

**Ein validiertes Reifenmodell zur Simulation
des fahrdynamischen und fahrkomfortrelevanten Verhaltens
von Ackerschleppern bei Hindernisüberfahrt**

**Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte
Abhandlung**

Vorgelegt von

Paul Witzel

aus Trier

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. S. Böttinger
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. J. Wiedemann

Tag der mündlichen Prüfung: 15.09.2015

Institut für Agrartechnik
Stuttgart 2015

Paul Witzel

**Ein validiertes Reifenmodell
zur Simulation des fahrdynamischen und
fahrkomfortrelevanten Verhaltens von
Ackerschleppern bei Hindernisüberfahrt**

D 93 (Diss. Universität Stuttgart)

Shaker Verlag
Aachen 2015

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2015

Copyright Shaker Verlag 2015

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-4012-8

ISSN 0931-6264

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

POST NUBES LUX

Leitspruch der Cranfield University

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim. Das Projekt wurde von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert. Ihr sei an dieser Stelle gedankt.

Prof. Dr.-Ing. S. Böttinger gilt mein herzlicher Dank für die vertrauensvolle Zusammenarbeit und die Chance ein so interessantes Forschungsthema selbstständig zu bearbeiten. Ich habe seinen konstruktiven Rat auch in Bezug auf Veröffentlichungen und Präsentationen sehr geschätzt.

Mein Dank gilt auch Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. H. D. Kutzbach, von dessen Fachwissen ich immer wieder profitieren durfte und dessen Hinweise ich als überaus hilfreich empfunden habe.

Prof. Dr.-Ing. J. Wiedemann hat sich bereit erklärt, den Mitbericht im Promotionsverfahren zu übernehmen und die Arbeit durchzusehen, wofür ich mich ausdrücklich bedanken möchte. Frau Prof. Dr.-Ing. C. Salander danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Die Zeit in Hohenheim werde ich auch aufgrund des angenehmen Arbeitsklimas im Kollegium in bester Erinnerung behalten. Vielen Kolleginnen und Kollegen sei an dieser Stelle für ihre Unterstützung und Hilfsbereitschaft gedankt. Zum erfolgreichen Abschluss dieser Arbeit haben auch die Mitarbeiterinnen und Mitarbeiter von Werkstatt und Messtechnik beigetragen, wofür ich mich ebenfalls bedanken möchte. Gleiches gilt für die wissenschaftlichen Hilfskräfte sowie Studentinnen und Studenten, die wichtige Teilprojekte bearbeiten haben.

Außerordentliche Anerkennung gebührt meinen Eltern, die mich zu diesem Weg ermutigt und stets begleitet haben. Meiner Frau Heidrun widme ich diese Arbeit. Sie hat mich in guten wie schwierigen Zeiten liebevoll unterstützt.

Stuttgart, im September 2015

Paul Witzel

INHALTSVERZEICHNIS

FORMELZEICHENVERZEICHNIS	III
INDIZES	VI
ABKÜRZUNGEN	VII
KURZFASSUNG	VIII
ABSTRACT	XI
1 EINLEITUNG	1
2 STAND DER TECHNIK	3
2.1 Reifenuntersuchungen	3
2.2 Reifenmodelle	10
2.2.1 Empirische Reifenmodelle	12
2.2.2 Physikalische Reifenmodelle	16
2.3 Zusammenfassung und Präzisierung der Aufgabenstellung	24
3 PRÜFSTÄNDE UND METHODEN	27
3.1 Flachbandprüfstand	27
3.1.1 Aufbau des Flachbandprüfstandes	28
3.1.2 MKS-Modell des Flachbandprüfstandes	29
3.2 Einzelradmesseinrichtung	31
3.2.1 Aufbau der Einzelradmesseinrichtung	31
3.2.2 MKS-Modell der Einzelradmesseinrichtung	33
3.3 Versuchsschlepper	35
3.3.1 Aufbau des Versuchsschleppers	36
3.3.2 MKS-Modell des Versuchsschleppers	40
3.4 Auswerterroutine	44
3.4.1 Darstellung im Zeitbereich	45
3.4.2 Darstellung im Frequenzbereich	47
3.4.3 Animation	51
4 DAS ERWEITERTE HOHENHEIMER REIFENMODELL	53
4.1 Struktur des Reifenmodells	54
4.2 Integration und Bedienung des Reifenmodells	57
4.3 Koordinatentransformation	61
4.4 Modellgleichungen der Feder- und Dämpferelemente	62

4.4.1 Radiale und interradiale Speichenelemente	63
4.4.2 Tangentiale und axiale Speichenelemente	68
4.4.3 Torsionsfeder- und Dämpferelement	69
4.4.4 Axiales Feder- und Dämpferelement	69
4.5 Berechnung der Scherkräfte im Reifenlatsch.....	70
4.6 Berechnung der Radmomente	77
5 PARAMETRIERUNG DES REIFENMODELLS	82
5.1 Reifengeometrie	83
5.2 Reifen-Boden Charakteristik	87
5.3 Radiale Kraftelemente	91
5.3.1 Ausschwingversuche.....	91
5.3.2 Schluckrate.....	97
5.4 Tangentiale Kraftelemente sowie Torsionsfeder und -dämpfer.....	99
5.5 Axiale Feder- und Dämpferelemente	104
6 VALIDIERUNG DES REIFENMODELLS	107
6.1 Validierung auf ebener Fahrstrecke	108
6.1.1 Validierung des Vertikalkraftverhaltens	108
6.1.2 Validierung der Längskraftübertragung ohne Schräglauf	109
6.1.3 Validierung der Seitenkraftübertragung am gezogenen Rad	111
6.1.4 Validierung der Kraftübertragung bei überlagertem Schlupf.....	116
6.1.5 Validierung des Rückstellmoments.....	119
6.2 Validierung der Längs- und Vertikalkräfte bei Hindernisüberfahrt.....	122
6.3 Validierung des Gesamtfahrzeugs bei Hindernisüberfahrt.....	130
7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK.....	136
8 ANHANG.....	139
9 LITERATURVERZEICHNIS	148

FORMELZEICHENVERZEICHNIS

<i>Formelzeichen</i>	Dimension	Bedeutung
A_n		reeller Amplitudenkoeffizient
a_{NaZ}	m/s^2	vertikale Nabenbeschleunigung
APS		Leistungsspektrum
$A_{st,j}$	mm	Amplitude Stollen/Stollenpaar
c		Drehmatrix
c_0^*		Gleichspannungsanteil
c_a	N/m	axiale Federsteifigkeit
c_n		komplexer Fourierkoeffizient
c_n^*		korrigierter Fourierkoeffizient
c_{1ir}	N/m	interradialer Steifigkeitsbeiwert
c_{2ir}	N/m^2	interradialer Steifigkeitsbeiwert
c_{irlin}	N/m	linearisierter interradialer Steifigkeitsbeiwert
c_{1r}	N/m	radialer Steifigkeitsbeiwert
c_{2r}		radialer Steifigkeitsbeiwert
c_{rlin}	N/m	linearisierter radialer Steifigkeitsbeiwert
c_t	N/m	tangentiale Federsteifigkeit
c_{tor}	Nm/rad	Torsionsfedersteifigkeit
c_y	N/m	lateraler Steifigkeitsbeiwert
c_{1z}	N/m	vertikaler Steifigkeitsbeiwert
c_{2z}		vertikaler Steifigkeitsbeiwert
d	Ns/m	Dämpfungsbeiwert
d_a	Ns/m	axialer Dämpfungsbeiwert
dt	s	Schrittweite
d_t	Ns/m	tangentialer Dämpfungsbeiwert
d_{tor}	Nms/rad	Torsionsdämpfung
d_y	Ns/m	lateraler Dämpfungsbeiwert
e		Eulersche Zahl <i>oder</i>
e	m	Hebelarm der Radlast
e_g	m/s	normierte Gleitgeschwindigkeit
EZF		Echtzeitfaktor

f	m	Einfederung
F_a	N	axiale Kraft
\dot{f}_a	m/s	axiale Einfederungsgeschwindigkeit
f_b	Hz	Grundfrequenz (Spektrallinienabstand)
F_d	N	Dämpferkraft
f_F	Hz	Frequenz
F_g	N	Gewichtskraft
f_{ir}	m	interradiale Verformung
$F_{irfeder}$	N	interradiale Federkraft
F_{link}	N	Gelenkreibung
F_N	N	Normalkraft
F_{NaZ}	N	vertikale Nabenkraft
F_r	N	Radialkraft
F_{reib}	N	Reibkraft
F_{rfeder}	N	radiale Federkraft
F_{RW}	N	Rollwiderstandskraft
F_{SP}	N	Speichenkraft
f_{st}	Hz	Stollenerregerfrequenz
F_T	N	Trägheitskraft
f_t	m	tangentiale Einfederung
\dot{f}_t	m/s	radiale Einfederungsgeschwindigkeit
F_t	N	tangentiale Kraft
F_W	N	Coulombsche Reibung
F_x	N	Längskraft
f_y	m	laterale Einfederung
F_y	N	Seitenkraft
f_z	m	vertikale Einfederung
F_z	N	Vertikalkraft
$F_{zdynmax}$	N	maximale dynamische Radlast
F_{zfeder}	N	vertikale Federkraft
F_{zm}	N	Federkraft bei mittlerer Einfederung
F_{zmax}	N	Federkraft bei maximaler Einfederung
F_{zstat}	N	statische Radlast

g	m/s^2	Gravitationskonstante
i		imaginäre Einheit
j		Index
J_s	kgm^2	Trägheitsmoment Schwinge
LD	kg/kPa	Last-Druck-Faktor
l_{rad}	m	Abstand Drehpunkt-Radnabe
l_s	m	Abstand Drehpunkt-Radnabe
m	kg	Masse
m_{Rad}	kg	Radlast (Masse)
$M_{r,t,a}$	Nm	Moment um jeweilige Achse von K"
$M_{x,y,z}$	Nm	Moment um jeweilige Achse von K
M_{yges}	Nm	Gesamtmoment um y-Achse von K
n		Ordnungszahl
n_E		Anzahl der Speichen
N		Anzahl der Messwerte
n_R		Radlastfaktor
n_{st}		Anzahl der Stollen
p_i	bar	Reifeninnendruck
PSD		Leistungsdichtespektrum
r	m	Speichenlänge
Δr	m	Unrundheit
r_{constr}	m	konstruktiver Reifenradius
r_{dyn}	m	Abrollradius
r_{stat}	m	Abstand Radnabe-Boden
s		Standardabweichung
t	s	Zeit
T	s	Zeitabschnitt
v_a	m/s	axiale Speichengeschwindigkeit
v_{crit}	m/s	Übergangsgeschwindigkeit
v_F	km/h	Fahrgeschwindigkeit
v_g	m/s	Gleitgeschwindigkeit
v_{Na}	m/s	Nabengeschwindigkeit
v_s	m/s	Speichengeschwindigkeit
v_t	m/s	tangentiale Speichengeschwindigkeit

v_y	m/s	laterale Geschwindigkeit
\bar{x}		arithmetischer Mittelwert
x_n		Messwert an Stelle n
α	°	Schräglaufwinkel
α_R	°	Drehwinkel Rad
β	°	Sturz
δ	°	Kräftewinkel
γ	°	Drehwinkel Radialelement
ε		numerische Exzentrizität
φ	°	Raddrehwinkel
φ_e	°	Drehwinkel Speiche
φ_n	°	Phasenwinkel
φ_{RN}	°	Winkel Radnabe-Boden
φ_{sp}	°	Winkel zwischen Boden und Schwerpunkt
$\varphi_{st,j}$	°	Phasenwinkel Stollen/Stollenpaar
μ_f		Reibbeiwert
μ_x		Reibbeiwert in Längsrichtung
μ_y		Reibbeiwert in Querrichtung
ρ		Rollwiderstandsbeiwert
ρ_{kor}		Korrekturwert für Rollwiderstandsbeiwert
σ		Schlupf
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
ζ_v		Schluckrate

INDIZES

HL	(Radkraft) hinten links
HR	(Radkraft) hinten rechts
VL	(Radkraft) vorne links
VR	(Radkraft) vorne rechts
Na	Nabe
sim	simulierte Größe

ABKÜRZUNGEN

3D	dreidimensional
ABS	Antiblockiersystem
AS	Amplitudenspektrum
CAD	Computer-Aided Design
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DIN	Deutsches Institut für Normung
DMS	Dehnungsmessstreifen
ERM	Einzelradmesseinrichtung
FBP	Flachbandprüfstand
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	Schnelle Fourier-Transformation
GUI	Graphical User Interface
ISO	Internationale Organisation für Normung
K	Koordinatensystem
LKW	Lastkraftwagen
MF	Magic Formula
MKS	Mehrkörpersimulation
PKW	Personenkraftwagen

KURZFASSUNG

Die zunehmende Globalisierung der Landwirtschaft und der damit verbundene Kostendruck waren in den letzten Jahren der wesentliche Entwicklungstreiber in der Agrartechnik. Die neuen Technologien zielen zumeist auf eine Effizienzsteigerung ab. Eine der dazu ergriffenen Maßnahmen ist die Anhebung der Maximalgeschwindigkeit von Ackerschleppern und selbstfahrenden Erntemaschinen auf 60 beziehungsweise 40 km/h. Transport- und Umsetzzeiten können so wesentlich reduziert werden. Im Zuge dessen wurden technische Maßnahmen getroffen, die Fahrsicherheit zu gewährleisten und den Fahrkomfort weiter zu steigern. Vorderachsfederungen, semiaktive Kabinenfederungen und aktive Sitzfederungen sind heute Stand der Technik. Zur Auslegung und Optimierung dieser Systeme wird zunehmend die Mehrkörpersimulation (MKS) eingesetzt. Voraussetzung für ein aussagekräftiges Simulationsergebnis ist ein valides Reifenmodell. Auf dem Markt verfügbare Reifenmodelle legen ihren Fokus auf Applikationen im PKW- und Nutzfahrzeugbereich. Das für Ackerschlepperreifen typische nichtlineare Verhalten oder die Reifenunrundheit sind Aspekte, die dabei nicht berücksichtigt werden müssen.

Am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim wurden im Rahmen vieler Forschungsprojekte die speziellen Eigenschaften von Ackerschlepperreifen untersucht und modelliert. Dabei standen zumeist fahrdynamisch relevante Themen im Vordergrund. Das Hohenheimer Reifenmodell fasst die dabei gewonnenen Erkenntnisse in einem dreidimensionalen, transienten Ansatz zusammen. Mit dem nichtlinearen Modell kann die Fahrdynamik von Landmaschinen auf ebenem, festem Untergrund untersucht werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Hohenheimer Reifenmodell funktional erweitert, so dass Längs- und Vertikalkräfte bei der Überfahrt von Unebenheiten berechnet werden können. Mit dem erweiterten Hohenheimer Reifenmodell sind somit nicht nur fahrdynamische Untersuchungen möglich. Es kann auch dazu genutzt werden, den Fahrkomfort betreffende Merkmale zu analysieren und zu optimieren. Bei der Entwicklung standen eine einfache Parametrierbarkeit, kurze Rechenzeiten und eine hohe Modellgüte im Vordergrund.

Zur Umsetzung der Projektziele wurde ein Speichenmodell entwickelt, dessen Aufbau völlig unabhängig von dem bisherigen Einpunktkontaktmodell gestaltet wurde. Zugunsten kurzer Rechenzeiten verteilen sich die Krafftelemente nicht über den gesamten Umfang, sondern nur innerhalb eines Kreissektors. Dessen Größe wird zu Beginn der Simulation in Abhängigkeit der maximalen Fahrbahnunebenheit definiert. Im Ergebnis erreicht das MATLAB/Simulink-Modell einen Echtzeitfaktor von 0,6. Die Scherkräfte im Reifenlatsch werden über Stick-Slip-Kontakte dargestellt. Unter der Verwendung der MATLAB/Simulink-Toolbox Stateflow wird der Haftzustand exakt abgebildet und muss nicht über Näherungsfunktionen beschrieben werden. Mit der feinen Diskretisierung des Reifenlatsches müssen zur Simulation des Rückstellmoments keine Annahmen mehr über die Scherkraftverteilung in der Aufstandsfläche getroffen werden. Sie ergibt sich intrinsisch aus dem Modellaufbau und erlaubt die Berechnung der Lenkkräfte von stehenden oder langsam abrollenden Rädern – eine weitere neue Anwendungsmöglichkeit. Zur Darstellung der Reifenunrundheit werden den Speichenelementen unterschiedliche Längen zugeordnet. Dabei werden nicht nur die für die Fahrdynamik wichtige Unrundheit erster bis dritter Ordnung berücksichtigt, sondern auch die Stollen- und Stollenpaaranregung. In dem Reifenmodell ist eine Auswertroutine integriert, mit der Simulations- und Messdaten im Zeit- und Frequenzbereich verglichen und analysiert werden können. Darüber hinaus ist es möglich, die Simulationsergebnisse zu animieren und sich währenddessen neben den Verformungen die berechneten Normal- und Scherkräfte im Reifenlatsch darstellen zu lassen.

