezeigt, besitzt die angesprochene Differentialgleichung die Form

$$M_y(t) = \Theta \ddot{\theta}(t) + d_t \dot{\theta}(t) + c_t \theta(t) \quad (4.27)$$

und ist somit identisch zu der, welche bei der Auswertung der Hydropuls-Versuche vorlag. Die Ermittlung der Steifigkeiten und Dämpfungen aus den sich einstellenden Momenten- bzw. Winkelverlauf kann somit nach dem oben gezeigten Verfahren erfolgen. Leider war im Rahmen dieses Projektes nicht die Zeit für eine detaillierte und umfangreiche Parameterstudie bei vielen verschiedenen Radlasten und Frequenzen, so dass die ermittelten Werte lediglich als Näherungswerte angesehen werden können und im Laufe der folgenden Simulationsläufe des Reifenmodells verifiziert werden. Es konnte jedoch sehr deutlich beobachtet werden, dass die rotatorische Steifigkeit bzw. Dämpfung in Umfangsrichtung keinen erheblichen Einfluss auf die vertikal-dynamischen Eigenschaften aufweist.

Für die Bestimmung der translatorischen Umfangssteifigkeiten bzw. -dämpfungen wird ebenfalls das strukturmechanische Modell herangezogen. Im Zuge der Validierung des Modells wurde deutlich, dass der Einfluss im Vergleich zu den rotatorischen Parametern auf das vertikale Schwingungsverhalten des Reifens deutlich höher ist. Die Identifikation dieser Parameter stellt in der Praxis einen deutlich höheren Aufwand dar, als es bei den zuvor angesprochenen Parametern der Fall ist. Durch die Steifigkeit bzw. die Dämpfung wird bestimmt, in welcher Form die Ausbreitung des Latsches stattfindet. Die Abmessung des Latsches in x-Richtung kann mit Hilfe des strukturmechanischen Modells in Abhängigkeit der Radlast ermittelt werden. Wird diese Verformung des FE-Modells mit der des MKS-Modells in Relation gesetzt, so lassen sich die Parameter iterativ anpassen. Stellen sich sowohl bei der stationären als auch bei der dynamischen Belastung der Modelle identischen Werte für  $x_{Latsch}$  bzw. für  $\dot{x}_{Latsch}$  ein, ist der richtige Parametersatz gefunden.

**Tabelle 4.1:** Translatorischen und rotatorischen Umfangssteifigkeiten und -dämpfungen für die untersuchten Reifentypen

Parameter	Einheit	150/75-8	200/50-10	18x7-8
$c_{Ti}^{KK}$	$N/mm$	1800-2400	2400-3000	2000-2800
$d_{Ti}^{KK}$	$Ns/mm$	8-20	12-24	10-20
$c_{Rot}^{FK}$	$Nmm/^\circ$	10.000	10.000	10.000
$d_{Rot}^{FK}$	$Nmms/^\circ$	500	500	500

In Tabelle 4.1 sind die Zahlenwerte der beschriebenen Parameter für die drei untersuchten Reifentypen aufgeführt. Mit diesen Werten bzw. Wertebereichen sind die nachfolgenden Validierungen erfolgt. Das Wertespektrum bei der translatorischen Steifigkeit bzw. Dämpfung bedeutet, dass hier eine Geschwindigkeits- bzw. Frequenzabhängigkeit der Parameter vorliegt. Im Verlaufe der Validierung ließen sich die identischen Tendenzen wie schon bei den radialen Parametern beobachten. Mit steigender Belastungsfrequenz kommt es hier ebenfalls zu einer Versteifung des Materials und zu einer Abnahme der dämpfenden Eigenschaften.

### 4.3 Experimentelle Untersuchungen am Trommelprüfstand

Zur Untersuchung des querdynamischen Reifenverhaltens von Gabelstaplerreifen steht am MTL ein speziell für diese Anforderungen konzipierter Prüfstand zur Verfügung. Hiermit lässt sich für verschiedene Reifentypen die dynamische Reifenkennlinie ermitteln. Aus diesen Messkurven werden die Modellparameter des zuvor vorgestellten querdynamischen Modells abgeleitet und somit auf den gewünschten Reifentyp angepasst.

#### 4.3.1 Aufbau des Prüfstandes

Der Prüfstand wurde in Form einer Außentrommel-Bauart konzipiert und ist in Abbildung 4.13 dargestellt. Die Trommel, welche einen Durchmesser von  $2,5\text{ m}$  besitzt, dient hierbei als Lauffläche für den Reifen und ist in einem Rahmengestell drehbar gelagert. Die Oberfläche der Trommel ist mit verschiedenen Beschichtungen versehen, so dass unterschiedliche Fahrbahngegebenheiten untersucht werden können. Die Vorrichtung zur Aufnahme der Reifen kann verschiedene Felgengeometrien aufnehmen, wodurch ein Spektrum von relativ kleinen Hinterrädern bis zu großen Vorderrädern abgedeckt werden kann. Der Radträger kann stufenlos über einen Spindeltrieb in vertikaler Richtung des Reifens verfahren werden, wodurch die Radlast des Reifens eingestellt werden kann. Die Radlast kann hierbei Werte bis zu  $35\text{ kN}$  annehmen.

Zwischen dem Radträger und dem Spindeltrieb ist eine Messplattform angeordnet, in die vier Kraftaufnehmer integriert sind. Diese 3-Komponenten-Kraftsensoren dienen zur Kraftmessung in den drei Raumrichtungen und ermöglichen zusätzlich die Berechnung der Momente aus den Kraftkomponenten. Die Sensoren sind untereinander gekoppelt und geben somit die Kräfte sowie Momente auf den Reifen in allen Raumrichtungen an.

## 4 Identifikation der Modellparameter



**Abbildung 4.13:** Industriereifenprüfstand am MTL

Durch eine Schwenkbewegung des Radträgers wird der Schräglaufwinkel des Reifens eingestellt. Um das querdynamische Verhalten auf dem Prüfstand realitätsnah abbilden zu können (vgl. hierzu [BBH09]), kann der Schräglaufwinkel von  $\pm 90^\circ$  mit einer Schräglaufrate von  $90^\circ/s$  geregelt werden. Somit können selbst extreme Fahrmanöver, wie z.B. das Verreißen des Lenkrades nachgebildet werden. Die Eingabe, bzw. die Variation der Radlast, sowie des Schräglaufwinkels ist durch das implementierte Steuerungssystem manuell sowie durch automatisierte Prüfabläufe möglich.

Aufgrund des gegen Stoßbelastungen sehr empfindlichen Spindeltriebes, ist die Untersuchung von höherfrequenten vertikaldynamischen Effekten nicht möglich. Um dieser Einschränkung entgegenzuwirken, wurde der Prüfstand durch eine Schwinge nachgerüstet, welche oben auf der Prüftrömmel platziert wurde. Diese ist durch zwei Drehgelenke an der linken Seite drehbar gelagert, so dass eine freie Bewegung des Aufbaus in vertikaler Richtung möglich ist. Somit kann die Vertikaldynamik des Prüfreifens bei einer Schwel lenüberfahrt isoliert betrachtet werden. Auf diesen Teil des Prüfstandes wird im Zuge der Validierung des Reifenmodells im nächsten Abschnitt noch detailliert eingegangen.

### 4.3.2 Auswertung der Versuche

Wie bereits im vorherigen Abschnitt erwähnt, werden die sechs freien Parameter des vorgestellten querdynamischen Modells durch einen Optimierungsalgorithmus bestimmt. Hierbei wird mit Hilfe der Methode der Generalisierten Reduzierten Gradienten (GRG)

#### 4 Identifikation der Modellparameter

der Parametersatz gesucht, welcher die minimale Abweichung zwischen den Messkurven und der Modellfunktion hervorruft. Somit wird als Zielgröße dieser Optimierung der Durchschnitt der quadrierten Abweichungen zugrunde gelegt. Die Startwerte der Parameter basieren auf geschätzten Werten. Der Solver nimmt solange eine Minimierung der Zielgröße vor, bis die gewünschte Toleranz unterschritten ist und hierdurch die Parameter zur Abbildung der Messdaten durch das Modell gefunden wurden. Im Laufe der Auswertungen konnte festgestellt werden, dass eine Filterung der Messwerte keinen erheblichen Einfluss auf die Parameter hat.

Zur Lösung eines solchen Optimierungsproblems kann z.B. das MATLAB Curve Fitting Tool verwendet werden [Mat15]. Hier müssen lediglich die Messwerte eingelesen und die Gleichung des analytischen Modells mit den freien Parametern definiert werden. Nach einigen Iterationsschritten werden die angepassten Parameter ausgegeben. In Tabelle 4.2 sind die Parameter für die drei in dieser Arbeit untersuchten Reifen mit den zugehörigen Einheiten dargestellt. Zusätzlich ist die Zeitkonstante exemplarisch für eine Fahrgeschwindigkeit von  $v = 12 \text{ km/h}$  gezeigt.

**Tabelle 4.2:** Parametersätze der untersuchten Reifen

Parameter	Einheit	150/75-8	200/50-10	18x7-8
$k_{F1}$	$N$	49241	55168	50958
$k_{F2}$	$^\circ/N$	1,7e-3	6,58e-4	7,87e-4
$k_\alpha$	$^\circ$	7,9	9,28	9,09
$k_r$	-	1,024	1,007	1,006
$k_d$	$s$	0,31	0,0904	0,28
$k_v$	-	0,43	2,21	0,39
$T_{v=12\text{km/h}}$	$s$	0,11	0,12	0,11

# 5 Validierung des Reifenmodells

In diesem Abschnitt soll das vorgestellte Integrierte SE-Reifenmodell durch experimentelle Daten validiert werden und somit die Gültigkeit nachgewiesen werden. Hierfür werden unterschiedliche Messdaten herangezogen, so dass die verschiedenen Aspekte des Modells geprüft werden können. Zu Beginn wird das Modell durch die aufgenommenen Prüfstandsergebnisse validiert, wodurch die richtige Arbeitsweise der Modellformulierungen gewährleistet werden kann. Zusätzlich lässt sich somit der Einfluss der einzelnen Modellparameter im Detail untersuchen. Werden hierbei zufriedenstellende Ergebnisse erzielt, wird das Modell in eine Gesamtfahrzeugsimulation eingebunden und verschiedenen Fahrmanövern ausgesetzt. Der Vergleich zwischen den Simulationsergebnissen und Messwerten, welche am realen Fahrzeug aufgenommen werden, zeigen, ob das Modell das reale Reifenverhalten wiedergeben kann. Hierbei werden sowohl Schwellenüberfahrten als auch Kurvenfahrten betrachtet, so dass beide Modellformen im Rahmen der Gesamtfahrzeugsimulation validiert werden.

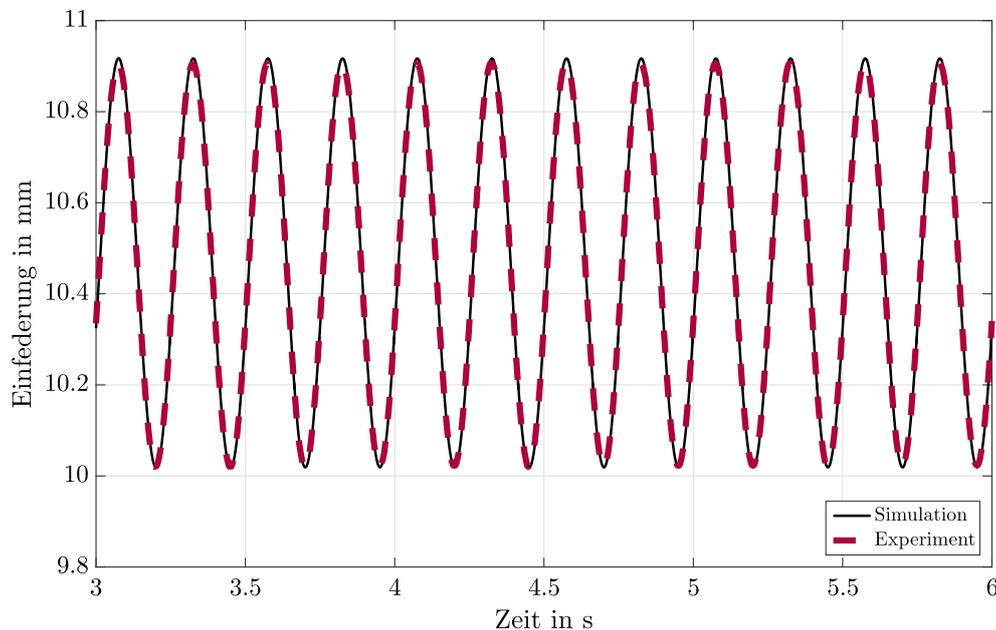
## 5.1 Verifizierung und Validierung des Reifenmodells durch Prüfstandsergebnisse

Wie eingangs erwähnt wird das Modell vorerst lediglich durch die gewonnenen Messdaten, welche von den bereits vorgestellten Prüfständen stammen, auf seine Gültigkeit geprüft. Hierfür werden die Prüfstände in Adams nachgebildet und das Reifenmodell eingebunden. Dies ist zum einen der Hydropuls-Prüfstand zur Validierung der dynamischen Eigenschaften des stehenden Rades und zum anderen der Trommelprüfstand, mit dem das querdynamische sowie das vertikaldynamische Verhalten des rollenden Rades überprüft werden kann. Hierbei wird versucht sich bezüglich der Radlasten und der Geschwindigkeiten auf die Werte zu beziehen, welche im realen Einsatz vorkommen. Das Modell wird hierbei in der Konfiguration eingesetzt, die in Abschnitt 3 vorgestellt wurde.

### 5.1.1 Dynamische Einfederung am Hydropuls-Prüfstand

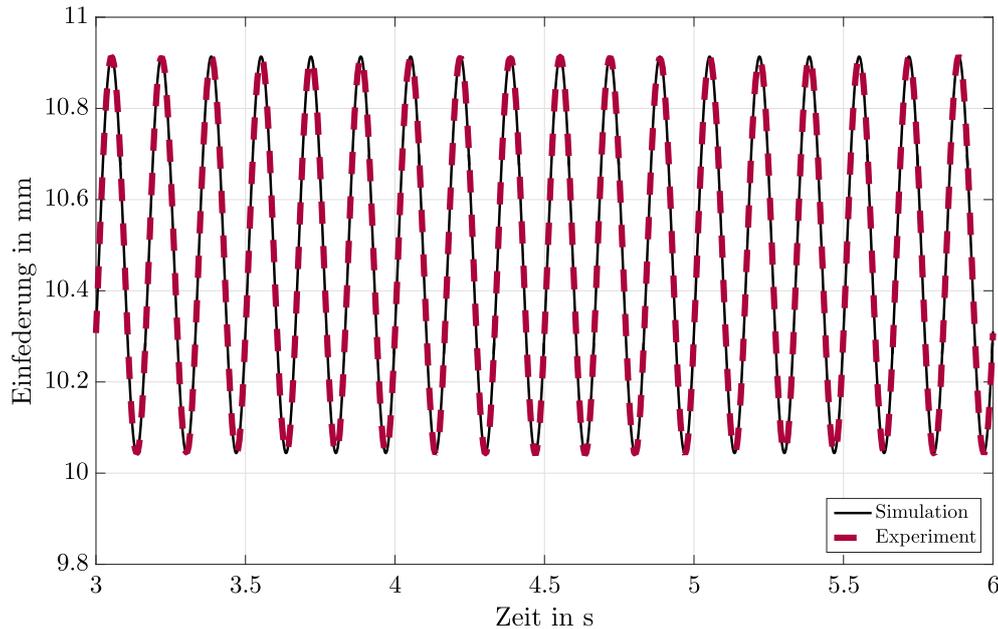
Zur Überprüfung der dynamischen Einfederung und somit der Steifigkeit und Dämpfung des stehenden Rades wird das Reifenmodell in der Adams/View Umgebung erstellt und in das MKS-Modell des Hydropuls-Prüfstandes integriert. Der Zylinder des Hydropulsers wird hierbei kraftgesteuert vertikal in Schwingung versetzt, wodurch das Reifenmodell gegen eine fixierte Platte dynamisch eingefedert wird. Die Betrachtung der resultierenden, dynamischen Einfederung gibt wie bereits beschrieben Auskunft über die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften. Durch die Gegenüberstellung von Simulation und Experiment lässt sich überprüfen, ob sich diese Eigenschaften durch das Modell richtig abbilden lassen.

In Abbildung 5.1 und 5.2 ist der Vergleich zwischen den simulierten und gemessenen dynamischen Einfederungen des SC20 150/75-8 bei verschiedenen Frequenzen dargestellt. Die mittlere Radlast von  $10\text{ kN}$  entspricht einem Wert, welcher im eingebauten Zustand auf den Reifen einwirkt. Die hier betrachteten Frequenzen bewegen sich in einem Bereich, der bezogen auf die noch folgenden Fahruntersuchungen, keine besondere Relevanz besitzt (vgl. hierzu Abbildung 4.9). Der Prüfstand lässt jedoch die Betrachtung eines höherfrequenten Bereiches nicht zu. Da ab einer gewissen Belastungsfrequenz jedoch kein signifikanter Unterschied der Messerwerte zu erwarten ist, lässt sich auch mit diesen Messdaten die Dynamik des Modells überprüfen. Die Amplitude beträgt in beiden Fällen  $1\text{ kN}$ .



**Abbildung 5.1:** Gegenüberstellung der Simulations- und Messergebnisse des SC20 150/75-8 bei  $F_r = 10\text{ kN}$ ,  $f = 4\text{ Hz}$  und  $A = 1\text{ kN}$

## 5 Validierung des Reifenmodells



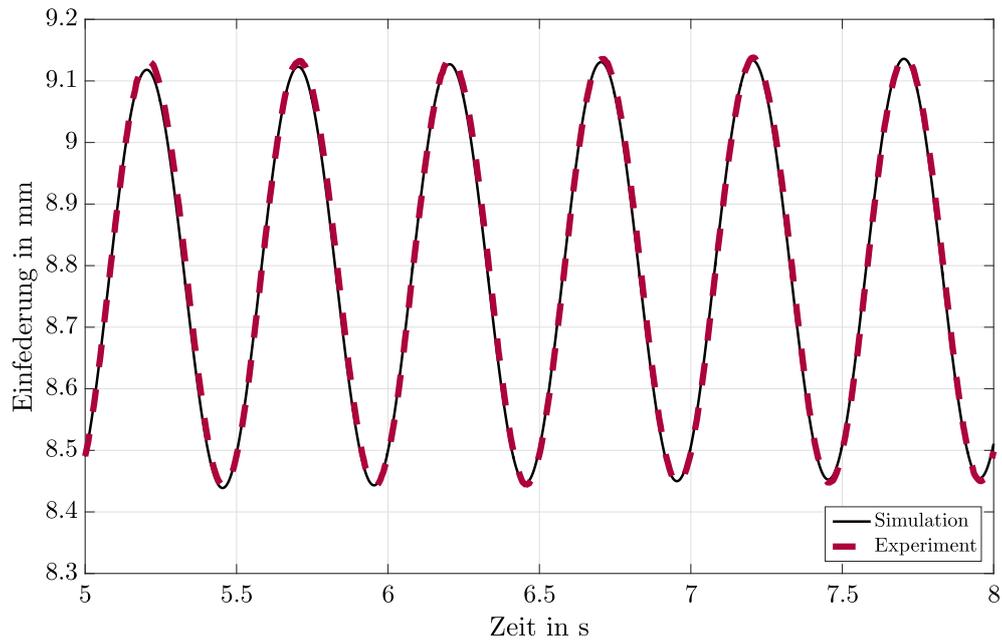
**Abbildung 5.2:** Gegenüberstellung der Simulations- und Messergebnisse des SC20 150/75-8 bei  $F_r = 10 \text{ kN}$ ,  $f = 6 \text{ Hz}$  und  $A = 1 \text{ kN}$

Die Ergebnisse zeigen hierbei eine sehr gute Übereinstimmung. Damit kann gezeigt werden, dass die Modellform das dynamische Reifenverhalten korrekt wiedergeben kann. Da die implementierte Steifigkeit und Dämpfung ebenfalls aus diesem Versuch abgeleitet werden, kann genau genommen nicht von einer vollständigen Validierung des Modells bzw. dieser Parameter gesprochen werden. Es handelt sich somit eher um eine Verifizierung der Modellform.

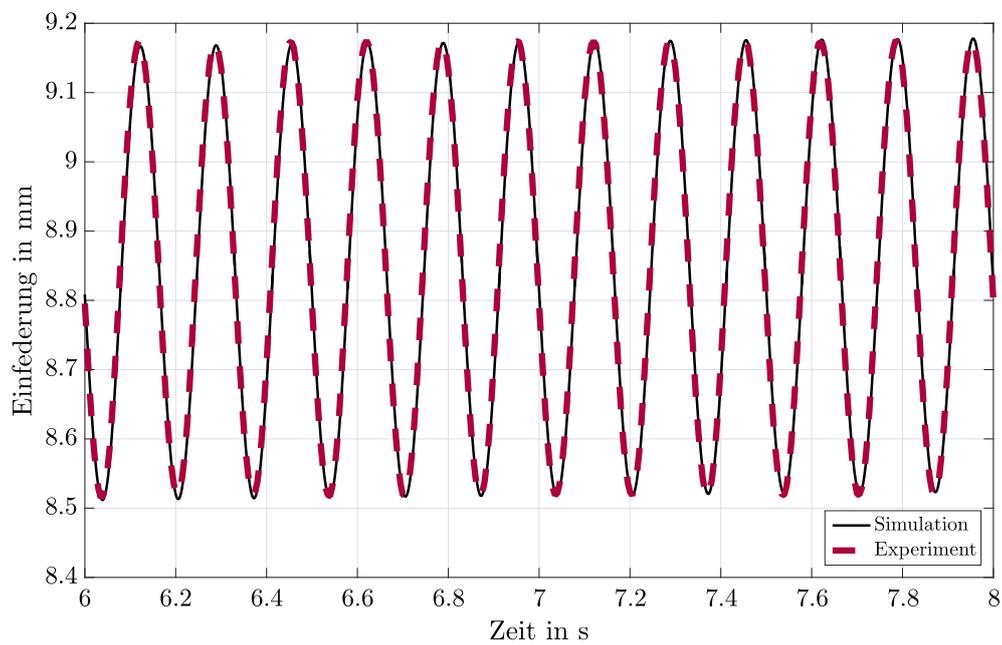
In Abbildung 5.3 und 5.4 sind die dynamischen Einfederungen des SC20 200/50-10 gegenübergestellt. Die mittlere Radlast beträgt in beiden Fällen wieder  $10 \text{ kN}$ . Auch hier lässt sich eine sehr gute Übereinstimmung der Simulations- und Messergebnisse beobachten. Hierdurch zeigt sich, dass die Modellform auch auf verschiedene Reifentypen angewendet werden kann.

Die radiale Steifigkeit des Modells wird in beiden Fällen aus einem nichtlinearen Spline ermittelt, welcher die Federkraft in Abhängigkeit des Federweges für ein Federelement darstellt. Adams ermittelt intern daraus den Wert der Steifigkeit in Abhängigkeit der Verformung. Damit wird die Radlastabhängigkeit dieses Parameters berücksichtigt. Die radiale Dämpfung wird zunächst ebenfalls über einen Spline abgebildet, welcher in Abhängigkeit der Belastungsfrequenz die Werte der Dämpferelemente einstellt. Die translatorischen und rotatorischen Umfangssteifigkeiten bzw. -dämpfungen werden linear auf einen Wert eingestellt und konstant gehalten. Im Rahmen der Untersuchungen ließ sich erkennen, dass der Einfluss dieser Parameter auf das stehende Rad relativ gering ist.

## 5 Validierung des Reifenmodells



**Abbildung 5.3:** Gegenüberstellung der Simulations- und Messergebnisse des SC20 200/50-10 bei  $F_r = 10 \text{ kN}$ ,  $f = 2 \text{ Hz}$  und  $A = 1 \text{ kN}$



**Abbildung 5.4:** Gegenüberstellung der Simulations- und Messergebnisse des SC20 200/50-10 bei  $F_r = 10 \text{ kN}$ ,  $f = 6 \text{ Hz}$  und  $A = 1 \text{ kN}$

### 5.1.2 Vertikaldynamische Eigenschaften mit Hilfe des Trommelprüfstandes

Nachdem sich im vorherigen Abschnitt zeigen ließ, dass die dynamischen Eigenschaften des stehende Rades durch das Modell sehr gut abgebildet werden können, wird in diesem Abschnitt das vertikaldynamische Verhalten des rollenden Reifens untersucht. Hierfür wurde im Rahmen eines Vorgängerprojektes der bereits vorgestellte Trommelprüfstand durch eine zusätzliche Komponente erweitert, mit der das vertikale Schwingungsverhalten des Reifens analysiert werden kann. Der Aufbau, welcher als Schwinge bezeichnet wird, befindet sich oben auf der Trommel (vgl. Abbildung 4.13). Der Aufbau der Schwinge ist in Abbildung 5.5 detailliert dargestellt. In die Schwinge ist eine Aufnahme für einen Reifen integriert. Durch das Antreiben der Trommel wird somit ein freies Rollen des Reifens hervorgerufen. Es besteht die Möglichkeit auf die Trommel eine Schwelle zu platzieren, wodurch die Vertikaldynamik des Reifens beim Überfahren dieser Schwelle analysiert werden kann. Durch die drehbar gelagerte Aufhängung der Schwinge (s. links in Abbildung 5.5) ist der Aufbau vertikal frei beweglich. Über die Weg- und Beschleunigungsaufnehmer lässt sich die Bewegung des Aufbaus genau ermitteln. Die Schwinge kann über eine Aufnahme mit Gewichten beschwert werden, wodurch die Radlast variiert werden kann. Somit ist eine Untersuchung des vertikaldynamischen Verhaltens bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Radlasten möglich.

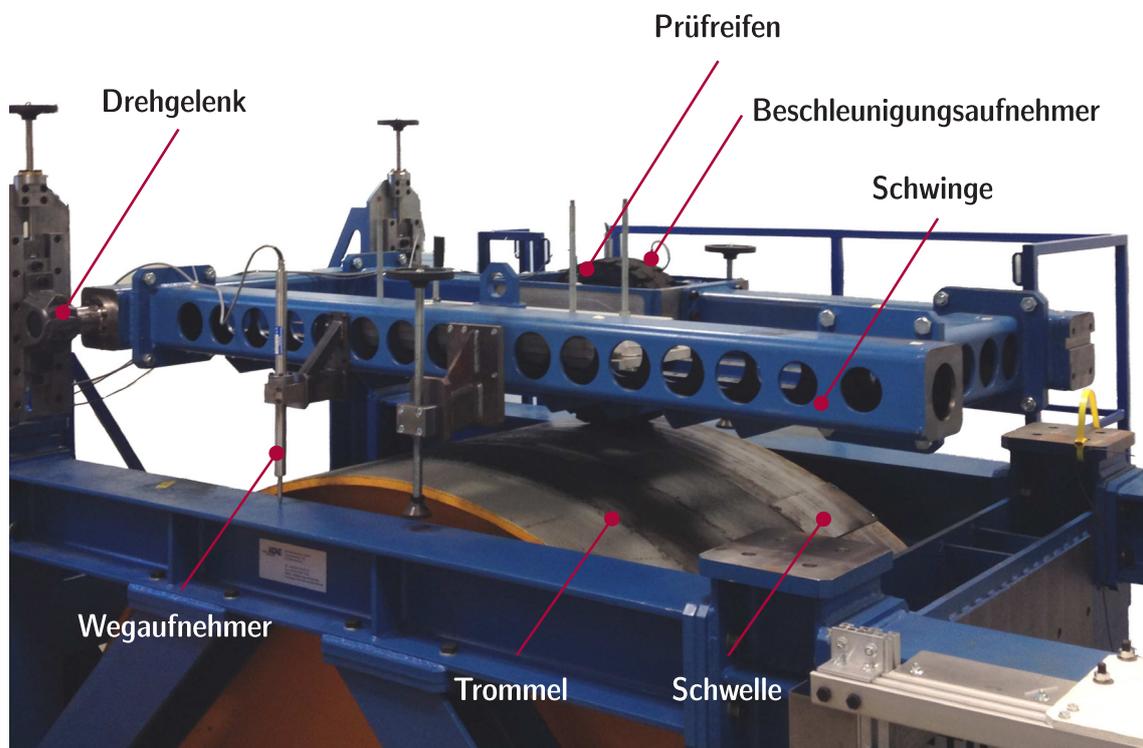
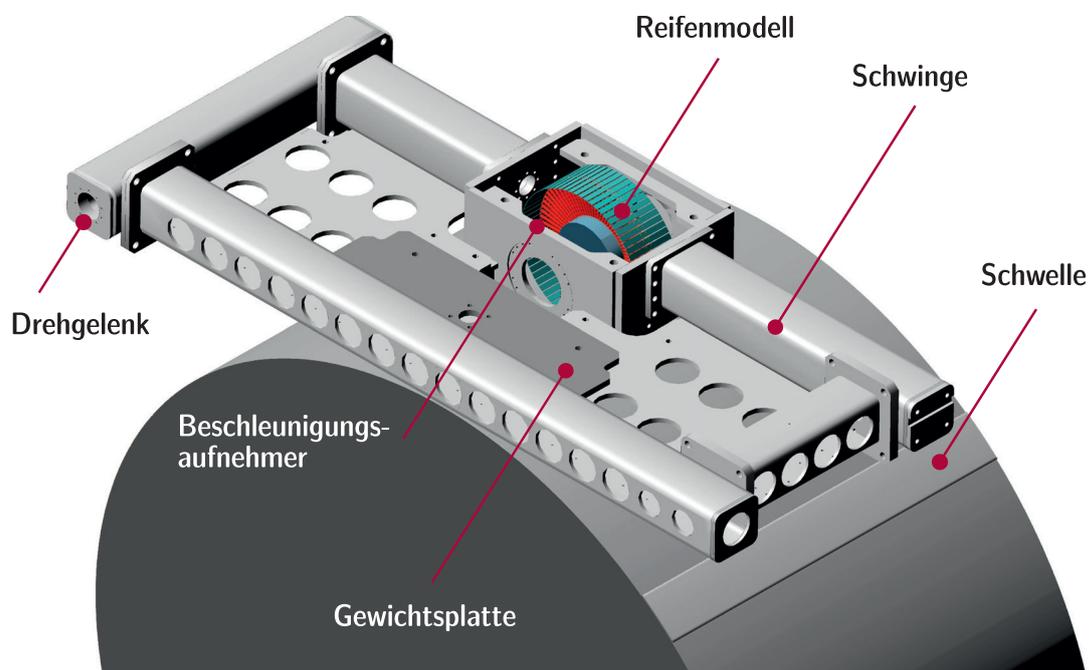


Abbildung 5.5: Aufbau des Prüfstandes zur Durchführung der Schwellenüberfahrten

## 5 Validierung des Reifenmodells

Neben der Variation der Geschwindigkeit und Radlast lässt sich zusätzlich die Höhe Schwelle anpassen. Hierbei kann zwischen einer  $5\text{ mm}$  und  $10\text{ mm}$  hohen Schwelle variiert werden.

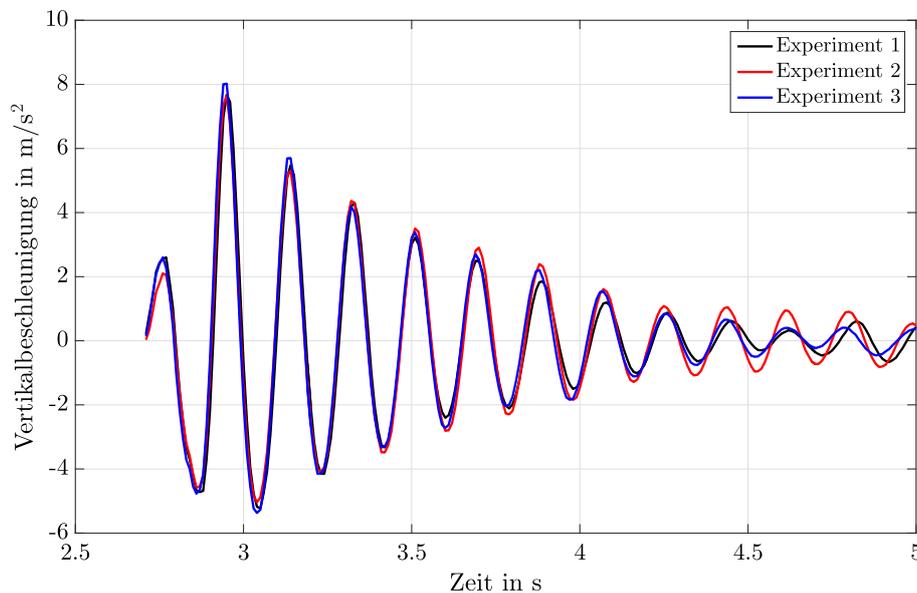
Um die Messergebnisse mit denen aus der Simulation vergleichen zu können, wird zunächst der Aufbau des Prüfstandes in Adams nachgebildet. In Abbildung 5.6 ist das MKS-Modell des Prüfstandes dargestellt. Die Schwinge sowie die Gewichtsplatten werden hierbei als CAD-Daten mit den exakten Gewichts- und Trägheitsmomenten in Adams importiert. Die Lagerung der Schwinge ist über zwei Drehgelenke realisiert, wodurch der Aufbau in vertikaler Richtung frei beweglich ist. Mit Hilfe des sehr detaillierten CAD-Modells des Prüfstandes kann die genaue Position der zwei Weg- und Beschleunigungsaufnehmer identifiziert werden und auf das Simulationsmodell übertragen werden. Zum Abgleich der Simulations- und Messergebnisse werden die vertikalen Beschleunigungssignale an der in Abbildung 5.6 gekennzeichneten Position gegenübergestellt. Da das gemessene Schwingungssignal neben den äußeren Einflüssen nur von den Reifeneigenschaften beeinflusst wird, lassen sich hieraus die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften des rollenden Reifens ableiten. Die hierbei auftretende Schwingung hat den Charakter einer freien, gedämpften Schwingung. Während die Dämpfung des Systems für das Abklingverhalten der Schwingung verantwortlich ist, wird durch die Steifigkeit hauptsächlich die Eigenfrequenz der Schwingung beeinflusst. Somit lässt dieser Prüfstand eine separate Betrachtung der vertikaldynamischen Eigenschaften des rollenden Reifens zu.