Alle siebzehn Reifenparameter haben einen physikalischen Hintergrund. Zu deren Bestimmung stehen am Institut zwei Prüfstände zur Verfügung. Zur Charakterisierung des vertikalen Reifenverhaltens wird der Flachbandprüfstand herangezogen. Neben dem Ausschwingverhalten wird dazu die Schluckrate des Reifens für unterschiedliche Radlasten und Hindernisformen untersucht. Die Reifenunrundheit wird ebenfalls mit dem Flachbandprüfstand gemessen. Die horizontalen Eigenschaften des Reifenmodells leiten sich aus der Triebkraft-Schlupfkurve sowie der Seitenkraft-Schräglaufwinkelcharakteristik ab. Diese können mit der Einzelradmesseinrichtung bestimmt werden.

Die Validierung des Reifenmodells nahm bei seiner Entwicklung einen besonderen Stellenwert ein und gliedert sich in drei Teile. Zunächst wurde das dreidimensionale Verhalten auf ebenem Untergrund untersucht. Hier konnte eine vergleichbare Modellgüte wie die des ursprünglichen Einpunktkontaktmodells erreicht werden. Im nächsten Schritt wurde die Einzelradmesseinrichtung genutzt, um das Verhalten eines einzelnen Rades bei der Hindernisüberfahrt zu validieren. Dabei wurde der Einfluss von Reifengröße, Hindernisform, Fahrgeschwindigkeit, Reifeninnen- druck sowie Radlast eruiert. Der Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Radnabenkräften zeigt für alle Parametervariationen ein hohes Maß an Übereinstimmung. Die Überprüfung des Gesamtfahrzeugverhaltens stellte den finalen Schritt in der Validierung dar. Dazu wurde ein Versuchsschlepper verwendet, der mit drei Kraftmessfelgen ausgestattet ist. Im Rahmen der Untersuchungen zeigte sich der besondere Einfluss der Längs- auf die Vertikalkräfte der angetriebenen Hinterräder. Gleichzeitig konnte eine deutliche Interaktion zwischen den Schwin- gungen an Vorder- und Hinterachse beobachtet werden. Die Simulation spiegelt diese Aspekte mit großer Genauigkeit wider und erreicht auch insgesamt eine gu- te Korrelation mit den gemessenen Radnabenkräften. Mit dem erweiterten Hohen- heimer Reifenmodell steht somit ein valides Werkzeug für die Analyse und Opti- mierung des Fahrverhaltens von Ackerschleppern und selbstfahrenden Erntema- schinen zu Verfügung.

ABSTRACT

The increasing globalisation of agriculture and the associated pressure to cut down costs were the key drivers for the development of agricultural machinery during the last few years. Most of the new technology aims to improve cost efficiency. One of the measures taken towards the latter is increased driving speed of standard tractors and self-propelled harvesters of up to 60 and 40 km/h, respectively. As a result, transportation and driving times can be reduced. With this in mind technical adaptations were made in order to ensure driving safety and improved driving comfort. Front axle suspensions, semi-active cab suspensions and actively suspended driver's seats constitute the current state of the art. Within the design and optimisation process of these systems, multi-body simulation (MBS) is increasingly being applied. An integral part of an MBS vehicle model is a valid tyre model, which is crucial for obtaining meaningful results. Currently available tyre models focus on applications within the car and utility vehicle sector. Nonlinearities, which are associated with the high deflections of agricultural tyres and the radial run-out, are aspects that do not have to be considered for tyre models targeted to this sector.

At the Institute of Agricultural Engineering at the University of Hohenheim a lot of research effort has been invested in clarifying and modelling the properties of agricultural tyres. Most of the recent Institute's research projects in that area focus on topics that are relevant to driving dynamics of agricultural vehicles. The product of this work, the Hohenheim Tyre Model, summarizes the findings on the basis of a three-dimensional, transient approach. With the aid of this nonlinear model the driving dynamics of machines equipped with high volume, agricultural tyres can be investigated on level, hard surfaces.

As the core part of this follow-up project, the Hohenheim Tyre Model was extended so that it is capable to calculate longitudinal and vertical forces during driving over obstacles. As a result, the advanced Hohenheim Tyre Model can be employed to analyse and improve issues that are relevant to not only driving dynamics, but also ride comfort. During the development phase a simple parameterisa-

tion process, short computation times and high model quality were the main objectives to achieve.

In order to attain these goals a multi-spoke model was developed. Its structure is completely independent and different from the design of the original, single point contact based model. For the sake of short computation times the force elements are not distributed around the entire circumference but just in an arc segment of the tyre circumference. The size of this segment depends on the maximum obstacle height and is set during the initialisation phase of the simulation. As a result, the MATLAB/Simulink model achieves a real time factor of 0.6. The shear forces acting in the contact patch are described via a stick-slip contact. By using the MATLAB/Simulink toolbox Stateflow, the stick condition can be described accurately without using approximation functions. Since the shear force distribution in the contact patch can be accurately depicted, the self-aligning torque of standing or rather slowly rolling tyres can be computed, which is another, new field of application. Radial run-out is adjusted by assigning different lengths to the radially arranged spokes. Thereby, not only the first to third order of the run-out is considered but also the excitation due to the lugs and lug pairs, respectively. Within the tyre model an evaluation routine was integrated, which enables the user to analyse and compare simulation and measurement data both in the time and the frequency domain. Moreover, the simulated tyre behaviour can be animated. During the animation, deflections as well as normal and shear force distribution in the contact patch are highlighted.

All seventeen parameters of the advanced Hohenheim Tyre Model have a physical meaning. For their determination two in-house test stands are available. Vertical tyre characteristics are investigated with the aid of the flat belt test rig. Therefore, free oscillation tests are conducted. In addition to that, the absorption coefficient of the tyre is assessed for different obstacle shapes and wheel loads. The flat belt test rig is also used to measure the radial run-out of the tyre. Horizontal tyre model properties are derived from the traction-slip curve and the lateral force-slip angle characteristic. These can be assessed with the single wheel test-rig.

Validation received special attention during the development of the tyre model and was divided into three parts. First, the three-dimensional tyre behaviour on level surfaces was investigated. Thereby a model quality on a par with that of the original single point contact based model was achieved. Within the next step the single wheel test-rig was used to validate the model behaviour during obstacle passages. During the test series, the influence of tyre size, obstacle shape, driving speed, inflation pressure and also wheel load was examined. The comparison between measured and simulated wheel hub forces revealed a high level of agreement for all parameter variations. Checking the vehicle behaviour denotes the final step during the validation phase. For this, a test tractor with three force measuring rims was employed. During the course of investigation, significant influence of the longitudinal forces onto the vertical wheel hub forces of the driven rear wheels was recognized. At the same time there is a clear interaction between the oscillations of the front and rear axle. Simulation reflects both aspects precisely and also generally achieves a high degree of agreement with measurements. Thus, the advanced Hohenheim Tyre Model is deemed a valid tool, which can be used to investigate and optimise driving dynamics and comfort of tractors and self-propelled harvesters.

1 EINLEITUNG

Die Landwirtschaft unterliegt seit Jahrzehnten einem anhaltenden Strukturwandel und einer immer weiter fortschreitenden Professionalisierung. Im Zuge einer ökonomisch und ökologisch motivierten Effizienzsteigerung wird dabei die Größe der Maschineneinheiten immer weiter gesteigert und gleichzeitig deren Auslastung erhöht. Beides führt zu einer Vergrößerung des Einsatzradius. Dies beeinflusst nicht nur die Wirtschaftlichkeit von Maschinen im Transporteinsatz. Auch die Umsetzzeit und damit die Effektivität von zur Feldarbeit eingesetzten Ackerschleppern und selbstfahrenden Arbeitsmaschinen sind davon betroffen. Durch den Klimawandel bedingt immer kürzer werdende Erntefenster sind ein zusätzlicher Anreiz, die Maximalgeschwindigkeit von landwirtschaftlichen Maschinen zu erhöhen. Derzeit liegt die Höchstgeschwindigkeit von heckgelenkten Selbstfahrern bei 40 km/h [1]. Die Maximalgeschwindigkeit von Standardtraktoren wurde auf 60 km/h erhöht [2]. So wird man dem Trend gerecht, dass Schlepper auch in Zukunft die dominierenden Transportmaschinen in der Landwirtschaft sein werden [3] und Transportfahrten zwischen 20 [4] und 35% [5] der Einsatzzeit ausmachen.

Mit dieser Entwicklung haben Fahrsicherheit und Komfortverhalten weiter an Bedeutung gewonnen. Waren Fahrerassistenzsysteme lange Zeit nicht als Kundennutzen kommunizierbar [6], integrieren nun unterschiedliche Standardschlepperhersteller Antiblockiersysteme (ABS) in ihr Fahrwerkskonzept [7,8]. Dieser Trend zeichnet sich ab, obwohl ABS in Traktoren mit einer Höchstgeschwindigkeit von ≤ 60 km/h – im Gegensatz zu LKW – noch nicht gesetzlich vorgeschrieben ist [9]. Teilweise profitieren auch Anhänger von dem Technologietransfer aus der Nutzfahrzeugsparte und können mit ABS und Rollstabilisierungssystem ausgestattet werden. Bei Transportfahrten mit ungefederten Ackerschleppern wird die nach ISO 2631 [10] zulässige Schwingungsbelastung auf den Fahrer unter Umständen schon nach weniger als 1,5 Stunden erreicht [4]. Dies ist neben der erhöhten Fahrsicherheit und einer geringeren Bauteilbeanspruchung ein weiterer Grund dafür, dass sich gefederte Vorderachsen bei Standardschleppern etabliert haben. Eine Federung der Hinterachse wirkt sich zwar positiv auf die genannten Aspekte

aus [9], hat sich jedoch aus funktionalen und wirtschaftlichen Gründen bei Standardschleppern nicht durchgesetzt. Aktiv gefederte Sitze [11,12] und gefederte Kabinen [13] erhöhen den Fahrkomfort. Semiaktiv gefederte Fahrwerke bieten in Bezug auf Fahrkomfort und Sicherheit Vorteile [14].

Um das Potential der genannten Systeme ausnutzen zu können, bedarf es einer sorgfältigen Auswahl und Parametrierung der Komponenten. Die im Vergleich zur PKW-Branche deutlich geringeren Stückzahlen und Personalressourcen haben eine breite Einführung der Mehrkörpersimulation (MKS) als Hilfsmittel in diesem Entwicklungsprozess lange erschwert [15]. Nach weiteren zehn Jahren lässt sich resümieren, dass alle führenden Landmaschinenhersteller die MKS erfolgreich einsetzen. Sie wird unter anderem dazu genutzt, kinematische Fragestellungen zu bearbeiten, Feder- und Dämpfungseigenschaften von Systemen auszulegen oder Bauteilbeanspruchung zu simulieren [16]. Die daraus resultierenden Lastkollektive können zur Lebensdauerberechnung herangezogen werden [17,18]. So kann der Bau von Prototypen eingeschränkt werden und dient im Idealfall nur noch der Validierung des gewählten Layouts. Bei der Aussagekraft und Qualität von MKS-Modellen hat das Reifenmodell einen besonderen Stellenwert [19]. Dies gilt insbesondere für Fahrzeuge mit ungefederten oder nur teilgederten Fahrwerken. Hier bestimmt der Reifen mit seinen Eigenschaften maßgeblich das Fahrzeugverhalten [20].

Um dieses möglichst genau zu reproduzieren, wurde am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim ein dreidimensionales, transientes Reifenmodell entwickelt – das Hohenheimer Reifenmodell [21,22]. Dieses Reifenmodell zielt auf die Untersuchung fahrdynamischer Aspekte ab. Gegenstand dieser Arbeit ist es, das bisherige Modell so zu erweitern, dass auch Aussagen zum Fahrkomfort getroffen werden können. Dabei steht die Berechnung von Längs- und Vertikalkräften bei der Überfahrt von diskreten Hindernissen im besonderen Fokus.

2 STAND DER TECHNIK

Innerhalb dieses Kapitels wird zunächst auf Untersuchungen zum Thema Acker-schlepperreifen eingegangen. Reifenmodelle, die sich zur Simulation von Hinder-nisüberfahrten und dem Passieren von Schlechtwegstrecken eignen, thematisiert der darauf folgende Abschnitt 2.2.

2.1 Reifenuntersuchungen

Ferhadbegović erarbeitete in [21] einen detaillierten Überblick zum Thema Reifen-untersuchungen. Dabei wird ein besonderer Fokus auf fahrdynamikrelevante Fra-gstellungen gelegt. Schulze Zumkley ergänzt diese Zusammenfassung im be-sonderen Hinblick auf Methoden der Reifenparametrierung [23]. Brinkmann geht sehr detailliert auf Veröffentlichungen zum Thema Reifeneigenschwingungen ein [24]. In diesem Abschnitt werden Arbeiten aufgegriffen, die auf Untersuchungen des Reifenverhaltens bei Hindernisüberfahrt abzielen. Besondere Beachtung fin-den hier Untersuchungen zu landwirtschaftlichen Reifen.

In seinem Anforderungsprofil für Reifenmodelle beschränkt Adamski den relevan-ten Frequenzbereich für Komfortuntersuchungen und Lastkollektivermittlungen auf unter 30 Hz [25]. Nach Zhang sind Schwingungen in einem Frequenzband von 5-50 Hz komfortrelevant [26]. Während für fahrdynamische Betrachtungen Frequen-zen bis 5 Hz von Belang sind, spielen für die Akustik Frequenzen ab 40 Hz eine Rolle [26]. Peng und Lines [27] heben hervor, dass vertikale Schwingungen zwi-schen 4 und 8 Hz besonders großen Einfluss auf das menschliche Komfortemp-finden nehmen. Gleiches gilt für longitudinale und laterale Schwingungen bis 2 Hz. Dies wird in der Norm ISO 2631 [10] in Form einer Frequenzbewertung berück-sichtigt.

Insbesondere komfort- und fahrdynamikrelevante Schwingungen werden durch das Reifenverhalten maßgeblich beeinflusst. Der Einfluss der Reifenschwingun-

gen auf die Geräuscentwicklung wurde untersucht [28] und ist aus der Praxis auch bekannt, soll aber nicht Thema dieser Recherche sein.

Prinzipiell können Reifenschwingungen beziehungsweise Radlastschwankungen sowohl reifen- als auch fahrbahnspezifische Ursachen haben [29]. Bei den reifen-spezifischen Ursachen kann man zwischen Schwingungen, die durch die Unrundheit des Reifens bedingt sind und Eigenschwingungen des Reifens differenzieren. Fliehkräfte, die durch die Unwucht des Ackerschlepperreifens verursacht werden, sind aufgrund der geringen Raddrehzahlen nur von untergeordneter Bedeutung [30]. Die Eigenschwingungen eines Reifens können durch seine Unrundheit und Fahrbahnunebenheiten induziert werden. Darüber hinaus kann eine ungünstige Kombination aus Fahrzeugspezifikation, Reifensteifigkeiten und Traktionsverhältnissen zu transienten Schlupfverhältnissen führen [31]. Die daraus resultierende dynamische Instabilität kann Hub- und Nickschwingungen hervorrufen – dem sogenannten Power Hop [32].

Keen untersuchte an der Harper Adams University mit einer Einzelradmesseinrichtung das Übertragungsverhalten eines Ackerschlepperreifens [33]. Dazu wurden ein Schwellenparcours sowie eine sinusförmig gestaltete, nachgiebige Fahrbahn mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten überfahren. Die Ergebnisse seiner Versuche nutzte er für Parameterstudien. Die aus dem Übertragungsverhalten abgeleiteten Federsteifigkeiten variieren für die untersuchten Fahrbahnprofile nur sehr gering. Dahingegen verzeichnet Keen auf nachgiebigem Untergrund einen deutlichen Anstieg der Reifendämpfung. Dies bestätigt die Ergebnisse von Lines [34]. In einem weiteren Schritt dokumentiert Keen den Einfluss der Radlastschwankungen auf die Längskraftübertragung [35,36]. Dabei stellt er beim angetriebenen Rad im Vergleich zum frei laufenden Rad einen Anstieg der vertikalen Dämpfung fest, wohingegen die Reifensteifigkeit nahezu unverändert bleibt.