**Abbildung 5.6:** MKS-Modell mit integriertem Reifenmodell des Trommelprüfstandes und der Schwinge

## 5 Validierung des Reifenmodells

Zur Aufnahme der Messergebnisse wird die Trommel auf die gewünschte Geschwindigkeit hochgefahren und eine gewisse Zeitspanne aufrechterhalten. Nach einer gewissen Einlaufphase wird die Messung gestartet. Das aufgenommene Messsignal für die vertikale Auslenkung bzw. Beschleunigung stellt eine Folge von Schwingungen dar. Das im Folgenden verwendete Messergebnis ist der Mittelwert aus mehreren Schwingungen, so dass sich bei den Messwerten auf ein reproduzierbares Ergebnis bezogen wird. Um diese Reproduzierbarkeit der Messwerte zu gewährleisten werden zunächst drei Schwingungssignale verglichen und somit der Zufallseinfluss betrachtet. Abbildung 5.18 stellt exemplarisch die Gegenüberstellung drei verschiedener Messsignale des SC20 150/75-8 bei  $v = 1,5 \text{ m/s}$  und  $F_r = 8 \text{ kN}$  dar.

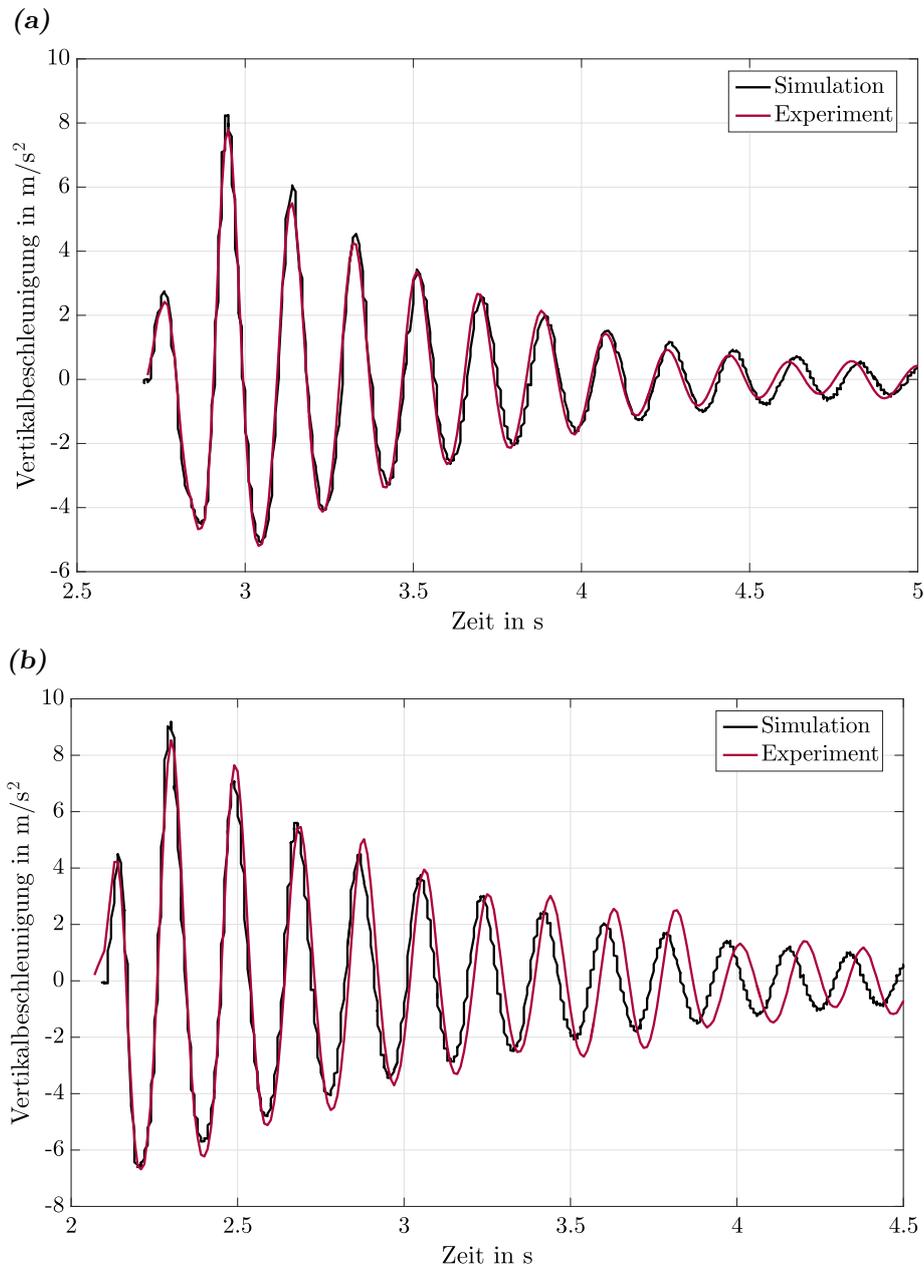


**Abbildung 5.7:** Vergleich von drei Messsignalen zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit der Messung

Der Vergleich der Messsignale zeigt eine gute Übereinstimmung, wodurch der Zufallseinfluss als gering zu bewerten ist und somit eine gute Reproduzierbarkeit der Ergebnisse vorliegt. Lediglich im hinteren Bereich des Schwingungsverhaltens ist bei Experiment 2 eine leichte Abweichung zu erkennen. Da jedoch dieser Bereich bei der Betrachtung des Reifenverhaltens eine untergeordnete Rolle darstellt, kann dies vernachlässigt werden.

In Abbildung 5.8 sind die gemessenen und simulierten vertikalen Beschleunigungen des SC20 150/75-8 bei  $v = 1,5 \text{ m/s}$  bzw.  $v = 3 \text{ m/s}$  und einer Radlast von  $F_r = 8 \text{ kN}$  dargestellt. Die Schwellenhöhe beträgt in beiden Fällen  $5 \text{ mm}$ . Der ganz links zu erkennende erste Beschleunigungspeak stellt das Auftreffen des Reifens auf die Schwelle dar. Es lässt sich grundsätzlich eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse erkennen.

## 5 Validierung des Reifenmodells

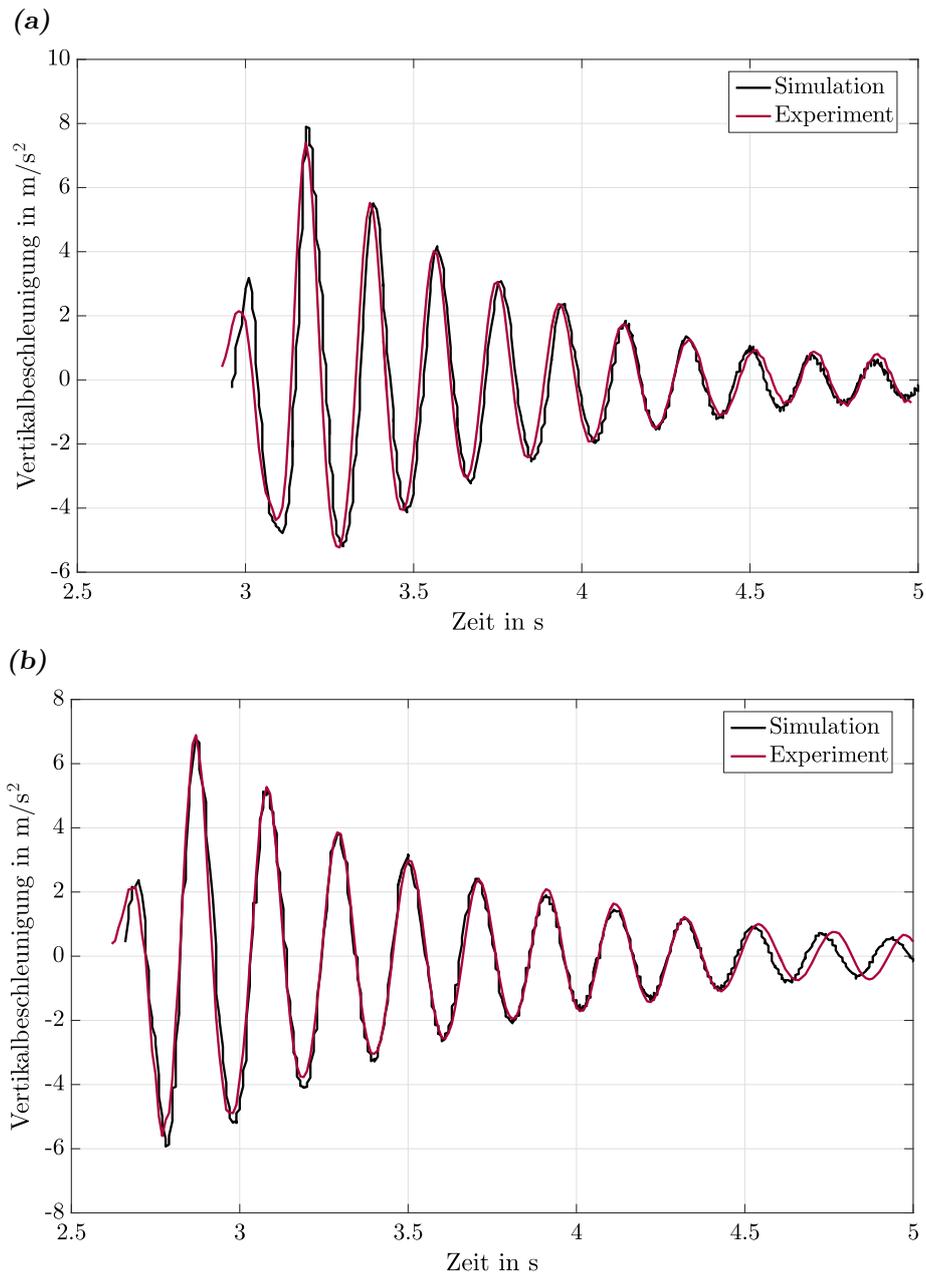


**Abbildung 5.8:** Validierung des Modells anhand des SC20 150/75-8 am Trommelprüfstand bei  $F_r = 8 \text{ kN}$  für  $v = 1.5 \text{ m/s}$  (a) sowie  $v = 3 \text{ m/s}$  (b)

Durch die richtige Abbildung des Abklingverhaltens sowie der Frequenz der Schwingung kann gezeigt werden, dass sowohl das Dämpfungs- als auch das Steifigkeitsverhalten des Modells durch die implementierten Parameter richtig wiedergegeben werden kann. In Abbildung 5.8(b) lässt sich eine geringere Schwingungsperiode in der Simulation erkennen, was auf eine zu geringe Steifigkeit des Modells schließen lässt. Diese Abweichung lässt sich durch die Erhöhung der Schwingungsamplitude erklären, welche aufgrund der

## 5 Validierung des Reifenmodells

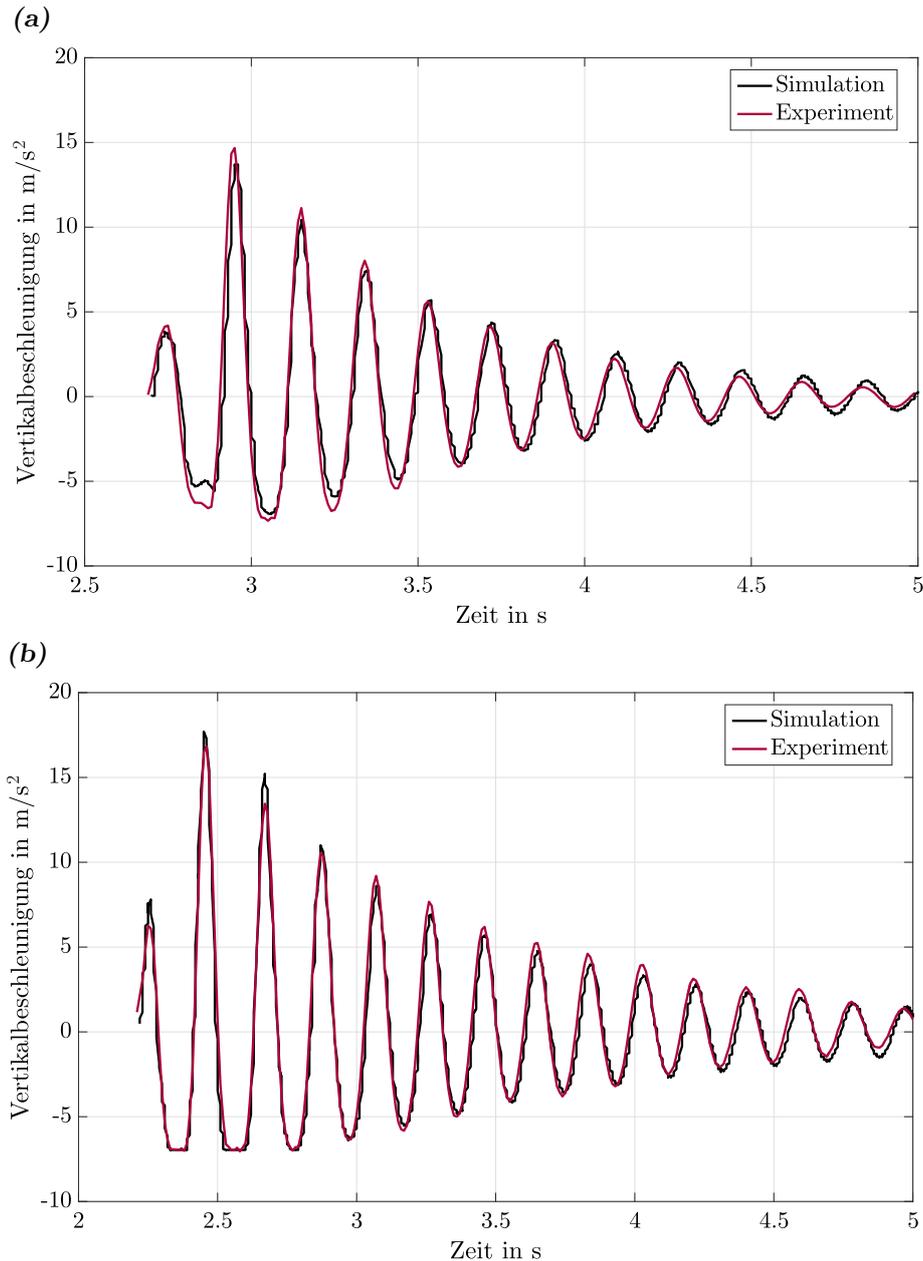
erhöhten Geschwindigkeit auftritt. Die Untersuchung höherer Geschwindigkeiten führt nicht zu brauchbaren Ergebnissen, da es durch die zu schnelle Rotation der Trommel zu keinem Abklingen der Schwingung kommt, bevor die Schwelle das Rad wieder trifft. Somit führen Geschwindigkeiten jenseits von  $3\text{ m/s}$  zu einer konstanten Schwingung, die keine Aussage über die Dämpfung des Systems zulässt.



**Abbildung 5.9:** Validierung des Modells anhand des RES 18x7-8 am Trommelprüfstand bei  $F_r = 8\text{ kN}$  und  $v = 1.5\text{ m/s}$  (a) sowie bei  $F_r = 12\text{ kN}$  und  $v = 2\text{ m/s}$  (b)

## 5 Validierung des Reifenmodells

In Abbildung 5.9 sind die gemessenen und simulierten Beschleunigungsverläufe des Solideal RES 660 18x7-8 dargestellt. Auch hier lässt sich eine sehr zufriedenstellende Übereinstimmung der Kurven erkennen. Die abgebildeten Ergebnisse sind wieder bei einer Schwellenhöhe von  $5\text{ mm}$  entstanden. Die Modellform lässt sich somit auf verschiedene Reifentypen anwenden und muss lediglich geometrisch und parametrisch angepasst werden.



**Abbildung 5.10:** Validierung des Modells anhand des SC20 150/75-8 am Trommelprüfstand bei  $F_r = 8\text{ kN}$  für  $v = 1.5\text{ m/s}$  (a) sowie  $v = 2.5\text{ m/s}$  (b) und einer Schwellenhöhe von  $10\text{ mm}$

Zur Überprüfung wie sehr sich die Schwellenhöhe auf das amplitudenabhängige Verhalten des Reifens auswirkt, werden noch Messungen bei einer Schwellenhöhe von  $10\text{ mm}$  durchgeführt. In Abbildung 5.10 sind die gemessenen und berechneten Verläufe der Beschleunigung bei  $F_r = 8\text{ kN}$  und  $v = 1,5\text{ m/s}$  bzw.  $v = 2,5\text{ m/s}$  gegenübergestellt. Wie schon bei den vorherigen Betrachtungen ist auch hier eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse zu entnehmen. Daraus kann geschlossen werden, dass sich der Einfluss der Amplitude, mit der die Schwingung angeregt wird, kleiner ist als erwartet.