Am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim beschäftigt man sich seit 1979 mit der Untersuchung und Modellierung von landwirtschaftlichen Reifen [37]. Schrogl konnte mit Hilfe des Flachbandprüfstandes ein grundlegendes Verständnis zum geschwindigkeitsabhängigen Vertikalkraftverhalten von Ackerschleppern schaffen [38]. Sein lineares Vertikalkraftmodell wurde von Langenbeck zu einem

Potenzansatz erweitert und um ein Längskraftmodell ergänzt [39]. Langenbeck verglich außerdem simulativ unterschiedliche Traktorkonzepte bei der Überfahrt eines Smooth-Tracks [40], einer gewellten Fahrbahn sowie eines Einzelhindernisses. Zur Simulation eines ersten, dreidimensionalen Fahrzeugmodells verwendete er das stationäre Seitenkraftmodell von Armbruster und Kutzbach [41]. Armbruster [42] beschrieb die Beziehung zwischen stationärer Längs- und Querkraftübertragung. Barreilmeyer [43] griff diese Untersuchungen auf und forcierte die Forschung im Bereich der instationären, horizontalen Kraftübertragung auf festem und nachgiebigem Untergrund. Parallel dazu beschäftigte sich Plesser [44] mit der Optimierung der bisherigen Modellansätze für die Vertikal- und Längskraftberechnung. Seine Erkenntnisse zum Einfluss der Reifenunrundheit implementierte er in ein ebenes Reifenmodell. Die Längskraftberechnung präziserte er mit einem nicht linearen Ansatz. Schlotter generierte auf unterschiedliche Weise Radlastschwankungen und untersuchte deren Effekt auf die horizontale Kraftübertragung des Reifens [29]. Er zeigte, dass die Unrundheit des Ackerschlepperreifens größere Radlastschwankungen hervorrufen kann, als das Profil einer realen Fahrbahn. Schlotter stellte außerdem fest, dass sich die teilweise erheblichen Radlastschwankungen beim Passieren von Unebenheiten nur abgeschwächt im Verlauf der Seitenkraft widerspiegeln. Der durch die Reifenelastizität bedingte, verzögerte Seitenkraftaufbau kann den hochfrequenten Vertikalkraftschwankungen nur eingeschränkt folgen. Böttinger et al. [45] stellten einen Vergleich zwischen dem subjektiven Komfortempfinden verschiedener Testfahrer und objektiven Messungen an. Obgleich hier ein genereller Zusammenhang gezeigt werden konnte, zeigte sich auch, wie schwierig es ist, allgemeingültige Aussagen zu treffen. Haberland et al. [46] verglichen das Komfortverhalten verschiedener Ackerschlepperreifen und bestätigten diese Schlussfolgerung insbesondere für die stochastische Anregungsform einer Feldwegüberfahrt. Brinkmann untersuchte das hochfrequente Schwingverhalten von Ackerschlepperreifen [24]. Dazu führte er Untersuchungen an einem einzelnen Rad (1.), auf dem Flachbandprüfstand (2.) sowie am Gesamtfahrzeug (3.) durch. Um das Eigenschwingverhalten der Testreifen zu untersuchen, wurden diese mit einem Modalhammer (1., 2.), einem Shaker (2., 3.), über die Reifenunrundheit (2., 3.) oder durch Fahrbahnunebenheiten (3.) angeregt. Bei allen Versuchsreihen waren Reifenmoden bis hin zur 15. Ordnung nachweisbar, wobei die Starrkörpermoden besonders hervortreten. Neben dem Einfluss von Reifeninnen-

druck und Radlast variierte Brinkmann auch die Fahrgeschwindigkeit (2., 3.). Am rollenden Rad wurden deutlich geringere Amplituden nachgewiesen. Für das Gesamtfahrzeug war lediglich die laterale Starrkörpermode komfortrelevant.

Sharon von der TU Berlin führte Mitte der 1970er Jahre Versuche an 22 Ackerschlepperreifen durch, um den Einfluss von Bauform und Betriebszustand auf deren Schwingverhalten zu untersuchen [47]. Dazu wurden Versuche am stehenden Rad sowie einem einzelnen Rad, das in eine Messeinrichtung eingespannt über einen einzelnen Holzbalken oder über einen Smooth-Track [40] gezogen wurde, ausgewertet. Zur Auswertung der Fahrversuche wurden das Leistungsdichtespektrum der Vertikalbeschleunigung sowie die daraus abgeleitete Vergrößerungsfunktion als Bewertungskriterien herangezogen. Bei seinen Parametervariationen stellte er unter anderem eine Abnahme des Dämpfungsbeiwertes beim rollenden Rad fest. Während der Überfahrt von Unebenheiten beobachtete Sharon einen Anstieg des Dämpfungsbeiwertes. Er führte dies auf die zusätzliche Walkarbeit im Reifenlatsch zurück. Die Erkenntnisse seiner Versuche auf ebenem Untergrund fasste er in empirischen Gleichungen zusammen. Diese berechnen die Feder- und Dämpfungseigenschaften in Abhängigkeit von der Radlast, dem Reifeninnendruck sowie dem Reifenvolumen. Seine Schlussfolgerung, dass die Schwingungseigenschaften von Ackerschlepperreifen am nichtrollenden Rad nur unzureichend bestimmt werden können, führte schließlich zu der Entwicklung eines Flachbandprüfstandes im Rahmen der Dissertation von Kising [48]. Auf diesem führte Kising umfangreiche Versuche durch, die er mit Fahrbahnversuchen verglich und ergänzte. Seine Untersuchungen zur hochfrequenten Anregung durch die Stollen führte Yeh [30] fort. Siefkes [49] stellt auf nachgiebigen Böden eine deutlich höhere Reifendämpfung bei etwa gleichbleibender Federsteifigkeit fest. Im experimentellen Teil seiner Dissertation untersuchte Siefkes [50] den Einfluss der Stollenanregung auf die Kraftverteilung im Reifenlatsch, die sich entscheidend auf das Verschleißverhalten des Reifens auswirkt. Zur Parametrierung und zum Vergleich von zwei Reifenmodellen nutzte von Holst neben dem Flachbandprüfstand eine mobile Messeinrichtung [51]. Die Ergebnisse der Hindernisüberfahrten wurden zur Bestimmung der Schluckrate bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten und Last-Druck-Faktoren verwendet. Der Last-Druck-Faktor LD berechnet sich aus der Radlast m_{Rad} und dem Reifeninnendruck p_i :

$$LD = \frac{m_{Rad}}{p_i} \quad (1)$$

Bild 1 fasst die durch von Holst gefundenen Ergebnisse für eine Hindernislänge von 100 mm bei einer Höhe von 150 mm zusammen.

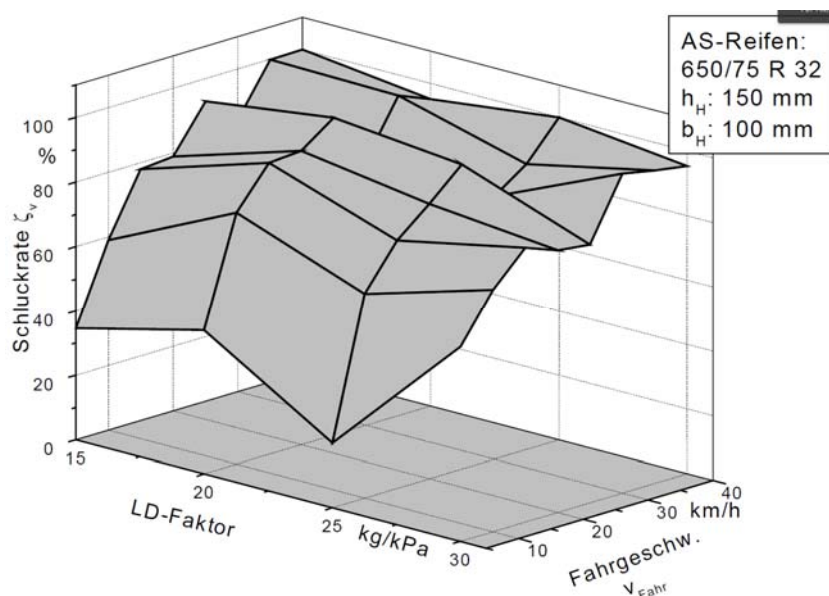


Bild 1: Schluckrate eines Ackerschlepperreifens in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und des Last-Druck-Faktors [51]

Aufgrund der geringen Hindernislänge wird bei hohen Geschwindigkeiten eine Schluckrate von über 90% erreicht. Den starken Abfall der Schluckrate bei einem Last-Druck-Faktor von 25 und geringer Fahrgeschwindigkeit führt von Holst auf den progressiven Anstieg der Federsteifigkeit bei punktuellen Beanspruchungen zurück.

An der TU Braunschweig beschäftigte sich Coenenberg [52,53] bereits Anfang der 1960er Jahre mit dem Schwingungsverhalten von Ackerschleppern und Anhängern bei der Überfahrt von Schlechtwegstrecken. Er entwickelte einfache Ersatzsysteme, die auf den damaligen Analogrechnern implementierbar waren und das Schwingungsverhalten prinzipiell darstellen konnten. Neben Ausführungen zum Fahrkomfort konnten somit auch Aussagen zur Fahrzeugbeanspruchung getroffen werden. Wendeborn [54] führte diese Arbeit fort und entwickelte einen schwing-

ungsoptimierten Fahrersitz. Seine Fahrversuche auf Landstraße, Feldweg und Acker hatten gezeigt, dass dieser den größten Einfluss auf den Fahrkomfort hat. Zur Bewertung der Schwingungsbelastung wurde die spektrale Beschleunigungsdichte herangezogen. Ähnlich wie Coenenberg verwendete auch Wendeborn ein einfaches Ersatzsystem, um Parameterstudien durchzuführen [54]. Die Feder- und Dämpfungseigenschaften des Reifens wurden als fahrgeschwindigkeitsunabhängige Konstanten festgelegt.

Hoffman und Müller [55] von der TU Dresden beschäftigten sich in den 1970er Jahren mit den an landwirtschaftlichen Reifen auftretenden Längs- und Vertikalkräften bei der Überfahrt von Hindernissen. Müller [56] führte weitere Prüfstandsuntersuchungen zum Überrollverhalten von Ackerschlepperreifen bei großen Fahrbahnunebenheiten durch. Auf Basis dieser Untersuchungen parametrisierte er ein Reifenmodell, um Studien an dem MKS-Modell eines ebenen Schleppers durchzuführen. Ziel war es, die Materialbelastung bei der Überfahrt eines Feldwegprofils zu bestimmen.

Lines [34] sowie Lines und Murphy [57,58] untersuchten am Silsoe College das Feder- und Dämpfungsverhalten von Ackerschlepperreifen unter besonderer Berücksichtigung des Fahrgeschwindigkeitseinflusses. Neben einer Einzelradmesseinrichtung [59] kam auch ein Gesamtfahrzeug zum Einsatz, um den Einfluss von Fahrbahnunebenheiten zu eruieren. Ihre Ergebnisse zeigten am rollenden Rad keinen Einfluss der Schwingungsamplitude auf die gemessene Federsteifigkeit. Der Dämpfungsbeiwert eines rollenden Rades fällt mit steigender Schwingungsamplitude leicht ab. Bei der Überfahrt einer unebenen, festen Fahrbahn konnte eine Abnahme der Federsteifigkeit festgestellt werden. Für den Dämpfungsbeiwert stellt sich hierbei kein eindeutiger Trend ein. Nguyen und Lines [60] nutzten eine Einzelradmesseinrichtung, um das quasistationäre Überrollverhalten eines Ackerschlepperreifens für zwei unterschiedliche Hindernisformen zu untersuchen. Ihre Ergebnisse zeigen, dass die Übertragungsfunktion des Reifens vergleichbar mit der eines Tiefpassfilters beziehungsweise eines gleitenden Mittelwertes ist. Lines et al. [4] führten 1995 eine umfangreiche Evaluierung der Schwingungsbelastung von Traktor- und Mähdrescherfahrern durch. Neben typischen Feldarbeiten wurden auch Transportfahrten evaluiert und als besonders kritisch eingestuft. Die Un-

tersuchung zeigt, dass die nach ISO 2631 [10] zulässige Schwingungsbelastung bei ungefederten Fahrzeugen unter Umständen schon nach 1,5 Stunden und die von einem vollgederten Ackerschlepper nach 5,6 Stunden überschritten wird. Die bei Komfortuntersuchungen von Ackerschleppern erfassten Amplituden an Kabinenboden und Fahrersitz bewegen sich in einem Frequenzband von 1 bis 4 Hz. Das gesundheitliche Gefahrenpotential von Schwingungsbelastungen bei dem Betrieb landwirtschaftlicher Maschinen wird innerhalb der von Peng und Lines [27] durchgeführten Literaturrecherche noch einmal bestätigt. Sie sehen in modernen Simulationstechniken ein großes Potential, den Entwicklungs- und Optimierungsprozess von komfortrelevanten Systemen wie Achs- oder Kabinenfederungen voranzutreiben. Entscheidende Rolle spiele hierbei das verwendete Reifenmodell. Die Modellierung der longitudinalen Reifeneigenschaften habe in der Vergangenheit nicht im Fokus gestanden und bedürfe daher besonderer Aufmerksamkeit.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass innerhalb der letzten fünf Jahrzehnte das Reifenverhalten bei der Überfahrt von Unebenheiten an unterschiedlichen Einrichtungen untersucht wurde und seit den 1990er Jahren verstärkt in diesem Bereich geforscht wird. In vielen Fällen wurden basierend auf den Messergebnissen Versuche unternommen, das Reifenverhalten numerisch zu beschreiben. Insbesondere die frühen Entwicklungen waren dabei von mäßigem Erfolg gekennzeichnet. Zur Bewertung und zum Vergleich der Versuchs- und Simulationsergebnisse wurden unterschiedlichste Methoden und Kennzahlen herangezogen. Schluckrate, Radlastfaktor, Übertragungsfunktion sowie der quadratische Mittelwert der gemessenen Beschleunigungen sind nur einige Beispiele. Zur Auswertung im Frequenzbereich wurden Amplituden- und Leistungsdichtespektrum verwendet. Die Veröffentlichungen zeichnen ein umfassendes Bild der Reifeneigenschaften für unterschiedlichste Rahmenbedingungen. Komfortuntersuchungen am Gesamtfahrzeug zeigen das Optimierungspotential landwirtschaftlicher Maschinen auf und verdeutlichen Relevanz und Bedeutung des Themas.

weder im Modell als Lookup Table hinterlegt oder mit Hilfe von Regressionskurven approximiert. Der Gültigkeitsbereich dieser Modelle beschränkt sich auf die untersuchten Zustände. Hierbei erzielen sie eine hohe Genauigkeit bei geringer Rechenzeit.

Modellansätze, die auf "Herleitung aus Messkurven" beruhen, beschreiben die experimentell gewonnenen Kennlinien mit Hilfe mathematischer Funktionen. Die Interaktion verschiedener Größen wird ebenfalls mathematisch angenähert. Der Modelltyp erlaubt in gewissem Maße eine Extrapolation der gemessenen Größen. Dadurch kann der Parametrierungsaufwand reduziert und gleichzeitig der Gültigkeitsbereich des Modells erweitert werden.

Während die Modelle mit einer Herleitung aus Messkurven meist mathematische Ansätze ohne physikalischen Hintergrund wählen, verwenden die theoretischen Modelle einfache physikalische Ersatzsysteme. Das Reifenverhalten wird dadurch transparenter und der Gültigkeitsbereich steigt. Oftmals sind diese einfachen Ersatzsysteme jedoch nicht in der Lage, das komplexe Reifenverhalten in allen Betriebspunkten zu beschreiben. Dadurch variiert die Genauigkeit sehr stark.

Zu der Gruppe der komplexen theoretischen Modelle zählen neben den strukturmechanischen Modellen auch die FEM-Modelle. Durch die hohe Anzahl spezieller Parameter steigt hierbei der Parametrierungsaufwand wieder an. Dafür bieten die Modelle bei der Anwendung deutliche Vorteile hinsichtlich Genauigkeit und Gültigkeitsbereich. Aufgrund der hohen Rechenzeiten eignet sich dieser Modelltyp jedoch nicht für jede Anwendung.

Die Übergänge zwischen den Modellarten sind fließend. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird in den zwei folgenden Unterkapiteln – ähnlich wie bei Ferhadbegović [21] – zwischen empirischen und physikalischen Reifenmodellen unterschieden. Der Fokus liegt auf Reifenmodellen, mit denen die Überfahrt von Unebenheiten simuliert werden kann. Literaturrecherchen mit einem ähnlichen Schwerpunkt wurden von Badalamenti und Doyle [64], Zegelaar [65], Harth et al. [66] und Schmeitz [67] durchgeführt.

2.2.1 Empirische Reifenmodelle

Viele Autoren präsentierten Reifenmodelle, bei denen das Fahrbahnprofil zunächst gefiltert wird. Das eigentliche Reifenmodell kann dann relativ einfach aufgebaut sein, da es die komplexen Vorgänge im Reifenlatsch nicht beschreiben muss.

Die Arbeit von Bandel und Monguzzi [68] ist ein Beispiel dafür. Sie untersuchten zur Parametrierung ihres Reifenmodells das Überrollverhalten eines Rades bei geringer Geschwindigkeit. Die dabei auftretenden Kräfte werden mit der Summe einer "Basic Curve" und deren Spiegelbild approximiert. Die Lage der Spiegelachse ist abhängig von der Reifenverformung und wird mit einem empirischen Zusammenhang angenähert. Dieser Zusammenhang wird transformiert durch Division mit der vertikalen Reifensteifigkeit. So erhält man ein gefiltertes Fahrbahnprofil. Dieses wird dann in ein Feder-Dämpferelement eingeleitet.

Captain et al. stellten in [69] vier Reifenmodelle vor und verglichen sie miteinander. Es handelt sich dabei um ein Einpunktkontaktmodell und zwei weitere Ansätze, bei denen das Fahrbahnprofil vor der Überfahrt gefiltert wird, sowie um ein komplexeres Speichenmodell, **Bild 3**.

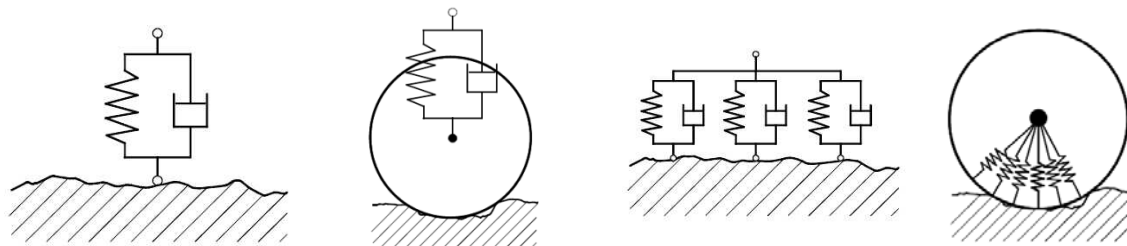


Bild 3: Modellansätze von Captain et al. [69]: Einpunktkontakt, Rigid-Tread-Band, Fixed-Footprint sowie ein Speichenmodell

Bei den simulierten Hindernisüberfahrten wurden die Vertikalkräfte von dem Einpunktkontaktmodell teilweise um den Faktor zehn überschätzt. Daher wird auch empfohlen mit diesem Modell nur Unebenheiten zu überfahren, deren Wegwellenlänge mindestens der zweifachen Reifenlatschlänge entspricht [21]. Die Abweichungen des Rigid-Tread-Band-Ansatzes sind geringer, prinzipiell fallen aber auch

hier die simulierten Kräfte zu groß aus. Das Fixed-Footprint-Modell entspricht bei den von Captain et al. [69] gewählten linearen Feder-Dämpferelementen einer gleitenden Mittelwertbildung des Bodenprofils im Reifenlatsch. Dieser Filteransatz unterschätzt tendenziell die Radnabenkräfte und kann die geometrischen Einflüsse des Reifens auf die Kraftverteilung im Reifenlatsch nicht berücksichtigen. Für Anwendungen mit hohen Genauigkeitsanforderungen empfehlen Captain et al. [69] das Speichenmodell, das sich von seinem mathematischen Ansatz her eher in die Gruppe der physikalischen Ansätze eingliedert.

Crolla et al. [70] nutzten den Fixed-Footprint-Ansatz, um mit ihrem Einpunktkontaktmodell das Fahrzeugverhalten bei der Überfahrt eines Smooth-Tracks [40] sowie eines Feldweges zu simulieren. Mit ihrem neuen Ansatz, Längs- und Querkräfte mit Hilfe von Maxwell-Elementen zu simulieren, erzielten sie bessere Ergebnisse als mit konventionellen Voigt-Kelvin-Elementen. Der Vergleich der gemessenen und simulierten quadratischen Mittelwerte der triaxialen Kabinenbodenbeschleunigungen zeigt eine annähernde Übereinstimmung. Böhler [71] griff in seiner Arbeit ebenfalls das Fixed-Footprint-Modell auf und integrierte es in das stationäre Reifenmodell "Magic Formula" von Pacejka et al. [72]. Bei der Bildung des gleitenden Mittelwertes berücksichtigte er ähnlich wie Kisilowski und Lozia [73] die aktuelle Latschlänge, die er aus der Einfederung des Reifens berechnete. Darüber hinaus adaptierte er das nichtlineare Vertikalkraftmodell von Langenbeck [39] und berücksichtigte die Reifenunrundheit bis hin zur Stollenordnung. Das Modell lieferte bei der Überfahrt eines trapezförmigen, flachen Hindernisses zufriedenstellende Ergebnisse. Auch Marx et al. [74] nutzen den Fixed-Footprint-Ansatz, um mit dem Hohenheimer Reifenmodell [21] Hindernisüberfahrten eines Traktor-Anhängergespans zu simulieren.

Zu den komplexeren semiempirischen Reifenmodellen gehört MF-SWIFT (Magic Formula-based Short Wavelength Intermediate Frequency Tire model) [75]. Das Reifenmodell ist in einem Kooperationsvorhaben zwischen der Delft University of Technology und der TNO Company entstanden. Es basiert auf dem Längs- und Querkraftmodell "Magic Formula" (MF) von Pacejka et al. [72] sowie den von Pacejka betreuten Dissertationen von Zegelaar [65] und Maurice [76]. Die ursprünglich für stationäre Untersuchungen entwickelte "Magic Formula" kann nach einigen

Modifikationen auch das transiente Reifenverhalten bedingt simulieren [77]. Schmeitz [67] erweiterte in seiner Dissertation MF-SWIFT so, dass das Reifenverhalten bei der Überfahrt beliebiger, dreidimensionaler Fahrbahnprofile simuliert werden kann, **Bild 4**. Zur Generierung einer "effektiven Fahrbahnoberfläche" wurden von Schmeitz und Pauwelussen [78] unterschiedliche Filtermethoden evaluiert. Sie untersuchten unter anderem das Speichenmodell von Badalamenti und Doyle [64] (vergleiche Kapitel 2.2.2). Schmeitz et al. [79] entschieden sich für einen Ansatz, der der Funktionsweise einer Boogieachse ähnelt und sich durch einen geringen Rechenaufwand auszeichnet.

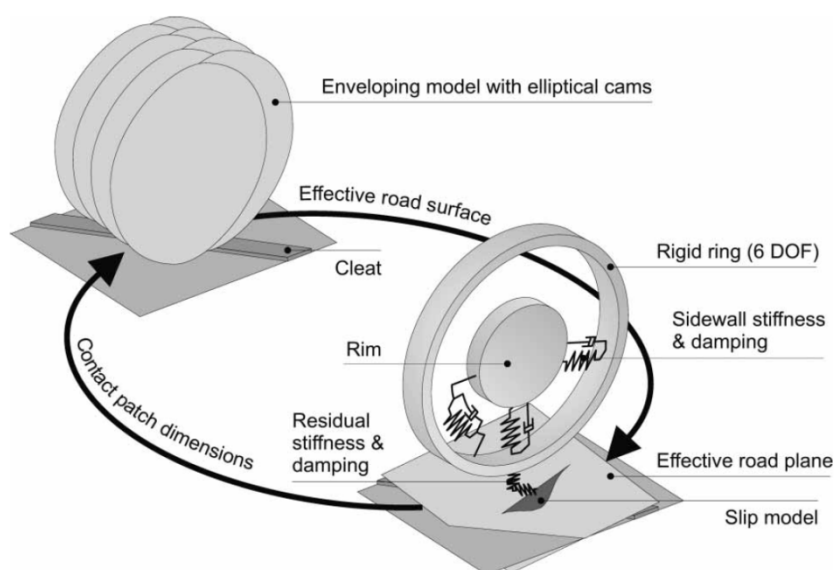


Bild 4: Aufbau des MF-SWIFT-Modells sowie Funktionsweise des Filteransatzes [67]

Die Starrkörpermoden des Reifens werden mit einem flexibel angebrachten, starren Ring modelliert. Daher wird dieser Modelltyp auch als Starrer-Ring-Modell [61] oder Schalenmodell bezeichnet [62]. Der Gültigkeitsbereich des Reifenmodells erstreckt sich deshalb bis zu der Frequenz, bei der die ersten elastischen Moden auftreten. Bei PKW-Reifen treten diese normalerweise erst bei über 100 Hz, bei Ackerschlepperreifen bereits unter 50 Hz auf [24]. Die Eignung des Reifenmodells zur Simulation von Hindernisüberfahrten wurde im "Tire Model Performance Test" (TMPT) untersucht [75].

Neben MF-SWIFT verwendete auch Gipser (BRIT – Brush and Ring Tire) [80] sowie Oertel und Fandre [81] (CDTire 20 – Comfort and Durability Tire model) ein Starrer-Ring-Modell, um die Starrkörpermoden eines Reifens zu beschreiben. Gipser machte mit BRIT die Erfahrung, dass Filteransätze vergleichbar mit denen von MF-SWIFT nicht bei allen Fahrbahnprofilen zufriedenstellende Ergebnisse liefern [80].

Eine weitere Modellkategorie sind modale Modelle [82]. Das Reifenmodell ist hier als Blackbox zu verstehen, dessen Übertragungsverhalten entweder mit Hilfe von FEM-Reifenmodellen parametrisiert oder aus Versuchen gewonnen und dann als Kennfeld vorgegeben wird. Ein empirischer Aspekt dieser Modellklasse ist die Erfassung der Bodenunebenheiten: Während Belluzzo et al. [83] das Fahrbahnprofil direkt in das Modell einleiten, filtern Bandel et al. [68] dieses zunächst. Modale Modelle eignen sich nicht für die Simulation größerer Verformungen, da die hierbei auftretenden Nichtlinearitäten nicht abgebildet werden können [67,84].

Das Hohenheimer Reifenmodell [21] ist ein reines Fahrdynamikmodell und steht somit nicht im inhaltlichen Fokus dieser Literaturrecherche. Allerdings ist das semiphysikalische Reifenmodell von Ferhadbegović Ausgangspunkt und Basis dieser Arbeit und daher Bestandteil des Überblicks. Aufbauend auf den Erkenntnissen der in Kapitel 2.1 erwähnten Vorarbeiten am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim wurde von Ferhadbegović ein dreidimensionales Reifenmodell für fahrdynamische Untersuchungen bis 5 Hz entwickelt [85]. Er übernahm dazu das von Langenbeck [39] entwickelte Vertikalkraftmodell. Des Weiteren griff er das von Plesser [86] vorgestellte Längskraftmodell auf und erweiterte es um die Erkenntnisse von Clover und Bernhard [87]. Dieses Ebenenmodell wurde von ihm um einen Ansatz zur Berechnung der Querkräfte ergänzt. Zur Simulation des Rückstellmoments sowie des Reifenverhaltens unter überlagerten Schlupfzuständen wurden Annahmen über die Scherkraftverteilung im Reifenlatsch getroffen [22,88,89]. Das in [85] beschriebene MKS-Modell eines Ackerschleppers diente zur Validierung des transienten Einpunktkontaktmodells. Zum Abgleich mit dem Fahrverhalten eines realen Traktors wurde ein mit Messfelgen ausgestatteter Schlepper des Typs Fendt Favorit 509 verwendet. Außerdem wurde das MKS-Modell zur Fahrdynamikanalyse unterschiedlicher Fahrwerkskonzepte benutzt

[90]. Das Reifenmodell wird nicht nur von Hochschulen eingesetzt [91], sondern findet auch in der Industrie bei den Firmen AGCO, Bosch und Claas Verwendung. Darüber hinaus wurde es verwendet, um das Fahrverhalten von Traktor-Anhängergespannen zu simulieren [92]. Basierend auf den Erfahrungen und Erkenntnissen mit dem von Ferhadbegović erstellten Reifenmodell wurde ein erster Ansatz zur Simulation der Längs- und Vertikaldynamik bei der Überfahrt von Hindernissen entwickelt [93]. Das in [94] vorgestellte Speichenmodell wurde in [95] um interradiale Federsteifigkeiten ergänzt, **Bild 5**. Somit kann die Kopplung der Radialelemente berücksichtigt werden. Die Reifenunrundheit wird bis zur Ordnung der Stollenanzahl berücksichtigt. Das Speichenmodell ist in der Lage, die Vorgänge im Reifenlatsch und die Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn sehr detailliert darzustellen. Die Reifenunrundheit und damit auch der Einfluss der Stollen auf die Achsanregung wurden implementiert.

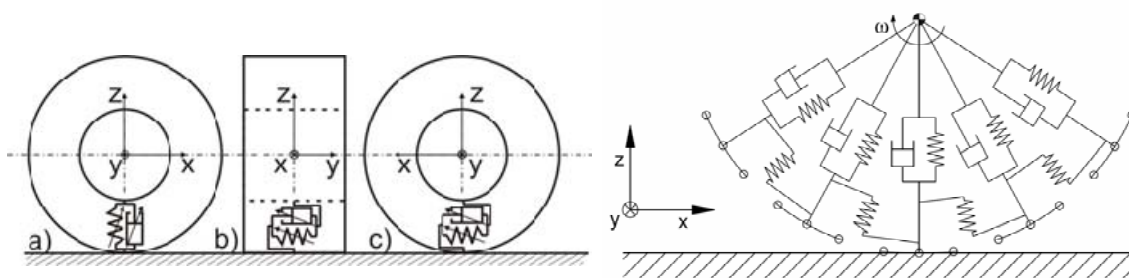


Bild 5: Aufbau des Einpunktkontaktmodells [21] und des Speichenmodells [95]

2.2.2 Physikalische Reifenmodelle

Bei den physikalischen Modellen wird zwischen drei Modelltypen differenziert:

- Speichenmodelle
- Strukturmechanische Modelle
- FEM-Modelle

Speichenmodelle (vergleiche Bild 3) gehören nach der Einteilung von Pacejka zu der Gruppe der "einfachen theoretischen Modelle" und sind aus radial angeordneten Feder- und Dämpferelementen aufgebaut. Sie sind weniger komplex als strukturmechanische Modelle, können jedoch die Vorgänge im Reifenlatsch detailliert darstellen. Sie sind für die Überfahrt von kurzweiligen Unebenheiten geeignet, wenn die Eigenschwingungen der Reifenstruktur nicht von Interesse sind [84]. Der

Modellaufbau wurde von verschiedenen Autoren gewählt. Je nach Zielsetzung der Arbeit unterscheiden sich die Modelle in Aufbau und Komplexität.

El-Razaz und Crolla stellen in [96] ein Modell vor, das das Reifenverhalten auf weichem Boden beschreibt. Es besteht aus Radialelementen, die radial, lateral und longitudinal verformbar, nicht aber miteinander gekoppelt sind. Das Verhalten bei punktuellen Belastungen, wie sie bei der Überfahrt von Hindernissen auftreten, kann folglich nicht dargestellt werden. Die Speichenmodelle von Davis [97], Captain et al. [69], Lozia [98], Lines [34] und Siefkes [99] verzichten ebenfalls auf eine Kopplung der Radialelemente. Um die Interaktion zwischen den Radialelementen zu berücksichtigen, begrenzte Kising [48] bei seinem Ackerschlepper-Reifenmodell die maximal mögliche Verformung zweier benachbarter Elemente relativ zueinander. Dieser Ansatz zeigte aber nur „...eine annähernde Übereinstimmung mit der Realität auf“. Sowohl das Modell von Kising [48], als auch der Ansatz von Siefkes [99,100] zeichnen sich dadurch aus, dass die Unrundheit des Reifens berücksichtigt wird. Dazu werden den Speichen unterschiedliche Längen zugeordnet. Badalamenti und Doyle beschreiben die Interaktion zwischen den Radialelementen mit zusätzlichen Federn. Sie konnten zeigen, dass ein Modell mit nichtlinearen Radialfedern genauere Ergebnisse bei der Simulation von Hindernisüberfahrten erzielt [64]. Dabei verzichten sie auf Darstellung der Reifendämpfung, so dass das Modell an erster Stelle für die Betrachtung quasistationärer Zustände geeignet ist. Alternativ kann es zur Filterung eines Fahrbahnprofils verwendet werden, das dann als Eingangsgröße in ein weniger komplex aufgebautes Reifenmodell dienen kann [78].

Das Schalenmodell von Zachow [101] wurde entwickelt, um das Reifenverhalten von PKW- und Ackerschlepperreifen auf festem und nachgiebigem Boden zu simulieren. Zachow beschäftigt sich dabei mit der qualitativen Analyse des Modellverhaltens. Eine Validierung steht bisher noch aus.

RMOD-K (Reifenmodell-Komfort) beziehungsweise CDTire (Comfort and Durability Tire Model) sind strukturmechanische Modelle. Die Reifenmodellfamilie geht unter anderem auf die Arbeit von Professor Böhm, TU Berlin, zurück [102]. Eichler beschreibt in [103] zwei Reifenmodelle. Neben einem "Starrer-Ring-

Modell" für fahrdynamische Untersuchungen wird ein weiteres, ungedämpftes strukturmechanisches Modell für die Bearbeitung fahrkomfortrelevanter Themen wie der Überfahrt von kurzwelligen Bodenunebenheiten vorgestellt. Oertel und Fandre bauen darauf auf und präsentierten Modellneuerungen unter dem Namen RMOD-K [81,104]. Aus kommerziellen Gründen werden Modellaufbau und Modellgleichungen nur sehr allgemein beschrieben. Basierend auf der Arbeit von Oertel und Fandre eruierte von Holst [51] unter der Leitung von Prof. Göhlich, TU Berlin, inwiefern das Reifenmodell auch für die Simulation von Ackerschlepperreifen geeignet ist. Das von ihm angewandte und parametrisierte "Gallrein-Modell" ist vergleichbar mit CDTire 30, **Bild 6**. Validiert wurde der Ansatz mit einem Ausschwingversuch bei 10 km/h auf ebenem Untergrund. Die Einschränkung, dass das Reifenmodell hohe Profilstollen und die damit verbundene Unrundheit eines Reifens nicht abbilden kann, gilt auch für neuere Modellvarianten [105]. Im Jahr 2002 wurden die Rechte für den Quellcode des Reifenmodells RMOD-K an die Firma LMS verkauft, die dieses unter dem Namen CDTire vertreibt. Die Entwicklung von RMOD-K und CDTire werden seitdem unabhängig voneinander vorangetrieben. Von CDTire existieren vier unterschiedliche Modellvarianten, von denen drei in Bild 6 dargestellt sind.