Abschließend lässt sich somit festhalten, dass das vertikal-dynamische Verhalten des Reifens, welches sich beim Überfahren eines Hindernisses einstellt, sehr gut durch die Modellform abgebildet werden kann. Dadurch, dass die Parameterbestimmung für die radiale Steifigkeit und Dämpfung aus den vorhergegangenen Untersuchungen resultiert und somit vollkommen unabhängig von den Schwellenfahrten sind, ist das Modell für diese Anwendung erfolgreich validiert. Aufgrund dessen, dass die besagten Parameter am stehenden Rad ermittelt werden, wird zusätzlich der Forderung nach einer einfachen Parametrierung des Modells nachgekommen.

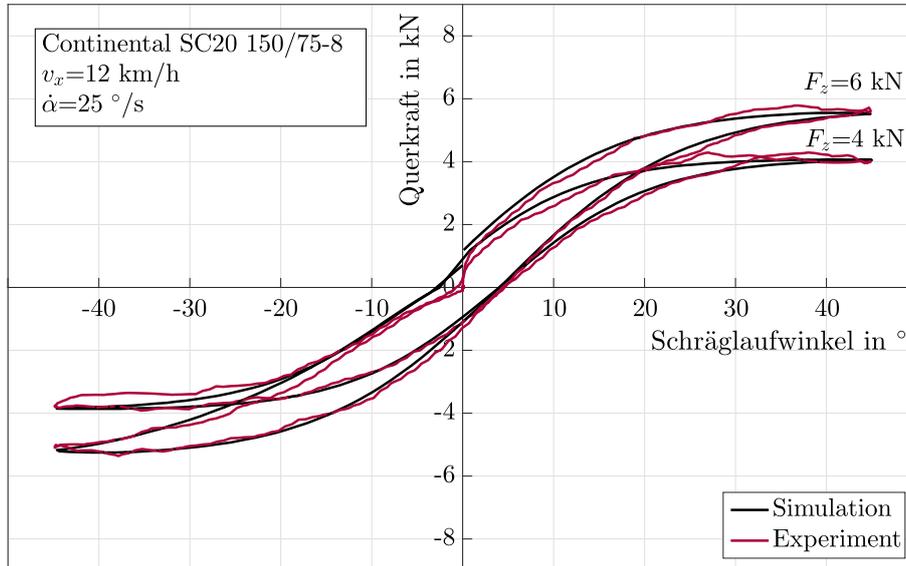
### 5.1.3 Querdynamische Eigenschaften mit Hilfe des Trommelprüfstandes

Nachdem die Gültigkeit des vertikal-dynamischen Modellansatzes erfolgreich durch die gezeigte Validierung nachgewiesen werden konnte, wird in diesem Abschnitt das in Abschnitt 3.3 vorgestellte querdynamische Modell durch die Messergebnisse vom Trommelprüfstand verifiziert. Hierfür wird der experimentelle Aufbau des Prüfstandes in Adams nachgebildet, so dass ein Vergleich zwischen Simulation und Versuch getroffen werden kann. Hierbei wird der Reifen mit einer definierten Radlast an die Trommel gepresst und mit einer vorgegebenen Schräglaufrate  $\dot{\alpha}$  um  $\pm 45^\circ$  geschwenkt. Über die oben beschriebenen Gleichungen wird in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels und der Radlast die aktuelle Querkraft ermittelt und in der Felgenmitte gemessen. Da es für die späteren Untersuchungen von höherer Relevanz ist, wird lediglich auf das dynamische Modell eingegangen.

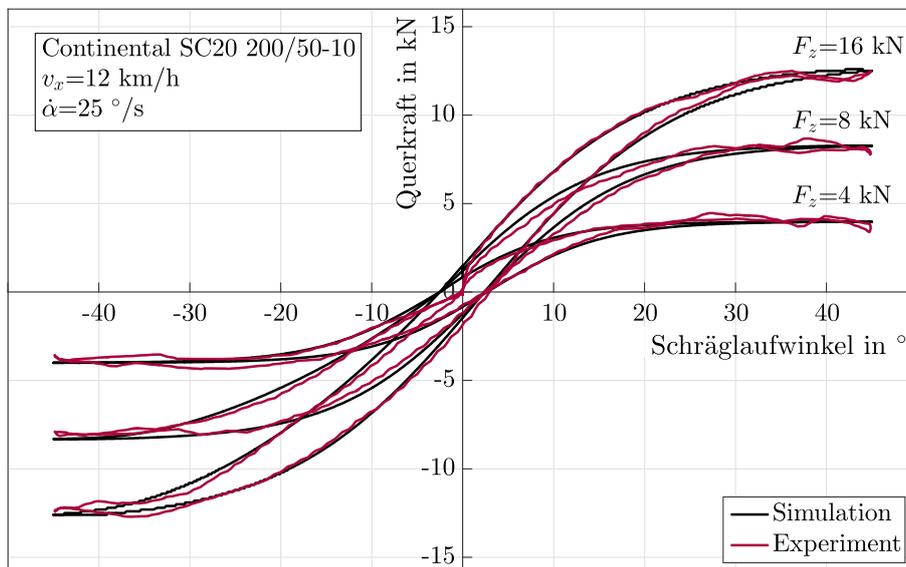
In Abbildung 5.11, 5.12 sowie 5.13 ist die Querkraft in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels für die drei untersuchten Reifentypen bei verschiedenen Radlasten dargestellt. Alle Versuche sind mit einer Schräglaufrate von  $25^\circ/\text{s}$  und einer Geschwindigkeit von  $12\text{ km/h}$  aufgenommen worden. Dies entspricht in beiden Fällen einem Wertebereich, welcher in der Praxis ein übliches Fahrmanöver beschreibt. Es lässt sich bei der Gegenüberstellung eine sehr gute Übereinstimmung bei allen drei Reifentypen sowie bei allen untersuchten Radlasten erkennen. Die zuvor beschriebene Hysterese, welche ein typisches Merkmal bei dem dynamischen Querkraftverlauf von SE-Reifen darstellt, kann durch das Modell sehr zufriedenstellend wiedergegeben werden. Es sind lediglich punktuell leichte Abweichungen zu erkennen, welche u.a. aus dem reduzierten geometrischen Detaillierungsgrad des Reifenmodells abzuleiten sind. Trotz dessen kann aus

## 5 Validierung des Reifenmodells

diesen Ergebnissen abgeleitet werden, dass zum einen die Implementierung des Modells in Adams und zum anderen das Fitten der Parameter richtig durchgeführt wurde. Gerade hinsichtlich der nicht ganz übersichtlichen Einbettung der komplexen Gleichungen ist dies ein großer Vorteil.

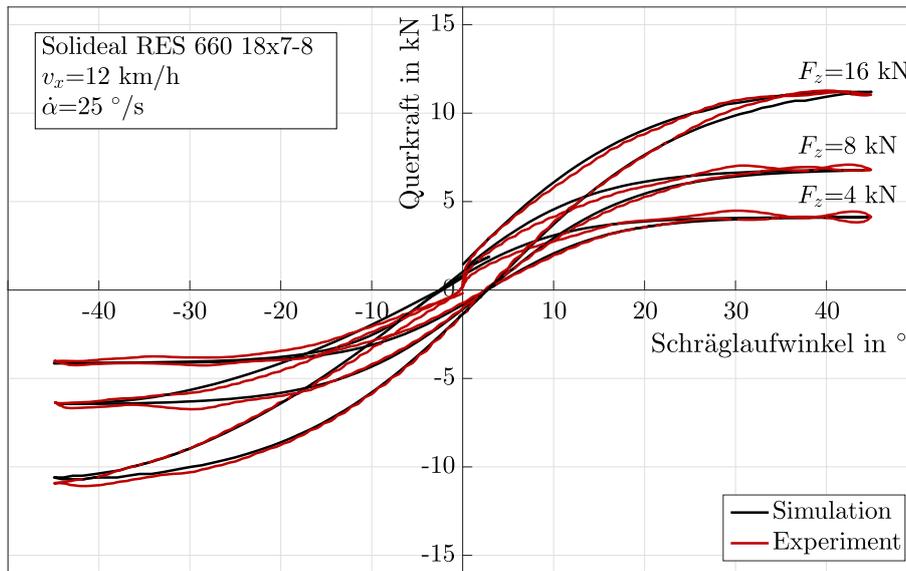


**Abbildung 5.11:** Vergleich der simulierten und gemessenen Querkraftverläufe bei verschiedenen Radlasten für den SC20 150/75-8



**Abbildung 5.12:** Vergleich der simulierten und gemessenen Querkraftverläufe bei verschiedenen Radlasten für den SC20 200/50-10

## 5 Validierung des Reifenmodells



**Abbildung 5.13:** Vergleich der simulierten und gemessenen Querkraftverläufe bei verschiedenen Radlasten für den RES 660 18x7-8

Für eine endgültige Validierung des Modells sind diese gezeigten Vergleiche der Querkraftverläufe jedoch nicht vollkommen ausreichend. Hierfür ist die Tatsache verantwortlich, dass sich sowohl die Bestimmung der Parameter als auch die Verifizierung der berechneten Querkraftverläufe auf die identischen Messkurven beziehen. Somit sind Parametrierung und Verifizierung nicht unabhängig voneinander, was jedoch für eine Validierung des Modells notwendig ist. Um dies zu gewährleisten rücken die Untersuchungen am Gesamtfahrzeug, welche im nächsten Abschnitt betrachtet werden, in den Fokus. Hier werden neben einer stationären Kreisfahrt zur Überprüfung der Validität des statischen Modells zusätzlich ein L-Test zur Validierung des dynamischen Modells betrachtet.

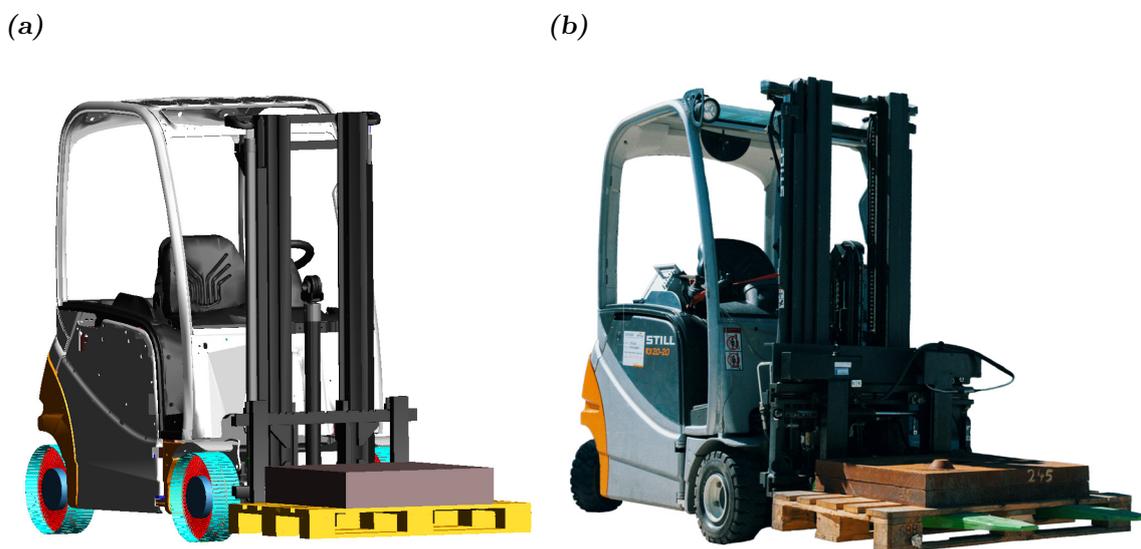
## 5.2 Validierung des Reifenmodells durch Messfahrten

Nachdem das Modell erfolgreich durch die gewonnenen Prüfstandsergebnisse verifiziert bzw. validiert wurde, wird das Modell nachfolgend im Rahmen einer Gesamtfahrzeugsimulation auf seine Gültigkeit geprüft. Hierfür werden zum einen Schwellenüberfahrten durchgeführt, durch welche überprüft wird, ob das Reifenmodell die Stöße bzw. das Schwingungsverhalten korrekt in das Fahrzeug einleitet. Zum anderen werden verschiedene Ausführungen von Kurvenfahrten betrachtet, wodurch der korrekte Aufbau der Querkraft untersucht werden kann. Die Messdaten hierzu wurden in einem oben bereits erwähnten Forschungsprojekt (s. hierzu [SKB16b]) aufgenommen, indem der identische Stapler zum Einsatz kam. In dieser Arbeit wurden diese Daten dann lediglich zur Validierung herangezogen. Als Testfahrzeug wird ein elektrisch angetriebener Vierradstap-

ler der Firma STILL<sup>1</sup> mit einer Tragfähigkeit von 2 t eingesetzt. Neben dem Vergleich der Mess- und Simulationsergebnisse sowie der Beschreibung der Randbedingungen wird in diesem Abschnitt zusätzlich auf den Aufbau des Gesamtfahrzeugmodells sowie des Testfahrzeuges eingegangen. Hierbei ist die Position der Beschleunigungssensoren vom besonderen Interesse, welche zum Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen herangezogen werden.

### 5.2.1 Aufbau des Testfahrzeuges und des Gesamtfahrzeugmodells

Wie eingangs bereits angedeutet, wird zur besseren Einordnung der im weiteren Verlauf der Arbeit gezeigten Ergebnisse der Aufbau des MKS-Gesamtfahrzeugmodells kurz beschrieben. Es handelt sich hierbei um ein Modell, welches in einem Forschungsprojekt am MTL zur Untersuchung der Fahrdynamik von Gabelstaplern eingesetzt wurde. In dem Projekt wurde der identische Stapler eingesetzt, so dass dieses Modell übernommen werden kann. Das Modell wurde im Zuge des Projektes hinsichtlich der Durchführung von Kurvenfahrten validiert. Hierfür wurden die Massenträgheitsmomente des Fahrzeuges ermittelt und in Adams implementiert. Daraufhin wurden verschiedene Fahrmanöver experimentell sowie simulativ durchgeführt und durch den Vergleich der Trajektorien die Modellgüte bestimmt. Für nähere Informationen zur Validierung des Modells sei auf [SKB16b] verwiesen. In Abbildung 5.14 ist das MKS-Fahrzeugmodell und das reale System des STILL RX20-20 gegenübergestellt.



**Abbildung 5.14:** MKS-Gesamtfahrzeugmodell mit integrierten Reifenmodellen (a); Reales System des STILL RX20-20 (b)

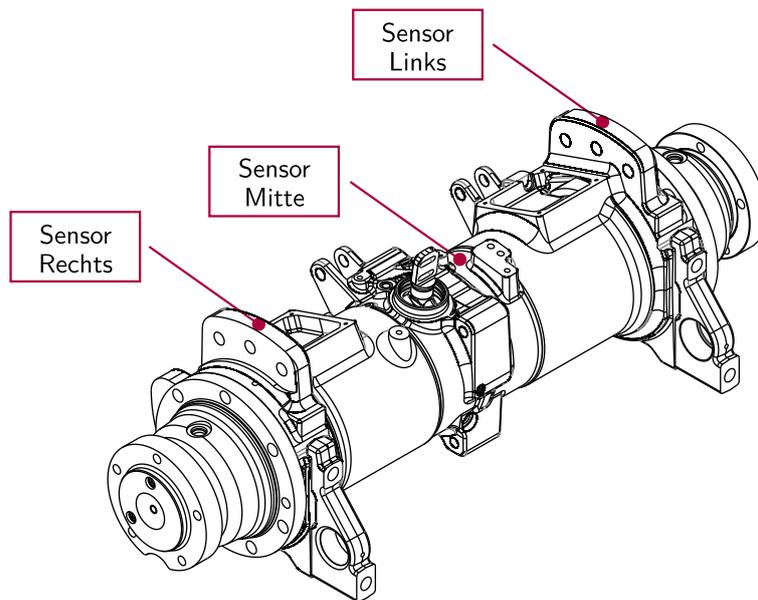
---

<sup>1</sup>Baureihe RX20-20

## 5 Validierung des Reifenmodells

Das Modell ist ein reines Starrkörpermodell, welches aus mehreren Komponenten besteht. Um dem Modell einen möglichst einfachen und übersichtlichen Aufbau zu verleihen, werden lediglich die einflussreichen Komponenten berücksichtigt. Kleinere Teile wie Schrauben, Schläuche oder ähnliches sind somit nicht in dem Modell enthalten. Um dennoch die Massen zu berücksichtigen und somit die Massenverteilung an das reale System anzupassen, wird eine Zusatzmasse im Schwerpunkt des Fahrzeuges eingefügt, welche die aufsummierte Masse der angesprochenen Komponenten beinhaltet. Diese könnten einem sehr detaillierten CAD-Modell entnommen werden. Die separaten Komponenten des Modells sind durch verschiedene Constraints miteinander gekoppelt. Die Vorderachse ist starr an das Chassis angebunden, während die Hinterachse pendelnd, sprich um die x-Achse frei drehbar, aufgehängt ist. Die übrigen Bestandteile sind durch starre Verbindungen gekoppelt, wodurch jegliche Bewegungsfreiheiten gesperrt sind. Gerade im Bereich des Hubgerüsts ist dies eine starke Idealisierung, da die Mastprofile, der Gabelträger sowie die Gabelzinken in Realität eine erhebliche Relativbewegung zueinander aufweisen können. Wie im weiteren Verlauf dieses Abschnittes zu sehen ist, wird das Schwingungsverhalten des Fahrzeuges durch diese Relativbewegung beeinflusst, jedoch kann im Rahmen dieses Projektes nicht der Aufwand betrieben werden, ein detaillierteres Modell zu erstellen. Da im Rahmen dieser Arbeit die Reifenmodellierung im Vordergrund steht, ist es ausreichend nachzuweisen, dass die über die Fahrbahn in das Fahrzeug eingeleiteten Schwingungen grundsätzlich abgebildet werden können.