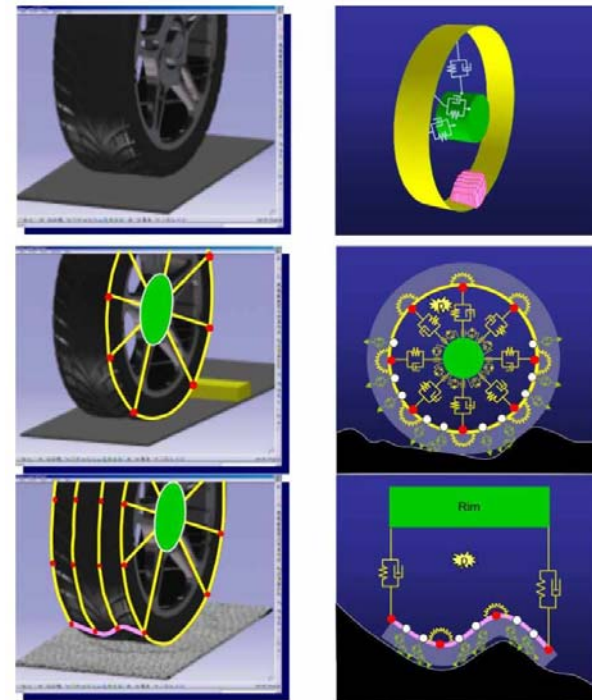


Bild 6: Modellaufbau CDTire 20, 30 und 40 (von oben nach unten) [106]

Neben dem "Starrer-Ring-Modell" CDTire 20 werden zwei strukturmechanische Modelle angeboten. Dabei wird bei CDTire 40 die Mittelebene von CDTire 30 um drei weitere parallele Ebenen ergänzt. Nicht dargestellt ist CDTire 50, das zur Überfahrt von deformierbarem Boden entwickelt wurde [107]. Die Modelleigenschaften und Grenzen von CDTire 30 wurden im "Tire Model Performance Test" (TMPT) untersucht [106]. Neben der Untersuchung der Längs-, Quer- und Vertikalkraftübertragung auf ebenem Untergrund werden auch Hindernisüberfahrten bei fixierter Radnabenhöhe durchgeführt. Lugner und Plöchl präsentieren die Ergebnisse, wobei nur zwischen den Resultaten der teilnehmenden Reifenmodelle verglichen wird [108]. Seit dem Jahr 2008 wird CDTire vom Fraunhofer-Institut für Techno- und Wirtschaftsmathematik betreut [109]. In der Zwischenzeit wurde RMOD-K von Oertel und Fandre weiterentwickelt. Die Modellversion RMOD-K 7 umfasst insgesamt fünf optimierte Modelle [110]. Neben RMOD-K Formular, einem einfachen physikalischen Modell für stationäre Betrachtungen [111], ein "Starrer-Ring-Modell" für Frequenzen bis circa 100 Hz und Unebenheiten mit einer Wellenlänge von mindestens 100 mm. Mit dem neu entwickelten strukturmechanischen Modell können mehrere Reifenmodelle parallel berechnet werden. Eine erweiterte Version des strukturmechanischen Modells berechnet auch innere Kontaktkräfte und kann somit für Missbrauchsuntersuchungen, wie zum Beispiel dem Anfahren einer Bordsteinkante, verwendet werden. Der neuste Zugang der RMOD-K 7 Familie ist ein FEM-Modell [110].

Ein weiteres strukturmechanisches Modell ist FTire (Flexible Ring Tire Model) von Professor Gipser, FH Esslingen. Das kommerzielle Reifenmodell wurde zur Simulation von Fahrzeugkomfort und Fahrbahnbeanspruchungen entwickelt. Es basiert auf dem FEM-Modell DNS-Tire (Dynamical Non-Linear Spatial Tire Model) [112] sowie dem Starrer-Ring-Modell BRIT (Brush and Ring Tire) [113], dessen Update 2002 unter dem Namen RTire (Rigid ring Tire model) veröffentlicht wurde. Direkter Vorgänger von FTire ist CTire (Comfort Tire), ein ebenes Komfortmodell, das die Querkraftübertragung mit der Magic Formula von Pacejka annähert [114]. Die Erweiterung dieses Ansatzes zu einem vollwertig dreidimensionalen Modell veröffentlichte Gipser im Jahr 2000 unter dem Namen FTire [115], dem wichtigsten Mitglied der Reifenmodellfamilie [80]. Komplettiert wird das Angebot durch FETire [84], einer Erweiterung der FEM-Modelle DNS-Tire und DTire [80]. FTire erlaubt

die Überfahrt kurzweiliger Fahrbahnunebenheiten mit einer Wellenlänge, die etwa der halben Latschlänge entspricht. Dabei erstreckt sich der Gültigkeitsbereich bis zu einer Frequenz von 150 Hz. Ähnlich wie bei RMOD-K beziehungsweise CDTire wird der Reifengürtel mit Gürtелеlementen in Form von 100 bis 200 Massepunkten diskretisiert, die über Feder- und Dämpferelemente untereinander und mit der Felge verbunden sind. Neben dem Modell zur Beschreibung der Reifenstruktur wird mit Hilfe einer weiteren Modellkomponente die Kraftübertragung zwischen Reifen und Boden beschrieben. Dazu werden jedem Massepunkt 10 bis 100 Kontaktelemente zugeordnet, die zur Darstellung des Reifenprofils und dessen dynamischer Kraftübertragung dienen. **Bild 7** zeigt die Anordnung der Krafftelemente in radialer Richtung sowie deren Verbindung über den Umfang des Modells.

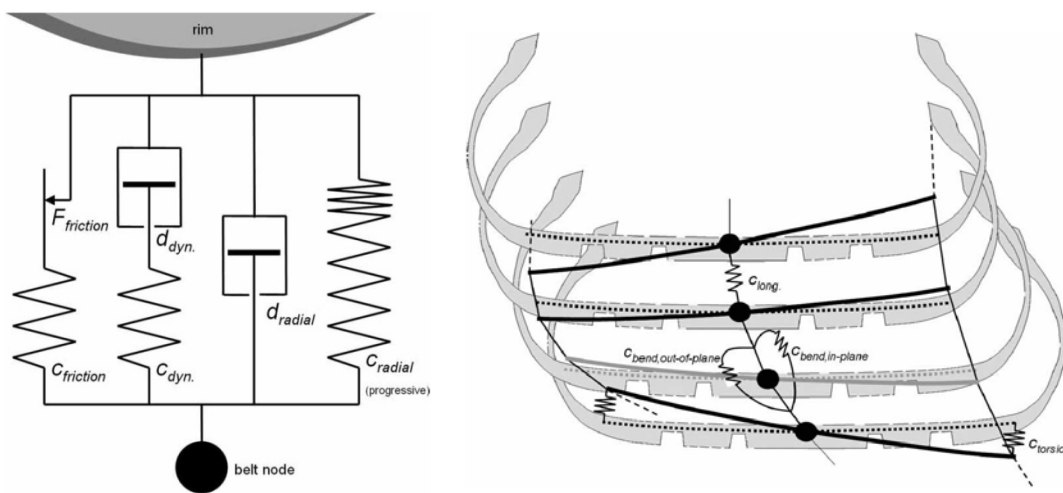


Bild 7: Aufbau von FTire: Krafftelemente in Radialrichtung (links) sowie Verbindungselemente und Kraftgesetze der Radialelemente über den Umfang (rechts)

Gipser stellt in Summe drei verschiedene Parametrierungswerkzeuge zur Verfügung [80]. Nichtsdestotrotz ist die Parametrierung des Modells aus Anwendersicht relativ umfangreich [105] und erfolgt manuell-iterativ [61]. In [116] werden Validierungsergebnisse beim Überrollen von Einzelhindernissen gezeigt. Bei den auf einem Rollenprüfstand durchgeführten Versuchen ist die Radnabenhöhe fixiert. Die simulierten Vertikal- und Umfangskräfte stimmen gut mit den Messungen überein. Eine ähnliche Schlussfolgerung zieht Dorfi [117]. Nakahara und Minakawa von Honda [118] führten in Zusammenarbeit mit dem Forschungsinstitut für Kraftfahr-

wesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) Fahrversuche mit einem PKW durch. Dabei wurden Fahrbahnunebenheiten wie auch Fahrzeugschwingungen messtechnisch erfasst. Der anschließende Vergleich zwischen Versuchs- und Simulationsergebnissen zeigte eine gute Übereinstimmung im Frequenzbereich bis 15 Hz. Sie führten dies auf die exakte Modellierung der Fahrwerkskomponenten und auch das verwendete Reifenmodell FTire zurück. Sowohl Einsle [105] als auch Riepl et al. [119] verglichen die Eignung von RMOD-K (CDTire) und FTire zur Simulation des Reifenverhaltens bei der Überfahrt von Einzelhindernissen beziehungsweise Schlechtwegstrecken. Beide Literaturquellen stellen fest, dass FTire deutlich kürzere Rechenzeiten aufweist. Während hingegen Riepl et al. ähnliche Ergebnisse für beide Modelle erzielten, weist Einsle auf die höhere Modellgüte von FTire bei der Simulation von Einzelhindernisüberfahrten hin. Parametrierung und Längskraftberechnung erwiesen sich bei CDTire als problematisch. Stallmann et al. [120] sowie Stallmann und Els [121] von der University of Pretoria, Südafrika untersuchten die Tauglichkeit von FTire bei der Simulation eines LKW-Offroadreifens der Größe 16.00 R 20. Die Parametrierung wird von den Autoren als Herausforderung mit mehreren Iterationsschleifen beschrieben. Das Parametrierungsprogramm FTire/fit bietet eine Hilfestellung bei Eigenschaften, die sich aus statischen Reifentests ableiten. Die dynamischen Eigenschaften wurden über Versuch und Irrtum eingestellt. Die Genauigkeit des Reifenmodells wurde bei der Überfahrt von diskreten Hindernissen und unterschiedlichen Fahrbahnprofilen untersucht und für gut befunden. Die Phasenverschiebung zwischen Mess- und Simulationsergebnis nach der Überquerung einer Unebenheit wird von den Autoren als unkritisch beurteilt. Bosch et al., ebenfalls von der University of Pretoria, präsentieren in [122] die Parametrierung und Validierung eines Geländewagenreifens. Bei der dargestellten Hindernisüberfahrt scheint das Reifenmodell zu schwach gedämpft zu sein. Die Autoren führen dies auf die Interaktion zwischen Zugfahrzeug und Messanhänger zurück. Allerdings berücksichtigt FTire aber auch nicht explizit den Abfall des Dämpfungsbeiwertes eines rollenden Reifens. Die Rechenzeit von FTire hängt stark von der gewählten Modellvariante, der Elementzahl sowie der Schrittweite ab. Diese Einflussgrößen sind in Abhängigkeit der Simulationaufgabe zu definieren. Die Angaben für die Rechenzeiten variieren zwischen einem 5- (FTire Standard, 60 Gürtелеlemente, Rechenschrittweite $dt = 0,4$ ms) bis 150-fachen (FTire 3D, 120 Gürtелеlemente, Rechenschrittweite $dt = 0,2$ ms) Echt-

zeitfaktor [116]. Das FEM-Modell FETire benötigt eine zwischen 50 und 100 Mal längere Rechenzeit als FTire [84].

Taheri et al. von Virginia Tech, Blacksburg, USA stellen in [123] den Stand der Technik bei der Simulation von Reifen auf nachgiebigem Untergrund umfassend dar. In [124] präsentieren Taheri et al. ein neues Reifenmodell, mit dem die Überfahrt von nachgiebigem Boden simuliert werden kann. Der Ansatz beruht auf einem strukturmechanischen Reifenmodell und einer empirischen Beschreibung des Bodenverhaltens. Zur Parametrierung des Modells wird auf eine Modalanalyse, ein FEM-Modell des Teststreifens sowie Prüfstandsversuche zurückgegriffen. Im Rahmen der Validierung wurden für unterschiedliche Bodenverhältnisse das Längskraft- sowie Einsinkverhalten des Modells am Beispiel eines PKW-Reifens evaluiert. Für die Autoren ist die dabei erreichte Genauigkeit akzeptabel. Die Abweichungen führen sie an erster Stelle auf die schwer zu kontrollierenden Testbedingungen zurück. Auch werden verschiedene Einflussgrößen wie die Verschiebung des Bodens unter Schlupf oder der Bulldozing-Effekt noch nicht berücksichtigt.

FEM-Reifenmodelle differenzieren im Gegensatz zu den bisher genannten Modelltypen nicht zwischen der Beschreibung der Geometrie und des inneren Aufbaus sowie den Materialeigenschaften eines Reifens [125]. Sie können somit schon vor der Fertigung eines Reifens parametrisiert werden und sind daher prädestiniert für den Einsatz in der Reifenentwicklung. Dies ist aufgrund der hohen Modellkomplexität und dem damit einhergehenden numerischen Aufwand auch ihr Hauptanwendungsgebiet [62]. Bei der Simulation von Hindernisüberfahrten erzielen sie nicht zwangsläufig genauere Ergebnisse als andere Reifenmodelltypen [67]. Neben den hohen Rechenzeiten ist dies laut Herkt [126] ein weiterer Grund für die bevorzugte Anwendung bei kurzen Ereignissen wie zum Beispiel dem Anfahren einer Bordsteinkante. Um die Anwendungsmöglichkeiten zu erweitern und den Einsatz von FEM-Modellen beispielsweise auch in der MKS zu ermöglichen, verfolgt Herkt den Ansatz der Modellreduktion. Chang et al. [127] vergleichen in ihrem Literaturüberblick unterschiedliche Reifenmodelltypen. Sie gehen davon aus, dass sich der FEM-Ansatz durchsetzen wird. Auch werden die Stärken dieses Modelltyps bei der detaillierten Beschreibung der Reifenstruktur inklusive des Profils so-

wie der Untersuchung transienter Vorgänge betont. Neben den hohen Rechenzeiten dieser Modelle räumen sie auch ein, dass FEM-Modelle nicht notwendigerweise genauere Ergebnisse erzielen. Aktuelle strukturmechanische Modelle wie FTire oder CDTire sind nicht Inhalt dieses Überblicks.

Im Bereich der landtechnischen Anwendungen erstellte Siefkes, TU Berlin, unter der Leitung von Professor Göhlich [50] ein FEM-Reifenmodell, um die Verformungen in der Aufstandsfläche und die damit einhergehenden Schubspannungen zu berechnen. Die Erkenntnisse nutzte er, um den Einfluss des Stollenprofils auf den Reifenverschleiß abzuschätzen.

Weinhold et al. [125] verwendeten ein FEM-Reifenmodell zur Parametrierung eines strukturmechanischen Modells. Der Einfluss der Stollen wird durch eine "etwas dickere Deckschicht des Reifens" berücksichtigt.

Regli und Handke [128] erstellten ein finites Reifen- und Bodenmodell. Auch wenn die erzielte Genauigkeit noch gesteigert werden kann, lässt der Ansatz grundlegende Schlüsse über die Entstehung der Zugkraft und der damit verbundenen Wechselwirkung zwischen Rad und Boden zu.

Fodor et al. von Taurus Agrotyre und der Universität von Miskolc, Ungarn, publizierten in [129] ein FEM-Reifenmodell, das die speziellen Eigenschaften von Ackerschlepperreifen wie beispielsweise den besonders ausgeprägten Stollen berücksichtigt. Um eine möglichst einfache Erstellung und Parametrierung zu gewährleisten, haben sie einen hierarchischen Entwicklungsprozess entwickelt. Exemplarische Anwendungsmöglichkeiten dieses Modells sind die Berechnung der statischen Abplattung oder die Untersuchung der Stollenbeanspruchung.

Biris et al. [130] untersuchten mit ihrem FEM-Modell eines Ackerschlepperreifens den Einfluss des Reifeninnendruckes auf die Reifenverformungen und Reifenspannungen, **Bild 8**. Sie legten dabei ein besonderes Augenmerk auf die exakte Modellierung des hyperelastischen Gummimaterials sowie eine realitätsgetreue Anordnung der Cordeinlagen.

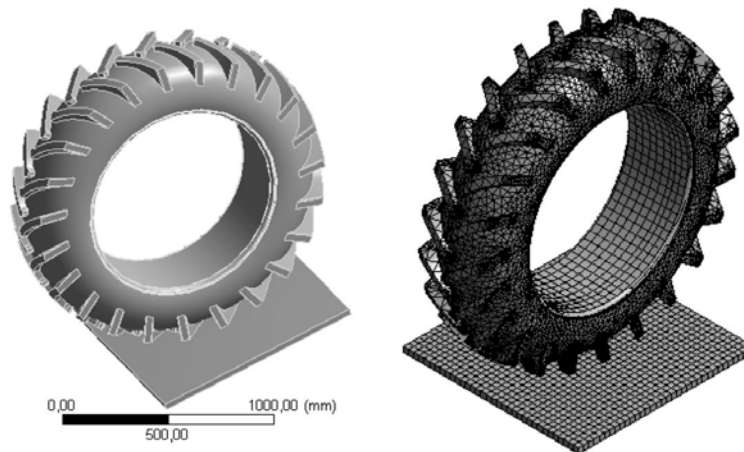


Bild 8: FEM-Modell eines Traktorreifens der Größe 14-38 R 35 [130]

Li [131] gibt in seiner Arbeit einen umfassenden Überblick zu analytischen und FEM-Reifenmodellen die zur Simulation der Reifen-Boden-Interaktion erstellt wurden. Darauf aufbauend entwickelte er ein FEM-Modell eines Baggerreifens, das er nach erfolgreicher Validierung für Parameterstudien heranzog.