Vor dem Beginn der Messfahrten galt es die richtige Position am Fahrzeug zu finden, welche sich zur Platzierung der Beschleunigungssensoren eignet. Bei den Sensoren handelt es sich um einachsige Beschleunigungssensoren, welche das Beschleunigungssignal in z-Richtung messen. Die Sensoren sind mit einem Messverstärker gekoppelt, über den das Messsignal verarbeitet wird. Da allgemein mit einem sehr verrauschten Signal zu rechnen ist und eine zu starke Filterung das Messsignal verfälscht, ist die richtige Lage des Sensors von besonders großer Bedeutung. Hierfür muss ein möglichst steifes Bauteil verwendet werden, welches eine möglichst geringe Eigendynamik besitzt. Zusätzlich sollten die Beschleunigungen möglichst nah am Rad gemessen werden, da somit besser bewertet werden kann welche Schwingungs- und Stoßbelastung über den Reifen in das Fahrzeug eingeleitet werden. Aufgrund dieser Kriterien wird sich dafür entschieden, die Sensoren auf der Vorderachse zu platzieren. Es werden drei Sensoren auf der Achse so positioniert, dass die Beschleunigung am linken und rechten Rad sowie in der Mitte der Achse aufgenommen werden können. In Abbildung 5.15 ist das CAD-Modell der Vorderachse mit den Positionen der drei Sensoren dargestellt. Der linke bzw. rechte Sensor ist an der Komponente der Vorderachse angebracht, an dem die Achse an das Chassis des Fahrzeuges angebunden ist. Aufgrund der sehr massiven Ausführung liegt hier eine sehr hohe Steifigkeit vor, was wie bereits beschrieben eine gute Voraussetzung für die Platzierung der Beschleunigungssensoren darstellt. Der mittige Sensor ist hier nur der Vollständigkeit halber aufgeführt, wobei sich im weiteren Verlauf ausschließlich auf die äußeren Sensoren bezogen wird.



**Abbildung 5.15:** CAD-Modell der Vorderachse mit den Positionen der drei Beschleunigungssensoren

Zur Analyse des Fahrzeugverhaltens während einer Kurvenfahrt muss das Fahrzeug durch weitere Messtechnik ergänzt werden. Zur Bestimmung der räumlichen Bewegung des Fahrzeuges wird ein inertiales Messsystem der iMAR GmbH eingesetzt, welches aus mehreren Beschleunigungs- und Drehsensoren besteht. Somit kann mit Hilfe dieses Systems die Trajektorie des Fahrzeuges ermittelt werden, welche bei einer Kurvenfahrt stark von den stationären bzw. dynamischen Querkraftverhalten des Reifens abhängt. Das Messsystem ist am Dach des Staplers befestigt und mit einem Rechner verbunden, der die Messdaten der Fahrten aufnimmt. Zur richtigen simulativen Abbildung der Fahrmanöver wird der genaue Lenkwinkelverlauf der Messfahrt benötigt. Dieser wird durch einen am Lenkzylinder angebrachten Wegaufnehmer ermittelt, der starr mit dem Lenkgelenk und dem Zylindergehäuse verbunden ist. Das inertielle Messsystem ermittelt die zur Zylinderverschiebung proportionale Spannung, woraus sich der genaue Verlauf des Lenkwinkels ermitteln lässt.

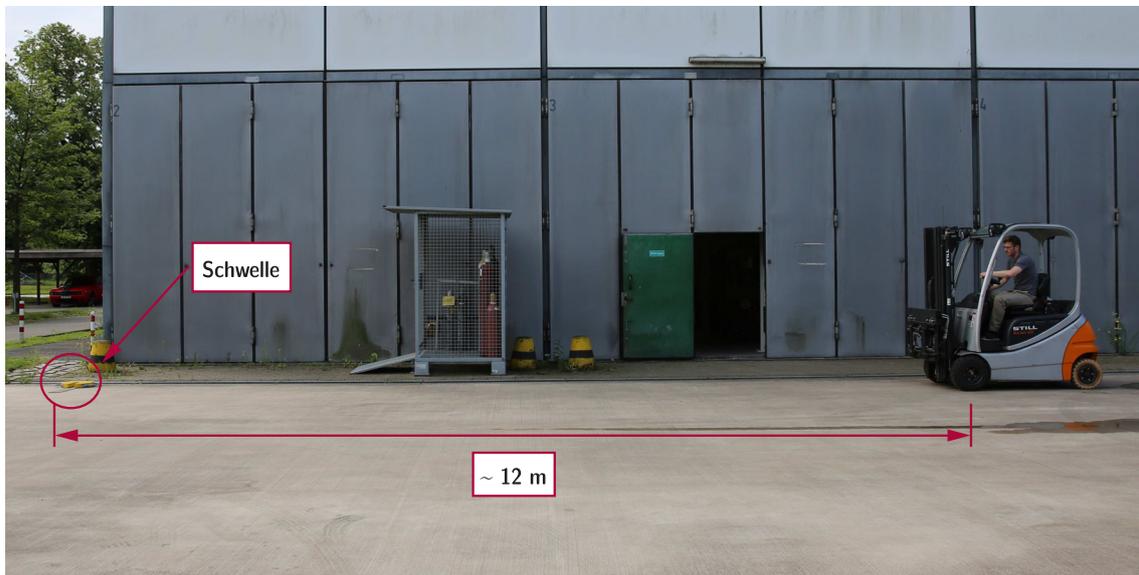
### 5.2.2 Beschreibung der Testszenarien

Wie bereits angedeutet, werden verschiedene Messfahrten durchgeführt, die zum einen das vertikaldynamische und zum anderen das querdynamische Verhalten des Reifens fokussieren. Zur Untersuchung des vertikalen Schwingungsverhaltens werden Schwellenüberfahrten bei verschiedenen Geschwindigkeiten mit und ohne Last durchgeführt. Auch hier werden in Anlehnung an die Messungen am Trommelprüfstand die Schwellenhöhen zwischen  $5\text{ mm}$  und  $10\text{ mm}$  variiert. Die Schwellenbreite von  $150\text{ mm}$  ist ebenfalls

## 5 Validierung des Reifenmodells

identisch mit der des Prüfstandes. Um Messung und Simulation miteinander vergleichen zu können muss sichergestellt werden, dass das gemessene bzw. simulierte Fahrmanöver möglichst identisch aufgebaut ist. Aufgrund dessen werden die Schwellenfahrten so durchgeführt, dass lediglich mit einem Reifen über die Schwelle gefahren wird, wodurch es nicht zu einer ungleichmäßigen Schwellenüberfahrt des linken und rechten Reifens kommen kann. Zur Validierung wird das Messsignal des Beschleunigungssensors herangezogen, welcher an der entsprechenden Seite der Achse platziert ist.

In Abbildung 5.16 ist der Aufbau des Fahrparcours dargestellt. Hier startet das Fahrzeug in einem ausreichend großen Abstand zur Schwelle zu beschleunigen, bis die gewünschte Endgeschwindigkeit erreicht ist. Durch die Wahl einer Maximalgeschwindigkeit im Konfigurationsmodus des Staplers lässt sich die Geschwindigkeit im Betrieb regulieren.



**Abbildung 5.16:** Aufbau des Fahrparcours zur Durchführung der Schwellenüberfahrten

Zur Beurteilung des stationären bzw. dynamischen Querkraftmodells werden zwei verschiedene Fahrmanöver betrachtet, mit denen das jeweilige Querkraftverhalten auf den Reifen untersucht werden kann. Der stationäre Zustand des Modells wird durch eine Kreisfahrt bei konstanter Geschwindigkeit und Lenkeinschlag validiert.

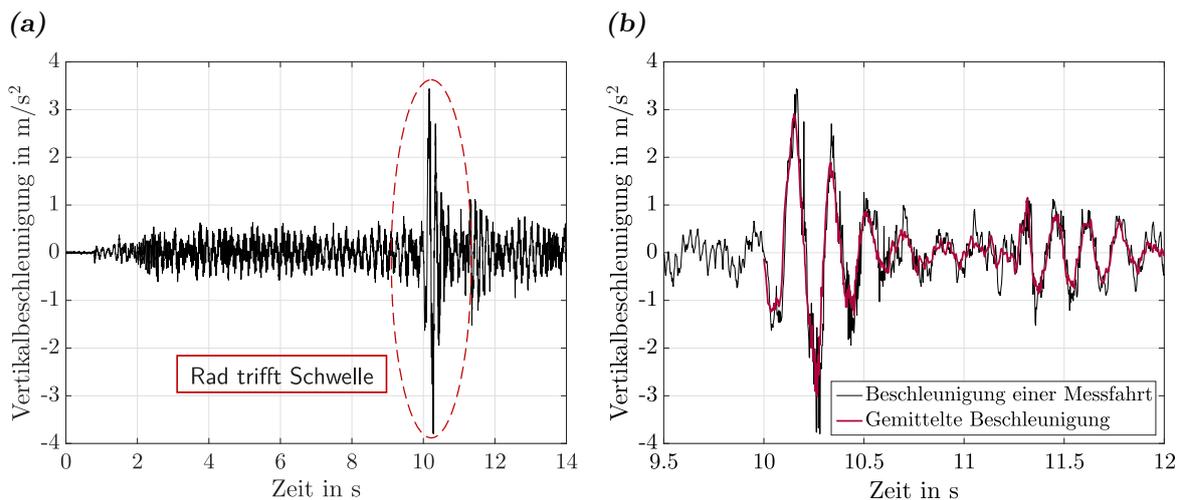
Die dynamischen Modelleigenschaften werden durch einen in Anlehnung an DIN EN 16203 [DIN14] durchgeführten L-Test auf Validität geprüft. Hierbei liegt ein annähernd trapezförmiger Lenkwinkelverlauf vor. Das Fahrzeug wird vorerst auf einer geraden Strecke beschleunigt, erst dann erfolgt der Lenkeinschlag. Dieser abrupte Aufbau des Lenkwinkels ruft sehr hohe Schräglaufraten hervor, womit die richtige Abbildung des querdynamischen Verhaltens untersucht wird.

Für die beschriebenen Fahrmanöver stellt jeweils die aufgenommene Trajektorie die Referenzgröße dar, welche zwischen Messung und Simulation verglichen wird. Alle Testfahrten werden auf einer speziell angefertigten Testfläche durchgeführt. Diese besitzt eine verhältnismäßig ebene Oberfläche, woraus eine relativ geringe Vertikalbeschleunigung bei einer einfachen Geradeausfahrt resultiert. Somit wird das Messsignal bei einer Schwellenüberfahrt deutlich weniger beeinflusst.

### 5.2.3 Vergleich zwischen Mess- und Simulationsfahrten

In diesem Abschnitt werden die gemessenen und simulierten Fahrmanöver miteinander verglichen und somit die Gültigkeit des Reifenmodells in Bezug auf eine Gesamtfahrzeugsimulation betrachtet. Im ersten Teil dieses Abschnittes wird detailliert auf die durchgeführten Schwellenüberfahrten eingegangen, im Anschluss werden die Kurvenfahrten bewertet.

Bevor es zum Vergleich der Mess- und Simulationsergebnisse kommt, werden die gemessenen Vertikalbeschleunigungen einer Messfahrt im Detail betrachtet. In Abbildung 5.17(a) ist das aufgenommene Messsignal einer gesamten Messfahrt dargestellt. In dem Bereich, wo es zu einem deutlichen Ausschlag der Beschleunigung kommt, trifft das Rad die Schwelle. Zusätzlich lässt sich anhand dieses Diagrammes gut erkennen, dass es bei einer Geradeausfahrt zu einer Grundschwingung in vertikaler Richtung kommt, welche aus der Unrundheit der Reifen bzw. aus der leichten Bodenunebenheit resultiert. Das Messsignal, welches sich bei der Schwellenüberfahrt einstellt ist in Abbildung 5.17(b) nochmals im Detail dargestellt. Bei 10 s trifft das Vorderrad die Schwelle und sorgt für eine starken Peak im Messsignal.

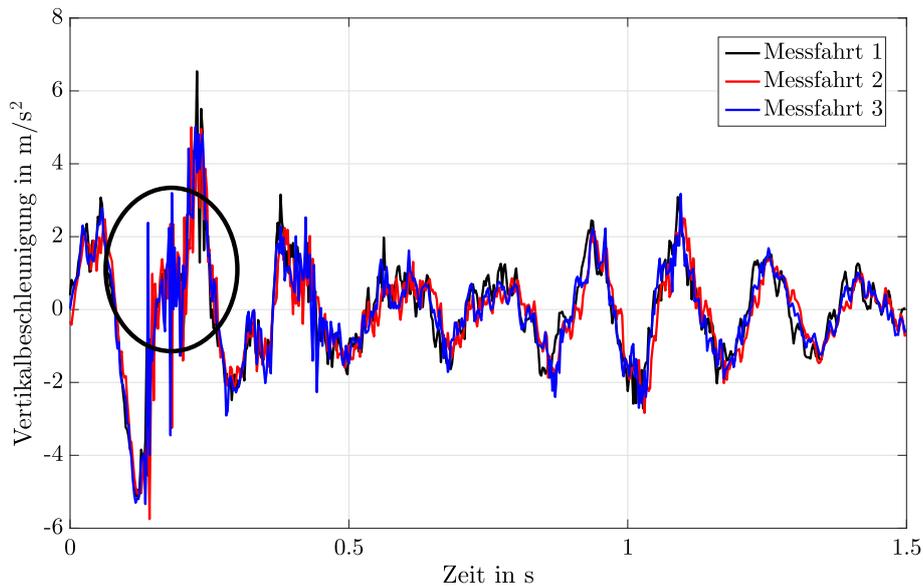


**Abbildung 5.17:** Vertikalbeschleunigung einer gesamten Fahrt (a); detaillierter Ausschnitt der Vertikalbeschleunigung bei der Schwellenüberfahrt (b)

## 5 Validierung des Reifenmodells

Die angeregte Schwingung klingt bis zu dem Punkt ab, wo das Hinterrad die Schwelle trifft und nochmals einen Ausschlag hervorruft. Durch die Mittlung aller aufgenommenen Messfahrten wird eine Glättung des Signals hervorgerufen, wodurch eine hinreichend gut verwertbare Messkurve entsteht, die zur Validierung herangezogen werden kann.

Dass die Mittlung der Messfahrten zulässig ist, kann aus Abbildung 5.18 entnommen werden. Hierbei handelt es sich um eine einseitige Schwellenüberfahrt bei  $v = 2\text{ m/s}$  und ohne Last. Diese zeigt die Gegenüberstellung von drei Messfahrten woraus hervorgeht, dass das aufgenommene Messsignal sich sehr gut reproduzieren lässt.