2.3 Zusammenfassung und Präzisierung der Aufgabenstellung

Die Literaturrecherche hat gezeigt, dass es mit SWIFT, CDTire und FTire drei etablierte Reifenmodelle für automobiler Anwendungen gibt, die für die Simulation von Hindernisüberfahrten geeignet sind. Dies geht unter anderem aus den Ergebnissen des "Tire Model Performance Tests" (TMPT) hervor, bei dem die Simulationsergebnisse relativ zueinander verglichen werden [108]. Die hierbei beschriebenen Validierungsergebnisse basieren auf Trommelprüfstandsversuchen, bei denen das Rad nur einen rotatorischen Freiheitsgrad besitzt. Die Wechselwirkung von Radnabenposition und Nabenkräften wird dabei ausgeklammert. Ropers [132] stellt außerdem fest, dass dadurch das Schwingungsverhalten des Reifens beeinflusst wird. Die Eignung der genannten Modelle für die Simulation großvolumiger Ackerschlepperreifen konnte bisher nicht nachgewiesen werden.

Schon in Kapitel 1 wurde hervorgehoben, dass neben der Fahrsicherheit und der Fahrdynamik die Verbesserung des Fahrkomforts immer mehr an Stellenwert gewinnt. Im automobilen Bereich spielt dabei die Überfahrt von Fahrbahnunebenhei-

ten eine wesentliche Rolle [114]. Dieser Aspekt kann bei großvolumigen Ackerschlepperreifen um den Einfluss der Unrundheit erweitert werden.

Voraussetzung für den effektiven Einsatz moderner Simulationstechniken bei der Optimierung des Fahrkomforts ist ein valides Reifenmodell. Ziel dieser Arbeit ist die Erstellung eines Reifenmodells für großvolumige Ackerschlepperreifen, das als Werkzeug in diesem Entwicklungsprozess eingesetzt werden kann.

Konkrete Entwicklungsziele und Schwerpunkte bei der Erstellung des Reifenmodells sind

- die Berücksichtigung der speziellen Eigenschaften großvolumiger Ackerschlepperreifen, wie zum Beispiel der Reifenunrundheit,
- die Berechnung der Längs- und Vertikalkräfte bei der Überfahrt von diskreten Hindernissen,
- eine einfache Parametrierbarkeit mit den institutseigenen Versuchsständen,
- Sicherstellung und Nachweis einer hohen Modellierungsgüte sowie
- kurze Rechenzeiten.

Nach entsprechenden Anfragen und Anregungen aus der Industrie wurden diese Entwicklungsziele des von der DFG unterstützten Projektes um die Erweiterung des Ebenenmodells zu einem transienten dreidimensionalen Modell ergänzt. Es erlaubt die Berechnung der Seitenkräfte sowie der Rückstellmomente. Simulationen auf ebenem Untergrund stehen hier im Vordergrund.

Die finalen Schlussfolgerungen von Brinkmann [24] zu seinen Untersuchungen zum Eigenschwingverhalten von Ackerschlepperreifen und die daraus abgeleiteten Empfehlungen konnten in diesem Projekt nicht mehr berücksichtigt werden.

Die methodische Vorgehensweise orientiert sich an einem dreistufigen V-Modell nach der VDI-Richtlinie 2206 [133], **Bild 9**. Hierbei nimmt der Detaillierungsgrad im zeitlichen Verlauf der Modellierung immer weiter zu. Während der Projektphase der Validierung wird zunächst das Verhalten eines einzelnen Rades detailliert untersucht und mit Simulationsergebnissen verglichen, bevor die Allgemeingültigkeit

am Gesamtfahrzeug überprüft wird. Bei der Validierung des Modells erfolgt ein ständiger Abgleich zu den korrespondierenden Phasen der Modellierung. Je nach Ergebnis müssen Anpassungen am Modell vorgenommen werden.

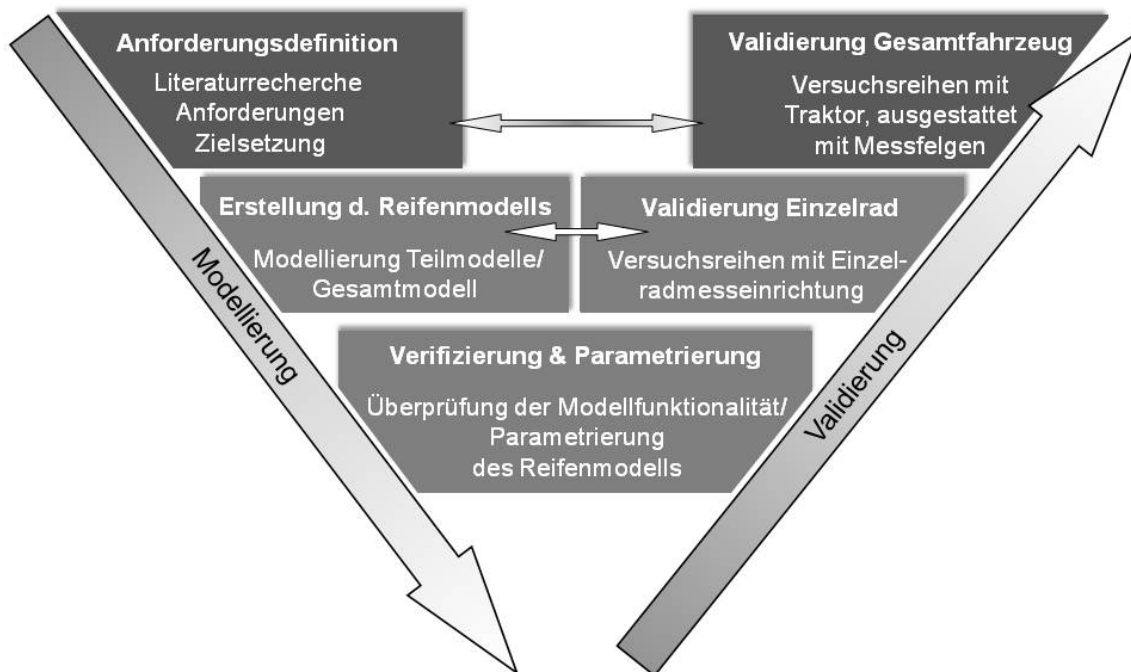


Bild 9: Methodische Vorgehensweise zur Entwicklung des Reifenmodells nach dem V-Modell gemäß VDI-Richtlinie 2206 [133]

3 PRÜFSTÄNDE UND METHODEN

Zur Parametrierung und Validierung des Reifenmodells wird auf die institutseigenen Versuchsstände zurückgegriffen. Dazu gehören neben dem Flachbandprüfstand, **Bild 10**, eine Einzelradmesseinrichtung und ein mit Kraftmessfelgen ausgestatteter Versuchsschlepper. Der maschinentechnische sowie der messtechnische Aufbau der Versuchseinrichtungen werden in diesem Kapitel erläutert. In einem weiteren Unterkapitel wird auf die MKS-Ersatzmodelle eingegangen.

3.1 Flachbandprüfstand

Der Flachbandprüfstand in seiner ursprünglichen Form wurde von Schrogl [38] entwickelt. Er war Bestandteil vieler Forschungsarbeiten und wurde mit seinen Modifikationen ergänzend unter anderem in [21,24,39,44] beschrieben. Wie schon in den meisten Vorarbeiten, so wird er auch in diesem Projekt zur Untersuchung der vertikalen Feder- und Dämpfungseigenschaften verwandt. Es wurden Ausschwingversuche mit den schon von Ferhadbegović [21] und Brinkmann [24] verwendeten Testreifen durchgeführt. So konnte die Gültigkeit der vorhandenen Parametersätze für die vertikalen Federungs- und Dämpfungseigenschaften überprüft und ein etwaiger Alterungsprozess dokumentiert werden. Diese Versuche wurden um quasistationäre Untersuchungen der Schluckrate ergänzt (Kapitel 5.3.2).



Bild 10: Flachbandprüfstand mit Bremseinrichtung [29]

3.1.1 Aufbau des Flachbandprüfstandes

Der Versuchsreifen wird auf dem Prüfstand in einer Schwinge befestigt und rollt auf einem Endlosband ab. Die Messeinrichtung hat demnach nur drei rotatorische Freiheitsgrade. Das Band stützt sich über eine Teflonplatte auf drei Kraftmessdosen ab, **Bild 11**.

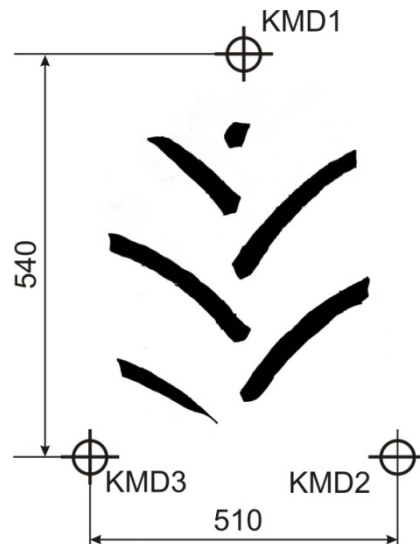


Bild 11: Anordnung der Kraftmessdosen KMD1-3 [21]

Die Dreiecksanordnung erlaubt es, die Verschiebung des Kraftangriffspunktes in der Radaufstandsebene beim gezogenen oder gebremsten Rad zu untersuchen [44]. Brinkmann [24] berechnete aus der Signaldifferenz von KMD2 und KMD3 die Kraftwirkung der lateralen Starrkörpermoden im Reifenlatsch. Er untersuchte außerdem das Eigenschwingverhalten des Flachbandprüfstandes, um dies bei der Interpretation der modalen Reifeneigenschaften berücksichtigen zu können. Weitere, für die durchgeführten Versuche relevante Messaufnehmer sind zwei Drehinkrementalgeber für die Bestimmung der Band- und Radumfangsgeschwindigkeit sowie ein Drehwinkelgeber zur Dokumentation der Reifenunrundheit. Mit Hilfe eines Linearweggebers wird der statische Halbmesser des Reifens ermittelt.

In **Tabelle 1** sind weitere Spezifikationen des Flachbandprüfstandes zusammengefasst.

Tabelle 1: Spezifikationen des Flachbandprüfstandes

maximaler Reifendurchmesser	2 m
maximale Reifenbreite	600 mm
maximale Geschwindigkeit	60 km/h
maximale statische Radlast	40 kN
max. statische Radlast bei Ausschwingversuchen	25 kN
maximales Bremsmoment	4500 Nm

Um bei gegebenem Messbereich der Kraftmessdosen auch die dynamischen Kräfte noch sicher erfassen zu können, sollte die statische Radlast bei Ausschwingversuchen 25 kN nicht überschreiten.

3.1.2 MKS-Modell des Flachbandprüfstandes

Ferhadbegović [21] erstellte in SIMPACK ein MKS-Modell des Versuchsstandes, **Bild 12**. Dieses verwendete er zur Parametrierung und Verifizierung des Hohenheimer Reifenmodells. Das MKS-Modell wird in einer Co-Simulation mit MATLAB/Simulink betrieben, wobei das Reifenmodell und die Parametervorgaben in Simulink dargestellt sind.

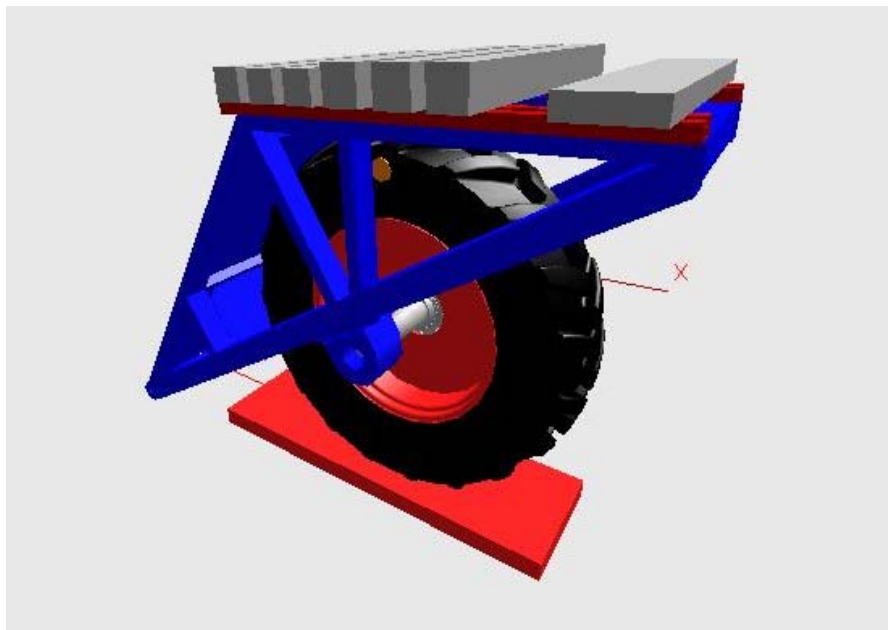


Bild 12: MKS-Modell des Flachbandprüfstandes nach [21]

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Co-Simulationsmodell durch ein reines MATLAB/Simulink-Modell ersetzt. Dadurch entfällt der Initialisierungsvorgang der Co-Simulation und die Rechenzeit dieses einfachen Mehrkörpermodells verkürzt sich deutlich. Grundlage der Berechnung ist das in **Bild 13** dargestellte Ersatzsystem. Bei der Erstellung der Differentialgleichung wird die Annahme getroffen, dass die Winkelgeschwindigkeit des Rades wie auch bei den Versuchen konstant ist. Zugunsten einer besseren Übersichtlichkeit sind lediglich die für die Berechnung der Radlast F_z relevanten Größen dargestellt.

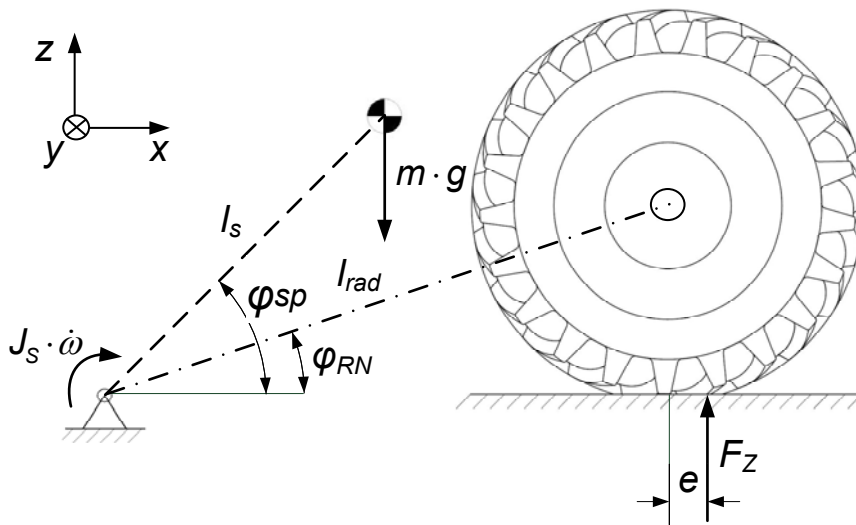


Bild 13: Ersatzmodell des Flachbandprüfstands mit denen für die Berechnung der Vertikalkraft relevanten Größen

Die Schwerpunktlage der Schwinge wurde aus einem CAD-Modell entnommen. Gleiches gilt für das Trägheitsmoment der Schwinge, das um das Trägheitsmoment der Zusatzmassen und den Steiner Anteilen zum Gesamtträgheitsmoment des Schwingenaufbaus J_s ergänzt wird.

Die Differentialgleichung wird nach dem Prinzip von d'Alembert [134] unter Berücksichtigung des Trägheitsmoments aufgestellt:

$$F_z = \frac{m \cdot g \cdot \cos \varphi_{sp} \cdot l_s - J_s \cdot \dot{\omega}}{(\cos \varphi_{RN} \cdot l_{rad} + e)} \quad (2)$$

Wobei: m – Aufbaumasse, g – Gravitationskonstante, l_{rad} – Abstand Drehpunkt-Radnabe, e – Hebelarm der Radlast, l_s – Abstand Drehpunkt-Schwerpunkt, φ_{sp} – Winkel zwischen Boden und Schwerpunkt und φ_{RN} – Winkel Radnabe-Boden

3.2 Einzelradmesseinrichtung

Ähnlich wie der Flachbandprüfstand wurde auch die Einzelradmesseinrichtung im Rahmen zahlreicher Forschungsvorhaben eingesetzt und entsprechend detailliert beschrieben [29,42,43,135]. Innerhalb dieses Projektes wurden mit der Einzelradmesseinrichtung Hindernisüberfahrten durchgeführt. Vorversuche dienten dazu, ein grundlegendes Verständnis über das Reifenverhalten zu erlangen. Hierbei hat sich die visuelle Auswertung von Hochgeschwindigkeitsaufnahmen als hilfreich erwiesen. Die eigentlichen Messfahrten dienen dem Abgleich zwischen den erfassten und den simulierten Größen und somit der Validierung des Reifenmodells. Die Messeinrichtung eignet sich hierzu in besonderem Maße, da im Vergleich zum Gesamtfahrzeug deutlich weniger Einflussgrößen zu berücksichtigen sind.