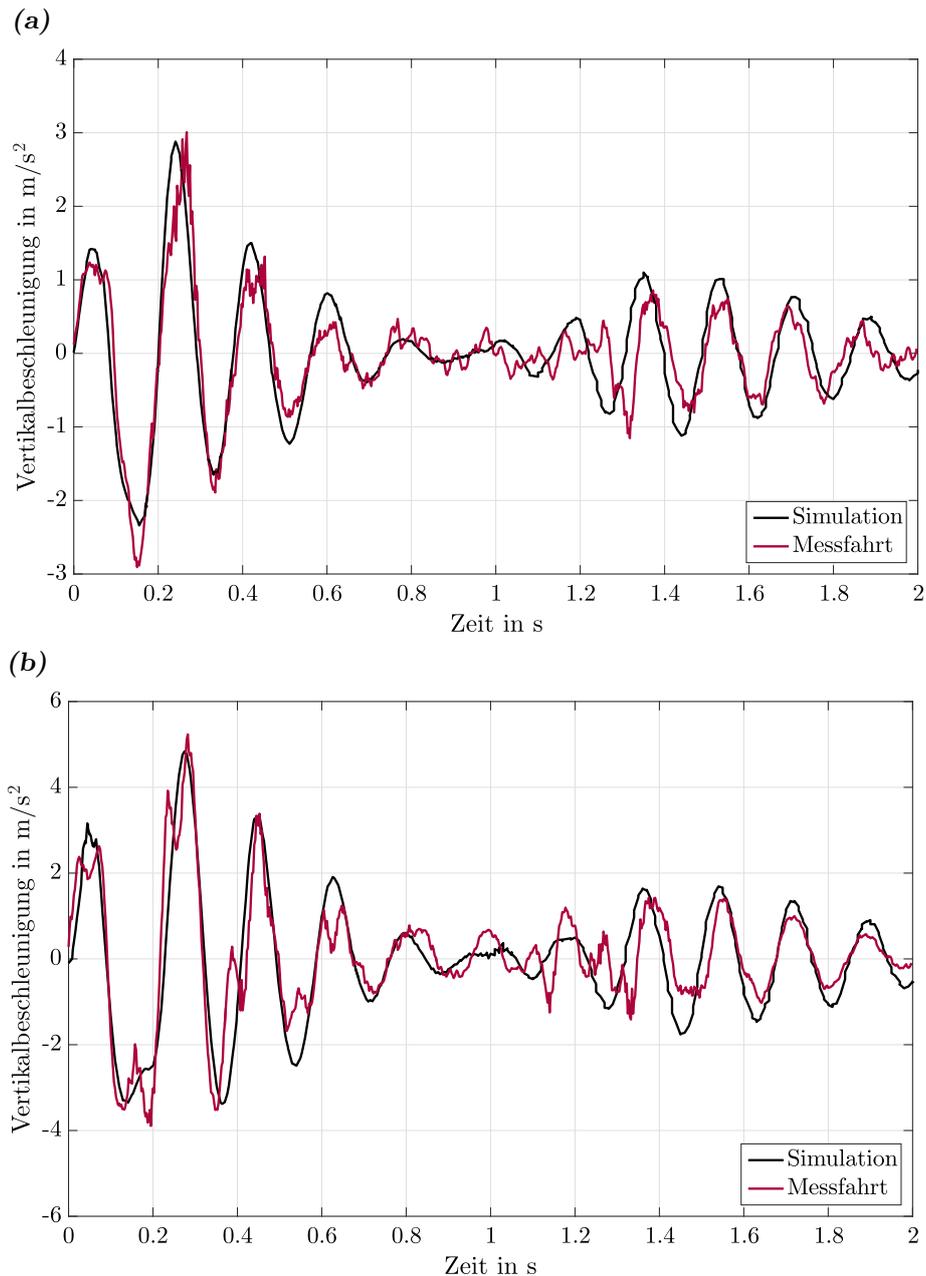


**Abbildung 5.18:** Vergleich von drei Messfahrten zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit der Messung

Bei näherer Betrachtung der Messergebnisse lassen sich parallelen zu den Messkurven, welche am Trommelprüfstand aufgenommen wurden, erkennen. Auch hier lässt sich eine freie, abklingende Schwingung erkennen. Die Fahrzeugmasse sowie die beweglichen Teile im Bereich des Hubgerüsts sorgen jedoch für ein deutlich schnelleres abklingen der Schwingung bzw. für ein unsauberer Messsignal im Vergleich zu den Prüfstandsergebnissen. Trotz der geringen Fahrgeschwindigkeit und obwohl die Messfahrt ohne Last durchgeführt wurde, ist bereits erkennbar, dass die Eigendynamik einiger Komponenten das Schwingungsverhalten stark beeinflusst. Der links in Abbildung 5.18 markierte Bereich zeigt eine Art Unterbrechung im Kurvenverlauf, welcher aus der vertikalen Bewegung des Gabelträgers beim erneuten Kontakt des Reifens mit der Fahrbahn nach der Schwelle resultiert. Dieses Verhalten lässt sich bei den Messfahrten mit Last noch deutlich stärker beobachten. Somit wird sich bei der folgenden Validierung vorerst auf Messwerte bezogen, die ohne Last auf den Gabelzinken entstanden sind.

## 5 Validierung des Reifenmodells

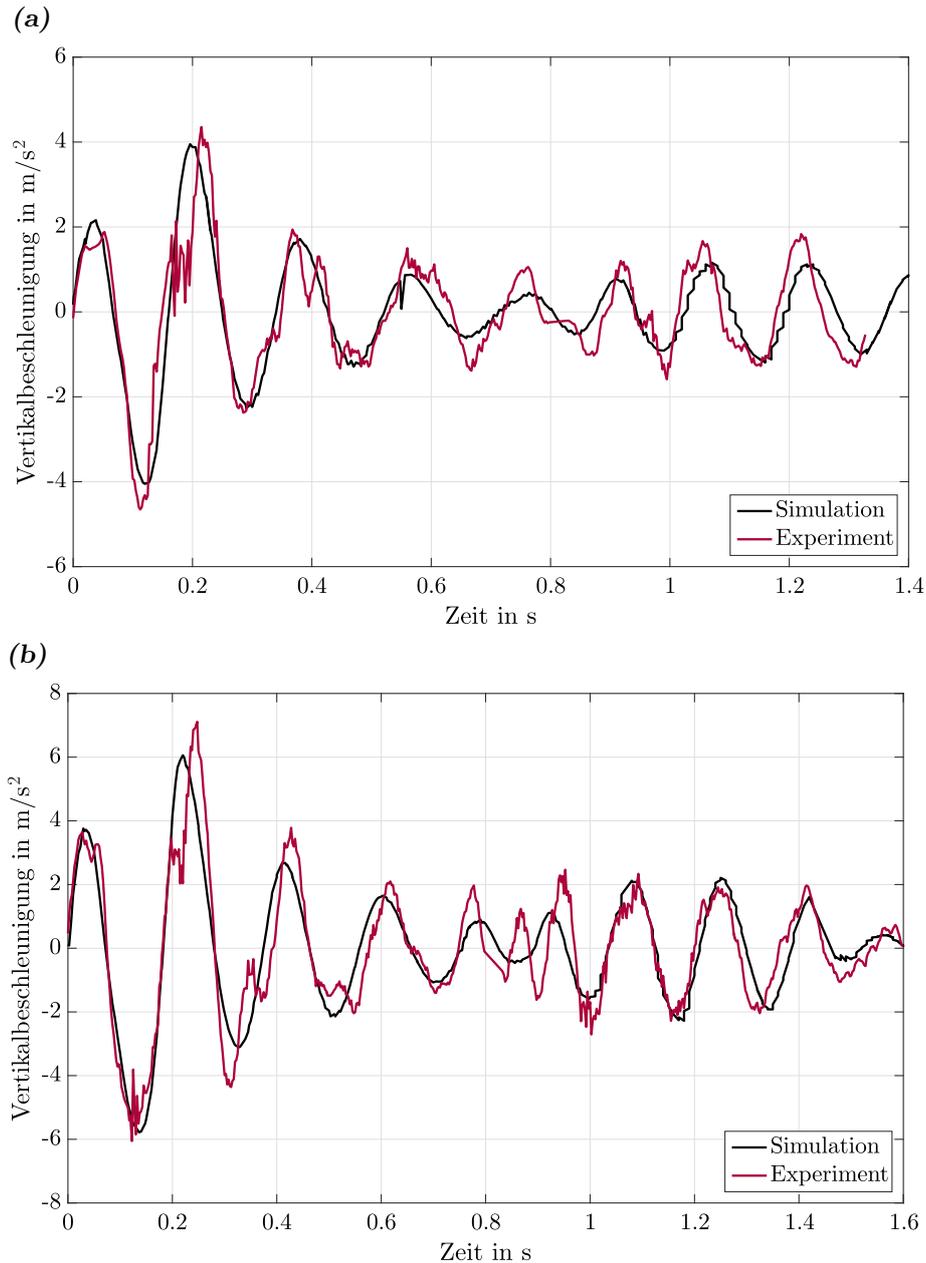
Abbildung 5.19 zeigt die Gegenüberstellung der Mess- und Simulationswerte für eine Schwellenüberfahrt bei  $v = 1,5 \text{ m/s}$ , welche bei einer Schwellenhöhe von  $5 \text{ mm}$ (a) und  $10 \text{ mm}$ (b) aufgenommen wurden. In beiden Fällen wurde der Continental SC20 150/75-8 als Bereifung eingesetzt. Es lässt sich gut erkennen, dass die Tendenz der Schwingung, welche auf die Vorderachse wirkt, für den gesamten zeitlichen Verlauf sehr gut nachbilden lässt.



**Abbildung 5.19:** Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Vertikalbeschleunigung ohne Last bei  $v = 1,5 \text{ m/s}$  bei  $5 \text{ mm}$  Schwellenhöhe (a) und  $10 \text{ mm}$  Schwellenhöhe (b)

## 5 Validierung des Reifenmodells

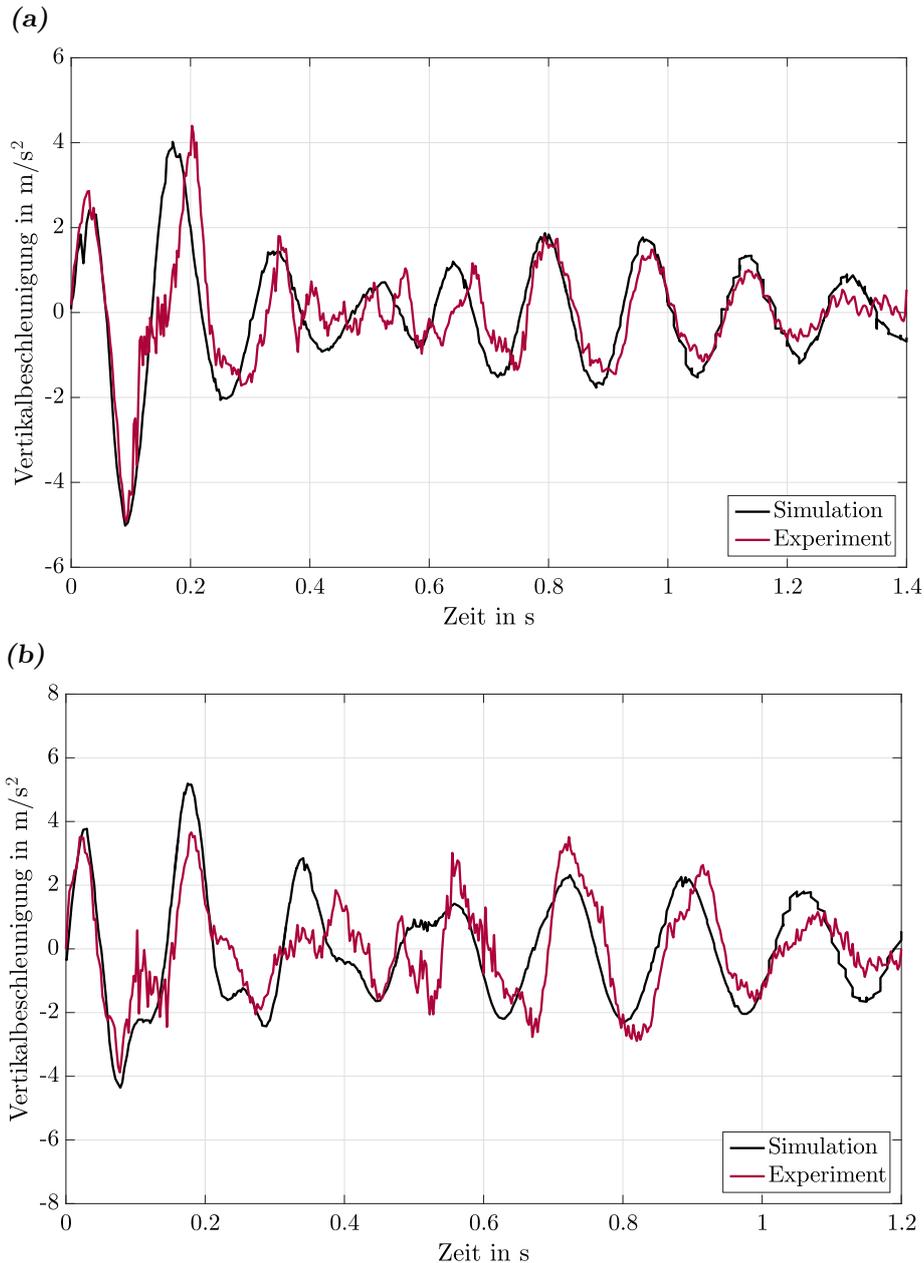
Sowohl die Größenordnung der Ausschläge als auch die Frequenz sowie das Abklingverhalten stimmen zufriedenstellend überein. Die hochfrequenten Anteile in dem Signal beruhen auf der angesprochenen Eigendynamik mehrerer Komponenten im Fahrzeug und lassen sich somit mit dem vorliegenden MKS-Fahrzeugmodell nicht abbilden. Es ist also davon auszugehen, dass die aus der Schwellenüberfahrt resultierende Schwingung richtig durch das Reifenmodell beschrieben werden kann.



**Abbildung 5.20:** Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Vertikalbeschleunigung ohne Last bei  $v = 2 m/s$  bei  $5 mm$  Schwellenhöhe (a) und  $10 mm$  Schwellenhöhe (b)

## 5 Validierung des Reifenmodells

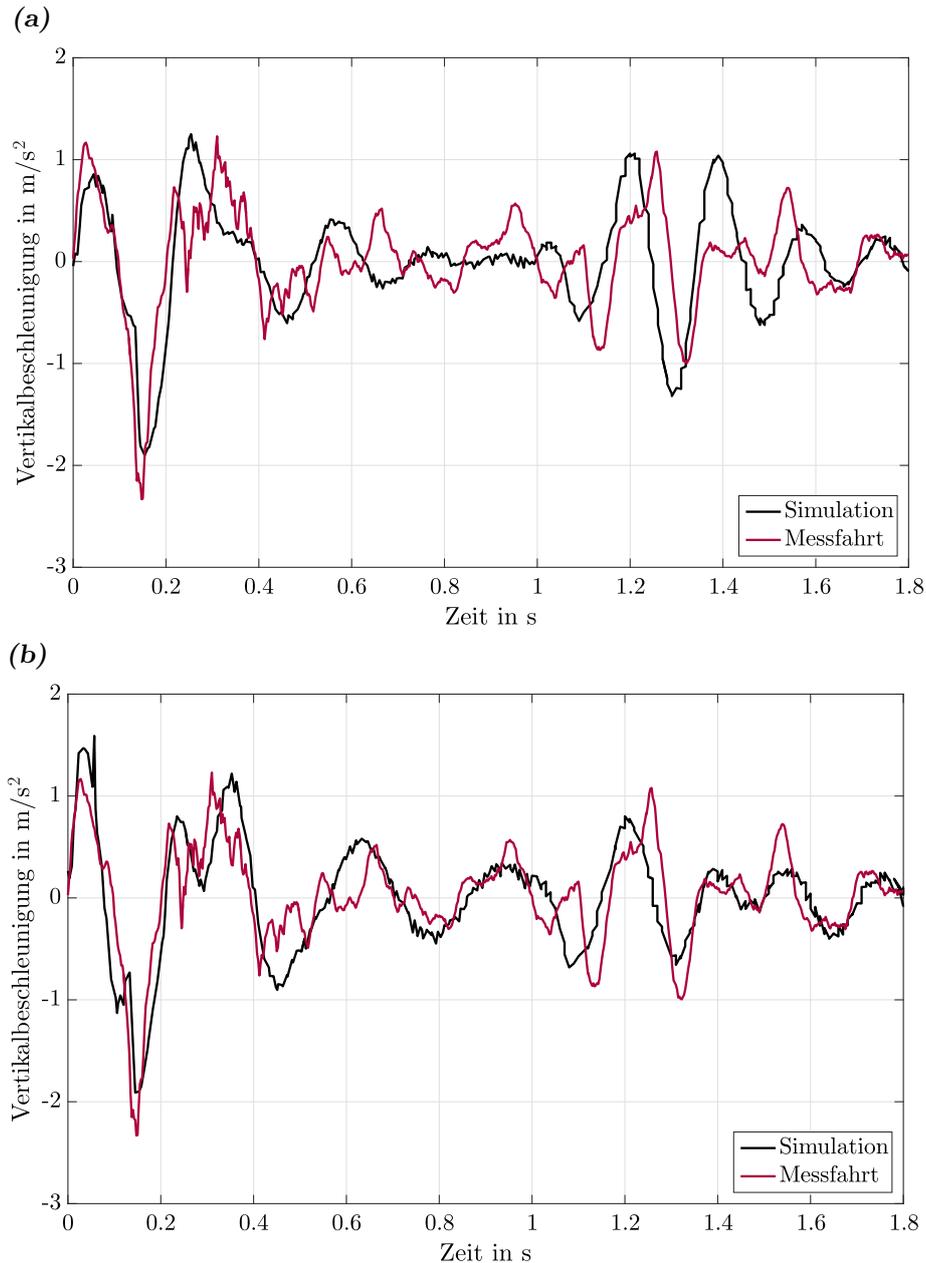
In Abbildung 5.20 sind die Vertikalbeschleunigungen aus der Messung und Simulation für den Solideal RES 18x7-8 gegenübergestellt. Auch in diesem Fall kann die Grundform der Schwingung tendenziell sehr gut nachgebildet werden. Somit lässt sich zeigen, dass durch das Modell, unabhängig von dem Reifentyp, die Schwingungsbelastung bei verschiedenen Schwellenhöhen richtig in das Fahrzeug eingeleitet werden. Diese Aussage lässt sich jedoch vorerst nur für niedrige Geschwindigkeiten und ohne Last bestätigen.