3.2.1 Aufbau der Einzelradmesseinrichtung

Der maschinentechnische Aufbau der Einzelradmesseinrichtung, bestehend aus dem Messanhänger und einem Zugfahrzeug, ist in **Bild 14** dargestellt.



Bild 14: Einzelradmesseinrichtung [29]

Das Messrad ist über ein Parallelogramm mit der Versuchseinrichtung verbunden. Neben einem translatorischen Freiheitsgrad in Vertikalrichtung können über die Kinematik Sturzwinkel bis 20° und Schräglaufwinkel bis 16° eingestellt werden. Die Radlast kann über einen Hydraulikzylinder auf bis zu 40 kN eingeregelt werden. Da die Vertikalkraftregelung nur für quasistationäre und niederfrequente Untersuchungen ausgelegt ist, wurde der Zylinder für die Vertikalkraftregelung bei den Hindernisüberfahrten ausgebaut. Anstatt dessen wird über Koffergewichte die gewünschte Radlast eingestellt.

Zentrales Element des messtechnischen Aufbaus ist ein 6-Komponenten-Radkraftdynamometer, über den sämtliche an der Radnabe angreifenden Kräfte und Momente erfasst werden können. Die Trägheitskräfte des Rades sowie Anteile der Nabe werden nicht erfasst [29], was bei der späteren Auswertung und dem Vergleich mit den simulierten Radkräften berücksichtigt werden muss. Zur Bestimmung des Schlupfes wird die Fahrzeuggeschwindigkeit mit einem Peiselerrad gemessen und die Umfangsgeschwindigkeit des Messrades mit einem weiteren Drehinkrementalgeber ermittelt. Der Abstand zwischen Radnabe und Boden wurde ursprünglich mit einem Ultraschallsensor erfasst, der im Rahmen des Vorhabens durch einen höher auflösenden Lasersensor ersetzt wurde. In **Tabelle 2** sind die wesentlichen technischen Details der Einrichtung zusammengefasst.

Tabelle 2: Technische Daten der Einzelradmesseinrichtung

maximaler Reifendurchmesser	2 m
maximale Reifenbreite	1200 mm
minimaler Felgendurchmesser	520 mm
Radlast	0 bis 40 kN
maximaler Schräglaufwinkel	16°
maximaler Sturzwinkel	20°
maximale Antriebsleistung	52 kW
maximale Drehzahl des Messrades	45 U/min

Die Höchstgeschwindigkeit des Messzuges liegt theoretisch bei 40 km/h. Aus Sicherheitsgründen und da die gewählten Hindernisformen keine höheren Ge-

schwindigkeiten zulassen, wurde diese auf maximal 10 km/h eingestellt. Auf ebenem Untergrund erreichte Schlotter [29] bei seinen Versuchen 20 km/h, was bei den gegebenen Platzverhältnissen sicherlich die Obergrenze ist.

3.2.2 MKS-Modell der Einzelradmesseinrichtung

Das von Ferhadbegović [21] vorgestellte MKS-Modell der Einzelradmesseinrichtung ist in SIMPACK dargestellt. Ähnlich wie bei dem MKS-Modell des Flachbandprüfstands wird auch hier das Reifenmodell über eine Co-Simulation mit MATLAB/Simulink eingebunden. Das MKS-Modell bildet die Kinematik der Versuchseinrichtung ab. Fahrgeschwindigkeit und Radlast werden über einen in Simulink implementierten Regler vorgegeben. Ferhadbegović verwendete das Modell zur Parametrierung und Validierung seines Reifenmodells. Alle Untersuchungen wurden auf ebenem Untergrund durchgeführt. Die Anpassung der Radlast erfolgte im niederfrequenten Bereich und kann daher als quasistationär angesehen werden.

Dabei ist es völlig ausreichend, die Massen- und Trägheitsmomente abzuschätzen. Auch die Gelenkreibung kann vernachlässigt werden. Diese Annahmen sind bei der Simulation hochdynamischer Vorgänge wie der Überfahrt von Hindernissen nicht zulässig. Daher wurde ein neues MKS-Modell erstellt, **Bild 15**.

Die Massen- und Schwerpunktlagen sowie die Trägheitstensoren wurden aus einem CAD-Modell entnommen [136]. Wie auch schon bei Lines [34] war es eine besondere Herausforderung, die Gelenkreibung zu parametrieren. Dazu wurden Ausschwingversuche mit einem zuvor parametrierten Reifen und dem von Schulze Zumkley [23] entwickelten Auslösemechanismus durchgeführt.

Bei bekanntem und vor allem sehr geringem Dämpfungsbeiwert des Reifens kann auf die Gelenkreibung geschlossen werden. Diese setzt sich aus Coulombscher Reibung und viskoser Dämpfung zusammen und ist abhängig von der Anzahl der montierten Koffergewichte und der damit verbundenen Verspannung der Kinematik. Sie wird im Modell durch ein Krafterelement zwischen Radnabe

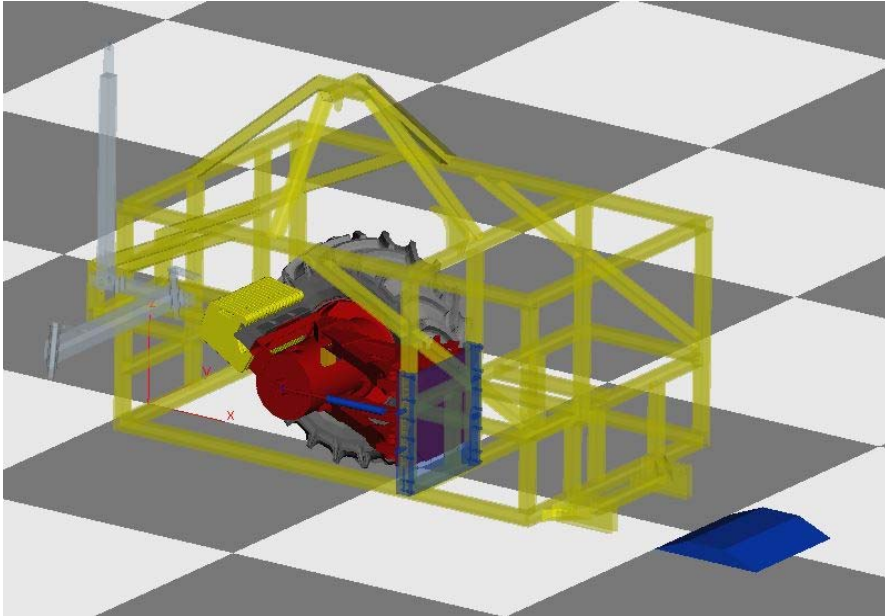


Bild 15: MKS-Modell der Einzelradmesseinrichtung

und Rahmen berücksichtigt. Die Parameter sind im Modell in einer Wertetabelle hinterlegt. Deren Inhalt ist in **Bild 16** dargestellt.

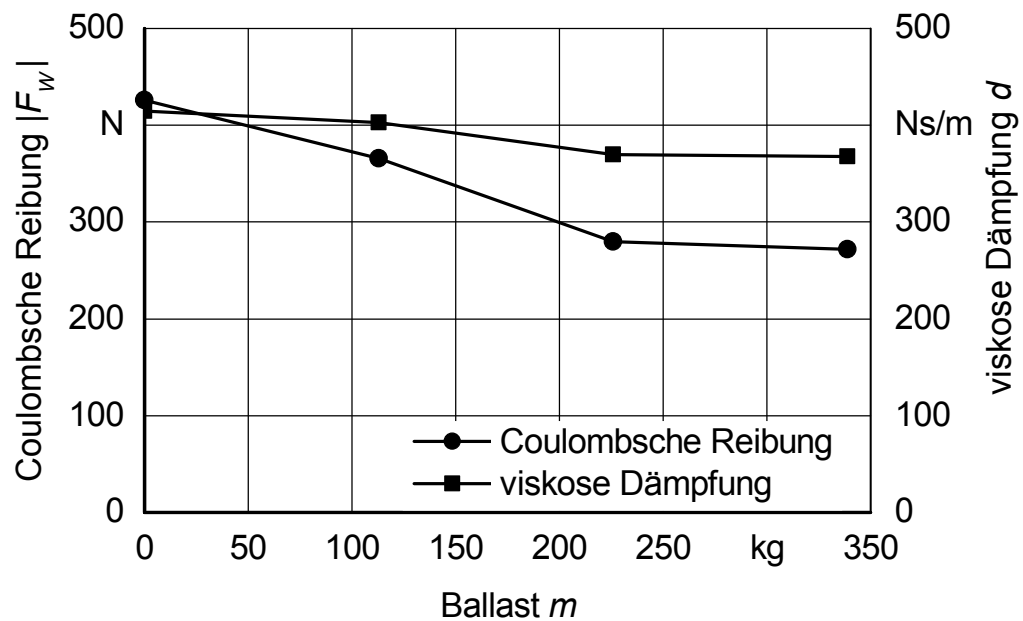


Bild 16: Dämpfungseigenschaften der Radnabenaufhängung in Abhängigkeit des montierten Ballasts

Die Gelenkreibung F_{link} berechnet sich somit aus der Summe der Coulombschen Reibung F_W und der viskosen Dämpfung F_d und ist bei gegebener Ballastmasse eine Funktion der Nabengeschwindigkeit in Vertikalrichtung v_{Na} :

$$F_{link} = F_W + F_d \quad (3)$$

$$F_{link} = \operatorname{sgn}(v_{Na}) \cdot |F_W| + v_{Na} \cdot d \quad (4)$$

Die viskose Dämpfung entspricht etwa 10% der der verwendeten Testreifen. Größeren Einfluss auf die Radnabenbewegung nimmt die Coulombsche Reibung mit knapp über 400 N. Der Ansatz zeigt bei dynamischen Vorgängen wie beispielsweise dem Ausschwingvorgang nach einer Hindernisüberfahrt eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten. Bei langsamen Bewegungen scheinen weitere Effekte wie zum Beispiel Stick-Slip eine Rolle zu spielen. Nur so lassen sich die hohen Radlastschwankungen von bis zu ± 2 kN bei sehr langsamer Fahrt erklären.

Dem SIMPACK-Modell werden Fahrgeschwindigkeit und Lenkwinkel über die Simat-Schnittstelle von Simulink aus vorgegeben. Die Auswertung der Daten und damit auch der Vergleich wird mit der in Kapitel 3.4 vorgestellten Auswerteroutine durchgeführt.

3.3 Versuchsschlepper

Zur Validierung des Reifenmodells am Gesamtfahrzeug steht am Institut für Agrartechnik ein Versuchsschlepper des Typs Fendt Favorit 509 C zur Verfügung, **Bild 17**. Dieser wurde am Lehrstuhl für Landmaschinen der TU München zunächst von Böhler [17] mit Messtechnik ausgestattet und dann von Späth [137] mit drei Kraftmessfelgen ausgerüstet. Am Institut für Agrartechnik fand die Maschine unter anderem in den Projekten von Ferhadbegović [21], Haberland et al. [138] und Brinkmann [24] Verwendung.



Bild 17: Versuchsschlepper Fendt Favorit 509 C [21]

3.3.1 Aufbau des Versuchsschleppers

Der Versuchsschlepper verfügt über ein vierstufiges Lastschaltgetriebe mit 44 Vorwärts- und 44 Rückwärtsgängen und erreicht eine Höchstgeschwindigkeit von 50 km/h. Die Vorderachse des Schleppers ist mit einer hydropneumatischen, niveauregulierten Federung ausgestattet, die gesperrt werden kann. Die Kabine ist über Silentblöcke elastisch gelagert. **Tabelle 3** zeigt eine Auswahl der technischen Spezifikationen.

Tabelle 3: Auswahl technischer Spezifikationen des Fendt Favorit 509 C

Motor	Vierzylinder, Turbo
Nennleistung	70 kW (95 PS) bei 2250 U/min
Leermasse (nach DIN 70020)	4970 kg
tatsächliche Fahrzeugmasse	6050 kg
zulässige Gesamtmasse	7500 kg
Achsstand	2330 mm
Höchstgeschwindigkeit	50 km/h

Die tatsächliche Fahrzeugmasse ist aufgrund der Anbaukonsole für den Frontlader und der Messfelgen höher als die Normmasse nach DIN 70020. Der Schlepper ist mit Reifen der Firma Goodyear des Typs Optitrac 812 ausgestattet. Deren Eigenschaften wurden im niederfrequenten [21] und hochfrequenten [24] Bereich eingehend untersucht und parametrisiert. Einige allgemeine Daten sind in **Tabelle 4** vermerkt.

Tabelle 4: Technische Daten der Versuchsräder an Vorder- und Hinterachse

	Vorderrad	Hinterrad
Reifengröße	480/70 R 24	520/70 R 38
Felgengröße	W 15L x 24	W 16L x 38
Breite	499 mm	519
konstruktiver Radius [139]	658 mm	876 mm
Abrollradius [139]	632 mm	837 mm
Lastindex	138 (2360 kg)	145 (2900 kg)
Geschwindigkeitsindex	A8 (40 km/h)	A8 (40 km/h)
Anzahl der Stollenpaare	18	21
Radmasse	259 kg (161 kg)	426 kg (298 kg)

Die in Klammern gesetzten Radmassen entsprechen der Masse des Rades mit Standardfelge.

Der messtechnische Aufbau, der unter anderem von Brinkmann in [24] sehr ausführlich beschrieben ist, wurde innerhalb dieses Projektes modifiziert. Wichtigste Änderungen sind eine neue Messkarte sowie der Einsatz einer anderen Messsoftware (DasyLab anstatt Diadem). Die Messkarte von National Instruments (Typ 6216) konnte aufgrund ihrer kompakten Abmessungen in die von Brinkmann entwickelte Messbox integriert werden. Diese ist mit allen drei Reifenprüfständen kompatibel. Die USB-Schnittstelle der Messkarte erlaubt den flexiblen Einsatz unterschiedlicher Messrechner. Im Vergleich zur bisherigen Messkarte bietet sie außerdem den Vorteil, dass Digital- und Analogeingänge gleichzeitig abgetastet werden können. Dies erlaubt eine genauere Auswertung der Drehinkrementalgeber zur Geschwindigkeitsbestimmung am Flachbandprüfstand

und der Einzelradmesseinrichtung. Für diese Arbeit sind die drei Kraftmessfelgen von besonderer Bedeutung, **Bild 18**. Sie ermöglichen die Erfassung sämtlicher Radnabenkräfte an der Hinterachse. Die Kraftmessfelge vorne rechts misst neben den Nabenkräften auch das Antriebsmoment. Da die Bestimmung der Längs- und Vertikalkräfte bei der Überfahrt von Hindernissen im Vordergrund steht, wird auf deren Erfassung und Berechnung näher eingegangen.

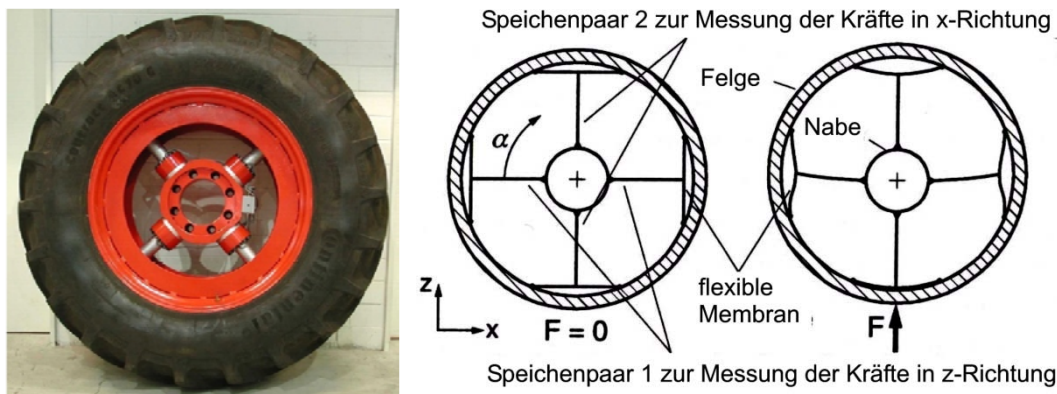


Bild 18: Kraftmessfelge und deren Messprinzip [137]

Zentrale Elemente der Messfelgen sind zwei über Kreuz angeordnete Speichenpaare. Diese sind über flexible Membranen mit dem Felgenring verbunden. Da die Membranen in Speichenlängsrichtung keine Kräfte übertragen, muss das in Bild 18 dargestellte "Speichenpaar 1" die gesamte Vertikalkraft aufnehmen. Die daraus resultierende Durchbiegung wird über DMS erfasst und kann nach dem Kalibriervorgang in eine am Speichenpaar angreifende Kraft umgerechnet werden. Die DMS sind als Vollbrücke an den beiden Speichenpaaren so verschaltet, dass Antriebs- oder Bremsmomente keinen Einfluss auf das Messergebnis nehmen. Die Anteile der vom Speichenpaar übertragenen Längs- und Vertikalkräfte variieren mit dem Drehwinkel α_R (in Bild 18 mit α bezeichnet) des Rades, der über einen Drehwinkelgeber erfasst wird. Mittels Koordinatentransformation werden aus den Speichenkräften F_{SP} die Längs- und Vertikalkraft berechnet. Der Zusammenhang ist in den Gleichungen (5) und (6) beschrieben.

$$F_{NaX} = \sin(\alpha_R) \cdot F_{SP1} + \cos(\alpha_R) \cdot F_{SP2} \quad (5)$$

$$F_{NaZ} = \cos(\alpha_R) \cdot F_{SP1} - \sin(\alpha_R) \cdot F_{SP2} \quad (6)$$

Bei den aus der Messung abgeleiteten Größen F_{NaX} und F_{NaZ} handelt es sich ähnlich wie auch bei der Einzelradmesseinrichtung um Radnabenkräfte. Die Gewichtskraft des Reifens, des Felgenreinges sowie Anteile der Speichen sind darin nicht enthalten. Gleiches gilt für die Trägheitskräfte dieser Massen. Dies ist bei dem Vergleich zu den simulierten Radkräften zu berücksichtigen. Dazu kann bei bekannten Massen und gemessener Nabenbeschleunigung auf die im Reifenlatsch angreifenden Radkräfte geschlussfolgert werden. Alternativ können die simulierten Radkräfte in Nabenkräfte umgerechnet werden. Dieser Weg wird bevorzugt, da im MKS-Modell ohne nennenswerten Aufwand Beschleunigungen erfasst werden können. Außerdem umgeht man auf diese Art die für Messtechnik typischen Probleme wie den Kalibriervorgang, Rauschen oder einen Signaldrift.