**Abbildung 5.21:** Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Vertikalbeschleunigung ohne Last bei  $5\text{ mm}$  Schwellenhöhe und  $v = 3\text{ m/s}$  (a) bzw.  $v = 3,5\text{ m/s}$  (b)

## 5 Validierung des Reifenmodells

Wie in Abbildung 5.21 gut zu erkennen, weicht der Kurvenverlauf bei erhöhten Geschwindigkeiten immer deutlicher von dem einer harmonischen Schwingung ab. Der Einfluss der beweglichen Komponenten im System nimmt erheblich zu, wodurch es zu einer steigenden Abweichung zwischen Messung und Simulation kommt. Trotz dessen lässt sich der Stoß, welche durch die Schwelle eingeleitet wird, sowie der Aufprall nach der Schwelle qualitativ zufriedenstellend abbilden.



**Abbildung 5.22:** Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Vertikalbeschleunigung mit  $m_L = 500\text{ kg}$  und einer Schwellenhöhe von  $5\text{ mm}$  Schwellenhöhe

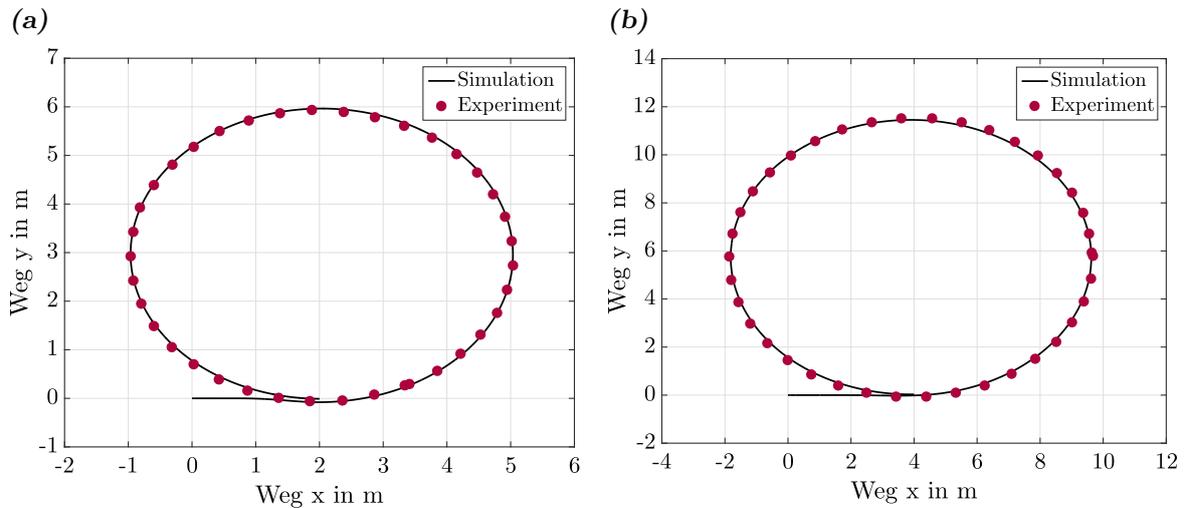
## 5 Validierung des Reifenmodells

In Abbildung 5.22 sind die gemessenen und simulierten Vertikalbeschleunigungen mit einer Last  $m_L$  von  $500\text{ kg}$  und einer Geschwindigkeit  $v = 1.5\text{ m/s}$  dargestellt. Der angesprochene Einfluss der beweglichen Komponenten im Hubgerüst auf das Schwingungsverhalten ist bei den Messfahrten mit aufgenommener Last noch deutlicher zu beobachten. Durch die Bewegung des beladenen Gabelträgers resultierend aus dem Aufprall nach der Schwellenüberfahrt, kommt es zu einer zusätzlichen Belastung der Vorderachse. Dies ist zum einen deutlich dem gemessenen Beschleunigungssignal zu entnehmen und (s. Abbildung 5.22 bei ca.  $0.25\text{ s}$ ) und zum anderen einer per Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommenen Messfahrt. Durch die frontale Aufnahme des Hubgerüsts bei einer Schwellenüberfahrt ließ sich die schwingende Bewegung des Gabelträgers sehr gut erkennen. Unter Berücksichtigung dieser Tatsache, kann das MKS-Fahrzeugmodell dementsprechend angepasst werden, indem der Gabelträger vertikal frei schwingend aufgehängt wird. Daraus resultiert eine bessere Übereinstimmung in dem angesprochenen Bereich der Messkurven (s. Abbildung 5.22 (b)). Damit lässt sich zeigen, dass die Abweichung aus dem Detaillierungsgrad des Fahrzeuges und nicht aus dem Reifenmodell resultieren.

Abschließend kann somit zusammengefasst werden, dass die eingeleitete Stoß- bzw. Schwingungsbelastung in das Fahrzeug zufriedenstellend durch das Reifenmodell abgebildet werden kann. Trotz des relativ einfachen Modellaufbaus und der äußeren Einflüsse, die nur bedingt berücksichtigt werden, lassen sich überwiegend gute Übereinstimmungen zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen erzielen. Das Reifenmodell eignet sich somit den Anforderungen entsprechend zu Untersuchungen der Vertikaldynamik bzw. hinsichtlich des Fahrkomforts. Durch die Untersuchung von verschiedenen Fahrgeschwindigkeit, Schwellenhöhen und Reifentypen kann zusätzlich nachgewiesen werden, dass das Modell flexibel einsetzbar ist.

Nachfolgend kann nun der Fokus auf die bereits angesprochenen Kurvenfahrten gelegt werden, wodurch das stationäre bzw. dynamische Querkraftmodell auf seine Gültigkeit überprüft wird. Um das Modell im stationären Zustand zu validieren wird der gemessene und simulierte Verlauf der Trajektorie bei einer stationären Kreisfahrt verglichen. Hierbei werden zum einen unterschiedliche Lenkeinschläge und somit Kreisdurchmesser betrachtet und zum anderen werden die Fahrten mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten durchgeführt. Abbildung 5.23 zeigt den Vergleich zwischen den gemessenen und simulierten Trajektorien. Hierbei sind konstante Fahrgeschwindigkeiten von  $v = 1.75\text{ m/s}$  (a) und  $v = 3.2\text{ m/s}$  (b) verwendet worden. In beiden Fällen kann die gemessene Trajektorie sehr gut durch die Simulation abgebildet werden. Daraus lässt sich ableiten, dass das stationäre Modell richtig implementiert und parametrisiert wurde.

## 5 Validierung des Reifenmodells

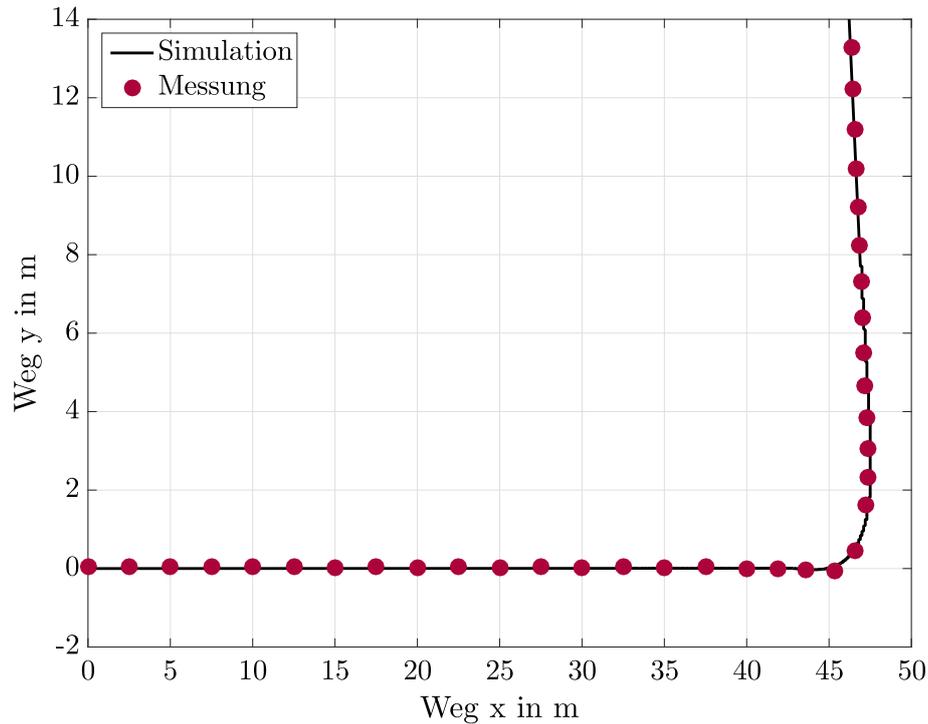


**Abbildung 5.23:** Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Trajektorien bei einer stationären Kreisfahrt mit 6 m (a) und 12 m (b) Durchmesser

Zur Validierung des dynamischen Modellverhaltens wird ein L-Test simulativ und experimentell gegenübergestellt. Auch hier wird die Trajektorie aus der Simulation und der Messfahrt verglichen. Das Fahrzeug wird vorerst auf einer geraden Strecke bis zu einer gewissen Geschwindigkeit beschleunigt. Darauf wird durch ein abruptes Lenkmanöver eine 90-Grad-Kurve eingeleitet. Durch dieses schlagartige Einlenken treten sehr hohe Schräglaufraten auf, wodurch dieses Fahrmanöver sich sehr gut zur Überprüfung des dynamischen Modells eignet. Damit die Kurvenfahrt richtig in der Simulation abgebildet werden kann, wird der gemessene Lenkwinkelverlauf in Adams implementiert und dem Modell vorgegeben. Hierfür wird ein Spline mit den entsprechenden Daten definiert und dem Drehgelenk an den Hinterrädern vorgegeben. Somit lässt sich eine Abweichung zwischen den Trajektorien lediglich auf das querdynamische Modell zurückführen.

Abbildung 5.24 stellt die gegenübergestellten Schwerpunkttrajektorien des gemessenen und simulierten L-Tests dar. Das Fahrzeug wurde hierbei zunächst auf eine Geschwindigkeit von  $4,5 \text{ m/s}$  beschleunigt und wurde dann mit einer Schräglaufrate von  $36,6^\circ/\text{s}$  in die Kurve gelenkt. Bei dem Vergleich der Trajektorien ist ein nahezu identischer Verlauf zu erkennen, was auf eine richtige Arbeitsweise des Modells schließen lässt. Die Implementierung und die internen Berechnungen in Adams scheinen somit grundsätzlich zu stimmen. Bei der Simulation wurde deutlich, dass durch die dynamische Modellform deutlich höhere Rechenzeiten hervorgerufen werden. Dies resultiert aus der Differenzbildung, welche notwendig zur Abbildung der angesprochenen Dämpfungseffekte in Form einer Hysterese ist.

## 5 Validierung des Reifenmodells



**Abbildung 5.24:** Vergleich von drei Messfahrten zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit der Messung

Grundsätzlich lässt sich somit zeigen, dass die Implementierung und somit die Verschmelzung der beiden Modellformen erfolgreich war. Das Reifenmodell ermöglicht somit vertikaldynamische Untersuchungen, wie die gezeigten Hindernisüberfahrten sowie querdynamische Betrachtung zur Simulation der Fahr- und Kippstabilität des Fahrzeuges. Damit kommt das Modell den eingangs definierten Anforderungen nach und kann im Rahmen von Komfort- oder Fahrdynamikuntersuchungen eingesetzt werden, wodurch die Reifenauswahl hinsichtlich Einsatzfall und Fahrzeugtyp optimiert werden kann. Durch die gezeigten Validierungen kann abschließend festgehalten werden, dass durch einen übersichtlichen Modellaufbau, welcher vertretbare Rechenzeiten aufweist, ein umfangreich einsetzbares und robustes Modell in dieser Arbeit konzipiert wurde.

# 6 Zusammenfassung und Ausblick

## 6.1 Zusammenfassung

In **Abschnitt 2** wurde ein Überblick über bereits bestehende Reifenmodelle gegeben. Der Fokus lag hierbei auf Modellen, die im Rahmen einer Gesamtfahrzeugsimulation eingesetzt werden können. Es wurden zum einen separate Modelle zur Abbildung des vertikal- bzw. querdynamischen Verhaltens beschrieben, sowie zum anderen kombinierte Modelle, welche aufgrund der Verkettung von Feder-Dämpfer-Elementen in alle Raumrichtungen keine Einschränkung bei der Kraftübertragung besitzen. Zusätzlich wurde noch in Kürze auf den Stand der Forschung von strukturmechanischen FE-Modellen eingegangen, welche im Rahmen der Reifenentwicklung eingesetzt werden.

Im darauffolgenden **Abschnitt 3** wurde zunächst der theoretische Ansatz des vertikal-dynamischen Reifenmodells erläutert. Hierbei wurde dargestellt, wie die Kräfte auf den Reifen durch das Modell bestimmt werden und in welcher Verbindung diese mit den Modellparametern stehen. Bei der Modellierung lag der Schwerpunkt auf einem rechenzeitoptimierten Ansatz, welcher durch einen einfachen Aufbau möglichst aufwandsarm in den MKS-Code MSC Adams implementiert werden kann. Somit wurde sich für einen in Adams formulierten Modellansatz entschieden, welcher aus einer Verkettung von linearen und nichtlinearen Feder-Dämpfer-Elementen besteht und über eine programminterne Programmiersprache erzeugt wird.

Im Anschluss wurde auf das stationäre bzw. dynamische Modell zur Beschreibung der Querkraft eingegangen. Auch hier wurden zunächst die analytischen Gleichungen des kennfeldbasierten Ansatzes beschrieben, welche zur Bestimmung der Querkraft in Adams implementiert wurden. Anschließend folgte eine Beschreibung der Verschmelzung der beiden Modellformen zu einem integrierten MKS-Reifenmodell. Hierbei lag der Fokus auf der korrekten Formulierung der komplexen Gleichungen des querdynamischen Modells in Adams.

In **Abschnitt 4** wurde auf die Bestimmung der Modellparameter eingegangen, durch die dem Modell die reifenspezifischen mechanischen Eigenschaften zugeordnet werden. Hierbei stand die Bestimmung der radialen Steifigkeit und Dämpfung des Reifens im Vordergrund, da diese Parameter den größten Einfluss auf das vertikaldynamische Verhalten des Reifens besitzen. Die Bestimmung der radialen Parameter erfolgte mit Hilfe eines Hydropuls-Prüfstandes, mit dem die statische sowie dynamische Einfederung untersucht wurde. Daraus ließ sich die Steifigkeit und die Dämpfung in Abhängigkeit

der Belastungsfrequenz, Amplitude und Radlast ermitteln. Im Anschluss wurde ein Näherungsverfahren vorgestellt, welches die bestimmten Parameter des Reifens auf die Modellparameter überträgt. Im nächsten Schritt wurde auf die Bestimmung der weiteren vertikaldynamischen Modellparameter eingegangen, welche jedoch lediglich durch ein strukturmechanisches Modell sowie durch zahlreiche Simulationsläufe angenähert wurden.

Anschließend folgte die Beschreibung der Parameterbestimmung für das querdynamische Modell. Hierbei handelte es sich lediglich um eine numerische Anpassung der Modellparameter an die messtechnisch aufgenommenen Querkraftkennlinien. Die Parameter wurden hierbei so lange durch einen Optimierungsalgorithmus angepasst, bis eine minimale Abweichung zwischen Simulation und Messung besteht. Die Kennlinien wurden mit Hilfe eines am MTL zur Verfügung stehenden Trommelprüfstandes ermittelt.

Nach der Beschreibung der Parameteridentifikation sowie der -implementierung folgte in **Abschnitt 5** die Verifizierung bzw. Validierung des Modells. Hierfür wurde das Modell zum einen mit den gemessenen Prüfergebnissen verglichen und zum anderen im Rahmen einer Gesamtfahrzeugsimulation eingesetzt und durch verschiedene Messfahrten validiert. Durch einen am MTL entwickelten Prüfstand zur Betrachtung der Vertikaldynamik eines Reifens anhand einer Schwellenüberfahrt, ließen sich die bestimmten Parameter separiert validieren. Die Gesamtfahrzeugsimulationen beinhalteten verschiedene Schwellenüberfahrten sowie Kurvenfahrten, wodurch beide Modellformen auf ihre Gültigkeit überprüft wurden. Es ließen sich überwiegend sehr gute Übereinstimmungen für verschiedene Reifentypen erzielen, wodurch das abschließende Fazit gezogen werden konnte, dass das erstellte Reifenmodell den gesetzten Anforderungen entspricht.

## 6.2 Ausblick

Ein gewisser Unsicherheitsfaktor besteht noch bei der Bestimmung der Modellparameter. Hierbei handelt es sich hauptsächlich um die Steifigkeiten und Dämpfungen in Umfangsrichtung, welche in dieser Arbeit lediglich angenähert wurden. Hierfür könnte das bereits eingesetzte strukturmechanische Modell zum Einsatz kommen, wofür dieses jedoch weiter ausgereift und durch umfangreiche Simulationsläufe weiter validiert werden müsste. Die bereits vorgestellten Testszenarien könnten somit simulativ bei verschiedenen Frequenzen, Radlasten und Amplituden berechnet werden, woraus eine detaillierte Aussage über die Parameter abgeleitet werden könnte. Durch den Umbau des in dieser Arbeit verwendeten Hydropuls-Prüfstandes wäre ebenfalls eine experimentelle Bestimmung dieser Parameter denkbar. Durch die messtechnische Aufnahme der dynamischen Ausbreitung des Latsches bzw. der Verdrehung des Reifens in Umfangsrichtung, könnte die gesuchten Parameter ähnlich zu den radialen Parametern durch das Lösen der Bewegungsdifferentialgleichung bestimmt werden.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Da sich bei der experimentellen Bestimmung der radialen Parameter eine deutlich Amplitudenabhängigkeit erkennen ließ, wäre die Überprüfung der Modellgültigkeit bei Schwellenhöhen über  $10\text{ mm}$  von großem Interesse. Darüber hinaus sollte sich über eine Methode Gedanken gemacht werden, mit der die Steifigkeit amplitudenabhängig implementiert werden kann. In Verbindung mit der bereits berücksichtigten Frequenz- und Radlastabhängigkeit würde dies zu einer Allgemeingültigkeit des Modells beitragen.

Ein weiterer Aspekt wäre die Berücksichtigung von höheren Geschwindigkeiten und Lasten im Rahmen der Gesamtfahrzeugsimulation. Dies war aufgrund eines nicht ausreichend detailliert genug modellierten Fahrzeugmodells im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich. Hierfür müsste insbesondere das Hubgerüst deutlich detailgetreuer modelliert werden, damit die Eigendynamik der verschiedenen Bauteile wie Mastrahmen, Gabelträger und Hydraulikeinheit berücksichtigt wird. Erst dann könnten die auftretenden Abweichungen zwischen Simulation und Messung richtig bewertet und eingeordnet werden. Aufgrund des sehr hohen Modellierungsaufwandes konnte dies in dieser Arbeit nicht erfolgen.

# Literaturverzeichnis

- [Aba13] ABAQUS: ABAQUS 6.13 Users manual. In: *Dassault Systems, Providence, RI* (2013)
- [AGMU04] AMMON, Dieter ; GNADLER, Rolf ; MÄCKLE, Günther ; UNRAU, Hans-Joachim: Ermittlung der Reibwerte von Gummistollen zur genauen Parametrierung von Reifenmodellen. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 106 (2004), Nr. 7-8, S. 694–701
- [BB12] BRUNS, Rainer ; BUSCH, Nils: Messung und Modellierung der Kennfelder von Gabelstaplerreifen. In: *Anschlussbericht, IGF-Vorhaben* (2012)
- [BBH09] BRUNS, Rainer ; BUSCH, Nils ; HÖPPNER, Oliver: Entwicklung eines dynamischen Standsicherheitstests für Gegengewichtstapler bis 10t Tragkraft. 2009. – Forschungsbericht
- [BNP87] BAKKER, Egbert ; NYBORG, Lars ; PACEJKA, Hans B.: Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies / SAE Technical Paper. 1987. – Forschungsbericht
- [BNPVE08] BRINKMEIER, Maik ; NACKENHORST, Udo ; PETERSEN, Steffen ; VON ESTORFF, Otto: A finite element approach for the simulation of tire rolling noise. In: *Journal of Sound and Vibration* 309 (2008), Nr. 1, S. 20–39
- [BPL89] BAKKER, Egbert ; PACEJKA, Hans B. ; LIDNER, Lars: A new tire model with an application in vehicle dynamics studies / SAE technical paper. 1989. – Forschungsbericht
- [Bri07] BRINKMEIER, Maik: *Modellierung und Simulation der hochfrequenten Dynamik rollender Reifen*, Inst. für Baumechanik und Numerische Mechanik, Univ. Hannover, Diss., 2007
- [BSP10] BESSELINK, IJM ; SCHMEITZ, AJC ; PACEJKA, HB: An improved Magic Formula/Swift tyre model that can handle inflation pressure changes. In: *Vehicle System Dynamics* 48 (2010), Nr. S1, S. 337–352
- [Bus15] BUSCH, Nils: *Querdynamisches Verhalten von Industriereifen und dessen Einfluss auf die Fahrdynamik von Gabelstaplern*, Inst. für Maschinenelemente und Technische Logistik, Helmut-Schmidt-Universität Hamburg,

## Literaturverzeichnis

Diss., 2015

- [Chi12] CHIARELLO, Raffaella: *Ein physikalisch motiviertes Reifen-Fahrbahnmodell für die Gesamtfahrzeugsimulation*, Inst. für Baumechanik und Numerische Mechanik, Univ. Hannover, Diss., 2012
- [Con07] CONTINENTAL: *Technischer Ratgeber Industrie- / MPT- / EM-Reifen*. PR Artikel, Hannover, 2007
- [DIN14] Norm DIN EN 16203 :2014. *Sicherheit von Flurförderzeugen - Prüfung der dynamischen Standsicherheit - Gegengewichtsstapler*
- [Ein10] EINSLE, Stefan: *Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern*, Professur für Dynamik und Mechanismentechnik, Technische Universität Dresden, Diss., 2010
- [GBO<sup>+</sup>13] GÜNTNER, W. A. ; BRUNS, R. ; OH, S. ; DANILOV, E. ; FISCHER, G.: Untersuchung und Modellierung der Schwingungsübertragung von Flurförderzeugreifen. In: *Forschungsbericht, IGF-Vorhaben 17212* (2013)
- [GFE11] GÜNTNER, WA ; FISCHER, G ; EBNER, A: Untersuchung der Human-schwingungen beim Betrieb von Flurförderzeugen. In: *Forschungsbericht, IGF-Vorhaben 15893* (2011)
- [Gho08] GHOREISHY, Mir Hamid R.: A state of the art review of the finite element modelling of rolling tyres. In: *Iranian Polymer Journal* 17 (2008), Nr. 8, S. 571–597
- [Gip99] GIPSER, Michael: FTire, a new fast tire model for ride comfort simulations. In: *International ADAMS Users Conference, Berlin, Germany, 1999*
- [Gip00] GIPSER, Michael: ADAMS/FTire-A Tire Model for Ride & Durability Simulations. In: *ADAMS Users Conference Tokyo, 2000*
- [Gip01] GIPSER, Michael: Reifenmodelle in der Fahrzeugdynamik: eine einfache Formel genügt nicht mehr, auch wenn sie magisch ist. In: *Tagungsband, MKS-Simulation in der Automobilindustrie, Graz* (2001)
- [Gip05] GIPSER, Michael: FTire: a physically based application-oriented tyre model for use with detailed MBS and finite-element suspension models. In: *Vehicle system dynamics* 43 (2005), Nr. sup1, S. 76–91
- [GR05] GAUTERIN, Frank ; ROPERS, C: Modal tyre models for road noise improvement. In: *Vehicle System Dynamics* 43 (2005), Nr. sup1, S. 297–304
- [HEG07] HEISSING, Bernd ; ERSOY, Metin ; GIES, Stefan: *Fahrwerkhandbuch*. Springer, 2007

## Literaturverzeichnis

- [Her08] HERKT, Sabrina: *Model reduction of nonlinear problems in structural mechanics: Towards a finite element tyre model for multibody simulation*, Fraunhofer Inst. für Techno- und Wirtschaftsmathematik, Diss., 2008
- [Höf09] HÖFER, Philipp: *Dynamische Eigenschaften technischer Gummiwerkstoffe-Experimente, thermomechanische Materialmodellierung & Implementierung in die FEM*. Verlag Dr. Hut, 2009
- [KTS07a] KORUNOVIĆ, N ; TRAJANOVIĆ, M ; STOJKOVIĆ, M: FEA of tyres subjected to static loading. In: *Journal of Serbian Society for Computational Mechanics* 1 (2007), Nr. 1, S. 87–98
- [KTS07b] KORUNOVIĆ, N ; TRAJANOVIĆ, M ; STOJKOVIĆ, M: Finite element model for steady-state rolling tire analysis. In: *Journal of the Serbian Society for Computational Mechanics/Vol 1* (2007), Nr. 1, S. 63–79
- [KTS<sup>+</sup>11] KORUNOVIĆ, Nikola ; TRAJANOVIĆ, Miroslav ; STOJKOVIĆ, Miloš ; MIŠIĆ, Dragan ; MILOVANOVIĆ, Jelena: Finite element analysis of a tire steady rolling on the drum and comparison with experiment. In: *Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering* 57 (2011), Nr. 12, S. 888–897
- [Lei15] LEISTER, Günter: *Fahrzeugräder-Fahrzeugreifen: Entwicklung-Herstellung-Anwendung*. Springer-Verlag, 2015
- [Mac09] MACK, Georg: *Eine neue Methodik zur modellbasierten Bestimmung dynamischer Betriebslasten im mechatronischen Fahrwerkentwicklungsprozess*, Inst. für Angewandte Informatik / Automatisierungstechnik, Karlsruhe Institute of Technology, Diss., 2009
- [Mat15] MATHWORKS, Inc: *Curve fitting toolbox: for use with MATLAB®: user's guide*. MathWorks, 2015
- [Mid02] MIDDENDORF, Peter: *Viskoelastisches Verhalten von Polymersystemen: Materialmodellierung und Finite-Elemente-Implementierung bei kleinen und finiten Deformationen*, Inst. f. Mechanik, Univ. der Bundeswehr München, Diss., 2002
- [Mol10] MOLDENHAUER, Patrick: *Modellierung und Simulation der Dynamik und des Kontakts von Reifenprofilblöcken*, Inst. für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung, Technische Universität Freiberg, Diss., 2010
- [MSC14] MSC, Adams: Adams Users Manual. In: *MSC Software Corporation* (2014)
- [MSC16] MSC, Adams: Adams View Command Language Help. In: *MSC Software Corporation* (2016)
- [Nac92] NACKENHORST, Udo: *Zur Berechnung schnell rollender Reifen mit der*

## Literaturverzeichnis

- Finite-Element-Methode*, Inst. für Mechanik, Helmut-Schmidt-Universität Hamburg, Diss., 1992
- [Nac00] NACKENHORST, Udo: *Rollkontaktdynamik: Numerische Analyse der Dynamik rollender Körper mit der Finite-Element-Methode*. Helmut-Schmidt-Universität Hamburg, Habilitationsschrift, 2000
- [NROS07] NEGRUT, Dan ; RAMPALLI, Rajiv ; OTTARSSON, Gisli ; SAJDAK, Anthony: On an implementation of the Hilber-Hughes-Taylor method in the context of index 3 differential-algebraic equations of multibody dynamics (DETC2005-85096). In: *Journal of computational and nonlinear dynamics* 2 (2007), Nr. 1, S. 73–85
- [Oer07] OERTEL, Christian: Reifenmodelle als Komponenten in der Gesamtfahrzeugsimulation - von Echtzeitmodellen zur Lastkollektivberechnung. In: *Komponentenmodellierung und Systemintegration in der Mehrkörperdynamik* (2007)
- [Oer11] OERTEL, Ch: RMOD-K Formula Documentation. In: *Integration* (2011)
- [OF99] OERTEL, Christian ; FANDRE, Andreas: Ride comfort simulations and steps towards life time calculations: RMOD-K tyre model and ADAMS. (1999)
- [OF09] OERTEL, Ch ; FANDRE, A: Tire Model RMOD-K 7 and Misuse Load Cases / SAE Technical Paper. 2009. – Forschungsbericht
- [OFG<sup>+</sup>13] OH, S. ; FISCHER, G. ; GÜNTNER, W. A. ; DANILOV, E. ; BRUNS, R: Untersuchung und Modellierung der Schwingungsübertragung von Flurförderzeugreifen. In: *Logistics Journal: Proceedings* (2013)
- [Oh18] OH, Seungyong: *Modellierung und Entwicklung eines Flurförderzeugreifenmodells als Mehkörperssystem*, Inst. f. Fördertechnik Materialfluss Logistik, Techn. Univ. München, Diss., 2018
- [Pac05] PACEJKA, Hans B.: *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, 2005
- [Pay60] PAYNE, AR: A note on the existence of a yield point in the dynamic modulus of loaded vulcanizates. In: *Journal of Applied Polymer Science* 3 (1960), Nr. 7, S. 127–127
- [Pay65] PAYNE, AR: Effect of dispersion on the dynamic properties of filler-loaded rubbers. In: *Journal of Applied Polymer Science* 9 (1965), Nr. 6, S. 2273–2284
- [Pay74] PAYNE, AR: Hysteresis in rubber vulcanizates. In: *Journal of Polymer Science: Polymer Symposia* Bd. 48 Wiley Online Library, 1974, S. 169–196
- [PB92] PACEJKA, Hans B. ; BAKKER, Egbert: The magic formula tyre model.

## Literaturverzeichnis

- In: *Vehicle system dynamics* 21 (1992), Nr. S1, S. 1–18
- [PB17] PROSS, Arne ; BRUNS, Rainer: Entwicklung eines strukturmechanischen Modells für Superelastikreifen. In: *Logistics Journal: Proceedings* 2017 (2017), Nr. 10
- [PGS<sup>+</sup>03] PAUWELUSSEN, JP ; GOOTJES, L ; SCHRÖDER, C ; KÖHNE, K-U ; JANSEN, S ; SCHMEITZ, A: Full vehicle ABS braking using the SWIFT rigid ring tyre model. In: *Control Engineering Practice* 11 (2003), Nr. 2, S. 199–207
- [Rap88] RAPPEN, Jürgen: *Eigenschaften kleiner Industriereifen insbesondere im Hinblick auf Kipp- und Fahrstabilität von Gabelstaplern*. Wirtschaftsverl. NW, Verlag für Neue Wiss., 1988
- [Ril09] RILL, Georg: Vehicle dynamics. In: *Hochschule Regensburg, University of Applied Sciences* (2009)
- [RS14] RILL, Georg ; SCHAEFFER, Thomas: *Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation*. Springer, 2014
- [SBDHN05] SCHMEITZ, AJC ; BESSELINK, IJM ; DE HOOGH, J ; NIJMEIJER, H: Extending the Magic Formula and SWIFT tyre models for inflation pressure changes. In: *VDI BERICHTE* 1912 (2005), S. 201
- [Sch04] SCHMEITZ, Antonious Jacobus C.: *A semi-empirical three-dimensional model of the pneumatic tyre rolling over arbitrarily uneven road surfaces*, TU Delft, Diss., 2004
- [Sch05] SCHLOTTER, Volkmar: *Einfluss dynamischer Radlastschwankungen und Schräglaufwinkeländerungen auf die horizontale Kraftübertragung von Ackerschlepperreifen*, Inst. für Agrartechnik, Universität Stuttgart, Diss., 2005
- [SHB13] SCHRAMM, Dieter ; HILLER, Manfred ; BARDINI, Roberto: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer, 2013
- [SKB16a] STEPANYUK, Sergey ; KRIVENKOV, Konstantin ; BRUNS, Rainer: Neuartiges Modell des Querverhaltens von FFZ-Reifen. In: *Logistics Journal: Proceedings* 2016 (2016), Nr. 05
- [SKB16b] STEPANYUK, Sergey ; KRIVENKOV, Konstantin ; BRUNS, Rainer: Untersuchungen Gewichtsreduktionspotentiale Gegengewichtsgabelstapler (ger). In: *Logistics Journal* 2016 (2016)
- [TJ12] TONG, Guang ; JIN, Xiaoxiong: Study on the simulation of radial tire wear Characteristics. In: *WSEAS TRANSACTIONS on SYSTEMS* 11 (2012), Nr. 8, S. 419–429

## Literaturverzeichnis

- [TNO08] TNO, Automotive: MF-Tyre & MF-Swift 6.1. In: *User Manual Delft-Tyre* (2008)
- [VDI85] VDI: 2196: 1985-07: Bereifung für Flurförderzeuge. In: *Richtlinien. Düsseldorf, VDI-Gesellschaft Produkt-und Prozessgestaltung* (1985)
- [Wal05] WALTZ, Manuela: *Dynamisches Verhalten von gummigefederten Eisenbahnradern*, Inst. Mathematische Modelle in der Werkstoffkunde, RWTH Aachen, Diss., 2005
- [Win97] WINKELMANN, Thomas: *Nichtlineare Werkstoffgesetze zur Berechnung von Automobilreifen*, Inst. für Statik, Univ. Hannover, Diss., 1997
- [Zie07] ZIEFLE, Matthias: *Numerische Konzepte zur Behandlung inelastischer effekte beim reibungsbehafteten Rollkontakt*, Inst. f. Baumechanik u. Numerische Mechanik, Univ. Hannover, Diss., 2007