In **Bild 19** wird die Radnabe freigeschnitten. Die Schnittebene verläuft durch die Messstelle. Betrachtet werden die angreifenden Vertikalkräfte, die nach dem Gleichgewichtsansatz von d'Alembert unter Berücksichtigung der Trägheitskräfte bilanziert werden [134].

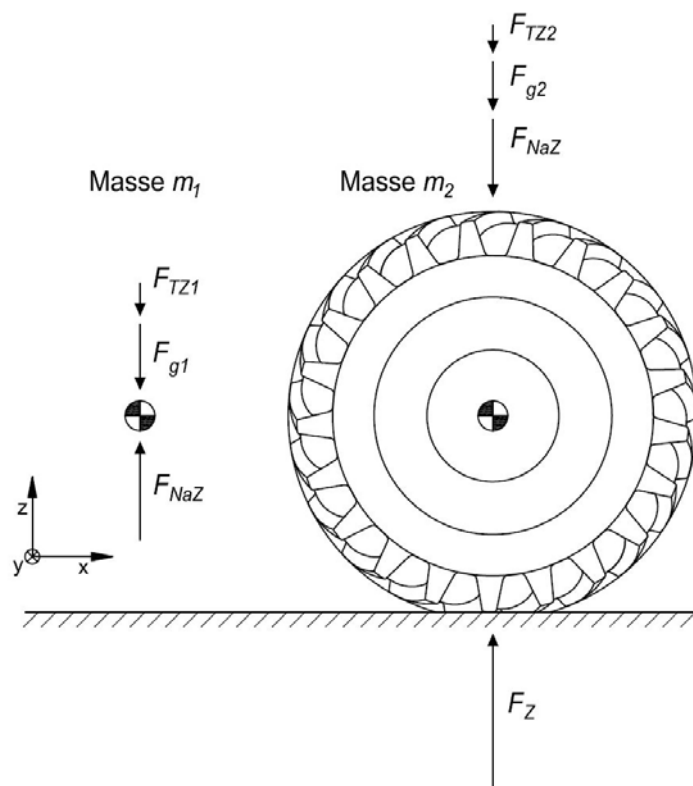


Bild 19: Vertikalkräfte am Messrad

Die gemessene vertikale Nabenkraft F_{NaZ} entspricht der Gewichtskraft F_{g1} der anteiligen Fahrzeugmasse m_1 sowie deren Trägheitskraft T_{TZ1} .

$$F_{NaZ} = F_{g1} + F_{TZ1} \quad (7)$$

$$F_{NaZ} = m_1 \cdot g + m_1 \cdot a_{NaZ} \quad (8)$$

Um aus der Radlast F_z die Nabenkraft F_{NaZ} abzuleiten, wird bei bekannter Nabenbeschleunigung a_{NaZ} und Masse m_2 folgender Zusammenhang angewandt:

$$F_{NaZ} = F_z - F_{g2} - F_{TZ2} \quad (9)$$

$$F_{NaZ} = F_{zrad} - m_2 \cdot g - m_2 \cdot a_{NaZ} \quad (10)$$

Die Masse m_2 des Hinterrades wird in [137] mit 324 kg angegeben. Eigene Messungen bestätigen diesen Wert. Anteile der Speichenmasse sowie die Radnabenmasse sind darin nicht enthalten, was die Differenz zu der Angabe in Tabelle 4 erklärt. Die Masse m_2 des Vorderrads beträgt 197 kg.

3.3.2 MKS-Modell des Versuchsschleppers

Das ursprüngliche MKS-Modell des Versuchsträgers Fendt Favorit 509 C wurde von Böhler [17] in SIMPACK modelliert. Es wurde zur Simulation dynamischer Beanspruchungen tragender Bauteile bei Transportfahrten verwendet. Um einen aussagekräftigen Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Beanspruchungen ziehen zu können, wurde der Modellierung des Versuchsfahrzeuges besondere Bedeutung zukommen gelassen. Böhler bestimmte die Trägheitsmomente um die x- und y-Achse mittels Pendelversuchen und schätzte das Trägheitsmoment um die z-Achse. Das MKS-Modell verfügt über eine detaillierte Beschreibung der Vorderachse inklusive der hydropneumatischen Federung und der Pendelanschläge bei $\pm 12^\circ$. Die Kraftelemente werden mit User Routines dargestellt, deren Eigenschaften in einem Fortran Skript definiert sind. Feder- und Dämpfereigenschaften der Kabinen- und Sitzfederung wurden ebenso aufwendig modelliert. Sie sind im Modell mittels nichtlinearer Kraftelemente beschrieben.

Ferhadbegović [21] übernahm dieses SIMPACK Modell und implementierte das in MATLAB/Simulink dargestellte Hohenheimer Reifenmodell mittels Co-Simulation, **Bild 20**. In Simulink hat sich ein Solver mit fester Schrittweite etabliert. Die Bewegungsdifferentialgleichungen des Fahrzeugmodells werden in SIMPACK mit einem Solver mit variabler Schrittweite gelöst (SODASRT 2). Der Datenaustausch zwischen beiden Programmen wird über die Simat-Schnittstelle in festen Zeitintervallen realisiert. Die Simat-Schnittstelle und auch die Simulation werden von Simulink – dem Master der Co-Simulation – gesteuert. Diese "verteilte Simulation mit verteilter Modellierung" [140] vereint die Vorteile beider Programme. Besonders hervorzuheben ist an dieser Stelle das Minimalkoordinatensystem, nach dem in SIMPACK die Modellgleichungen aufgestellt und gelöst werden.

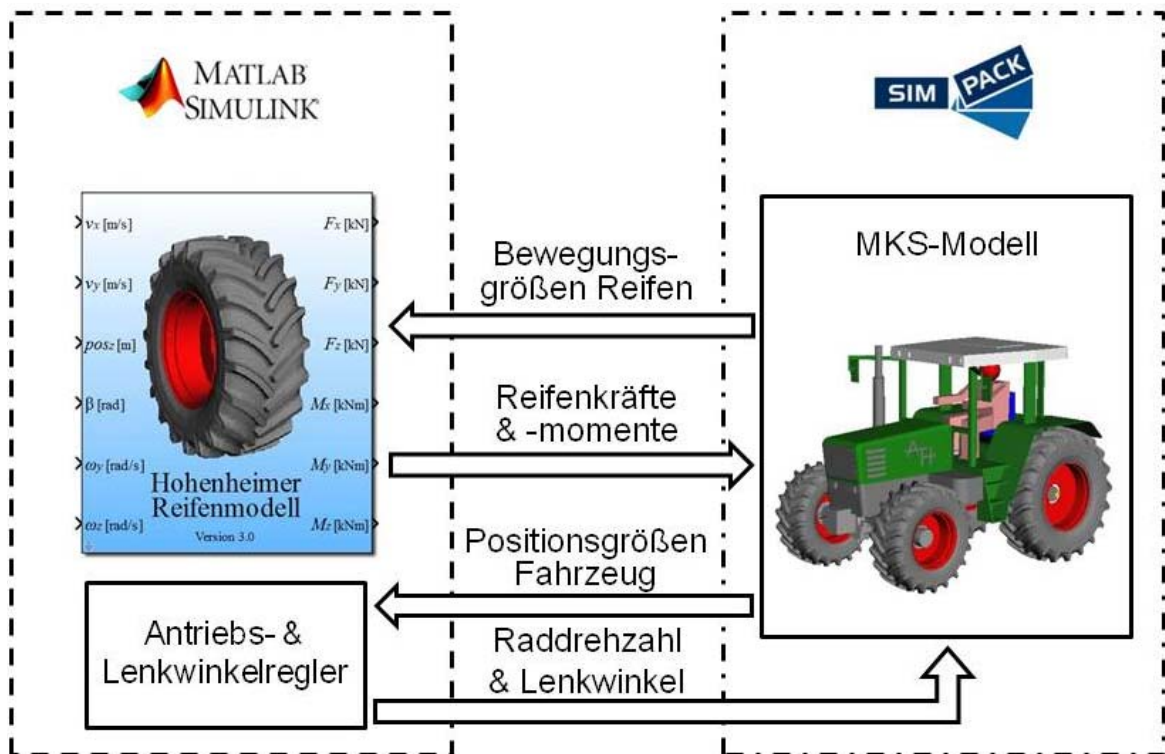


Bild 20: Ablauf und Datenaustausch während der Co-Simulation nach [92]

Hierbei werden nur die tatsächlich vorhandenen Freiheitsgrade eines Körpers berechnet. Untersuchungen von Arévalo Montaña haben gezeigt, dass die mit Absolutkoordinatensystem arbeitende MKS-Toolbox MATLAB/SimMechanics weitaus weniger effizient ist [141]. Hier steigt der Rechenzeitbedarf überproportional mit der Anzahl der implementierten Körper [142]. Neben der weniger intuitiven Handhabung war dies ein Hauptgrund dafür, weiterhin mit SIMPACK zu arbeiten.

Der Bewegungszustand des Reifens, der Grundlage für die Berechnung der Radkräfte und -momente ist, wird in SIMPACK mit Hilfe von Sensoren erfasst. Diese messen Relativbewegungen zwischen verschiedenen Markern. In Summe sind pro Rad drei Marker erforderlich. Fahrzeugseitig ist ein Marker in der Radnabe angebracht. Der zweite Marker ist im "Isys", dem globalen Bezugssystem von SIMPACK, definiert und als "Congruent Marker" ausgeführt. Er orientiert sich translatorisch in x- und y-Richtung sowie rotatorisch um die z-Achse an der Position des Radnabenmarkers und befindet sich in der Lotrechten unter der Radnabe im Reifenlatsch. Die übrigen Bewegungsfreiheitsgrade des Markers sind gesperrt und demzufolge mit dem globalen Koordinatensystem "Isys", dem dritten Marker, verbunden. Positionen und Geschwindigkeiten orientieren sich an der Ausrichtung des "Congruent Markers". Gleiches gilt für die von Simulink berechneten Kräfte und Momente, die zwischen "Congruent Marker" und Radmittelpunkt wirken. **Bild 21** zeigt das MKS-Modell des Versuchsschleppers.

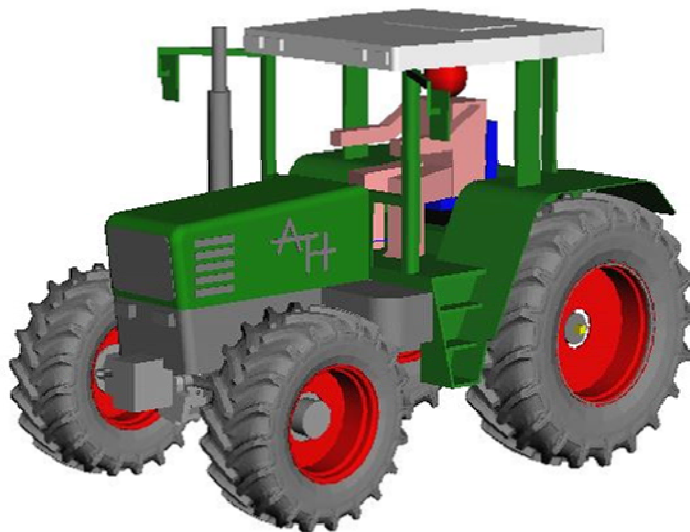


Bild 21: MKS-Modell des Versuchsfahrzeugs Fendt Favorit 509 C

Neben dem Reifenmodell ist in dem Simulink-Modell ein Lenk- und Antriebsmomentregler integriert. Den Reglern können manuell entsprechende Sollgrößen vorgegeben werden. Alternativ besteht die Möglichkeit, Lenkwinkel und Sollgeschwindigkeit aus einem Messschrieb auszulesen. Bei dieser Option wird der Lenkwinkel dem Modell als Zwangsgröße vorgegeben. Die Geschwindigkeit ist die Regelgröße des Antriebsmomentreglers. Ferhadbegović [21] nutzte diese Funkti-

on zum Abgleich mit den Fahrversuchen und damit zur Validierung des Hohenheimer Reifenmodells.

Das Koordinatensystem des MKS-Modells sowie die Nomenklatur der Auswerterroutine (Kapitel 3.4) richten sich nach der Darstellung in **Bild 22**. Diese Konvention gilt auch für die Koordinatensysteme der Räder und den beschriebenen "Congruent Marker".

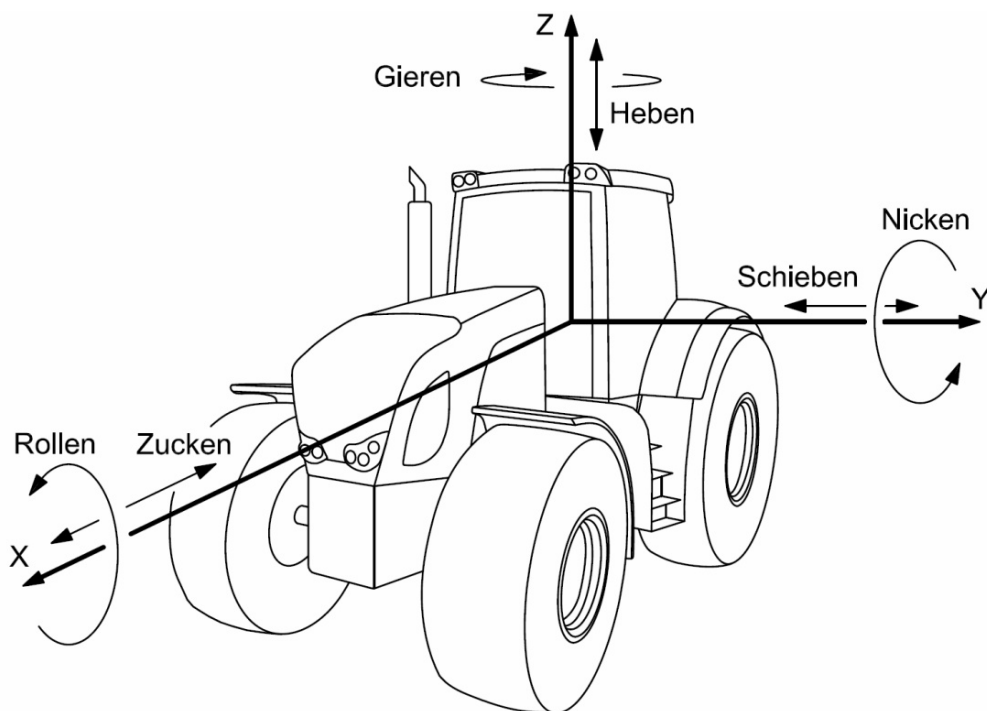


Bild 22: Verwendetes Koordinatensystem sowie Nomenklatur der Bewegungsrichtungen nach DIN ISO 8855 [143], aus [23]

Die Auswertung der Simulationsergebnisse und auch der Vergleich mit Messdaten werden ähnlich wie bei den zuvor vorgestellten Prüfständen mit der im folgenden Kapitel präsentierten Auswerterroutine durchgeführt. Alternativ können die Ergebnisse mit dem SIMPACK PostProcessor unter anderem in Form von Animationen dargestellt werden. Die Massen, Massenträgheitsmomente sowie die Schwerpunktlagen der wichtigsten Traktorbaugruppen können der Dissertation von Böhler [17] entnommen werden und wurden von Ferhadbegović in [21] noch einmal zusammengefasst.

3.4 Auswerteroutine

Zur Sichtung, zum Vergleich und zur Interpretation von Mess- und Simulationsergebnissen wurde in MATLAB eine Auswerteroutine programmiert, die über eine Benutzeroberfläche (Graphical User Interface, GUI) gesteuert wird, **Bild 23**.

Sie gliedert sich in die drei Bereiche

- Darstellung und Vergleich von Simulationsergebnissen,
- Darstellung und Vergleich von Messergebnissen sowie
- Vergleich von Simulations- und Messergebnissen.

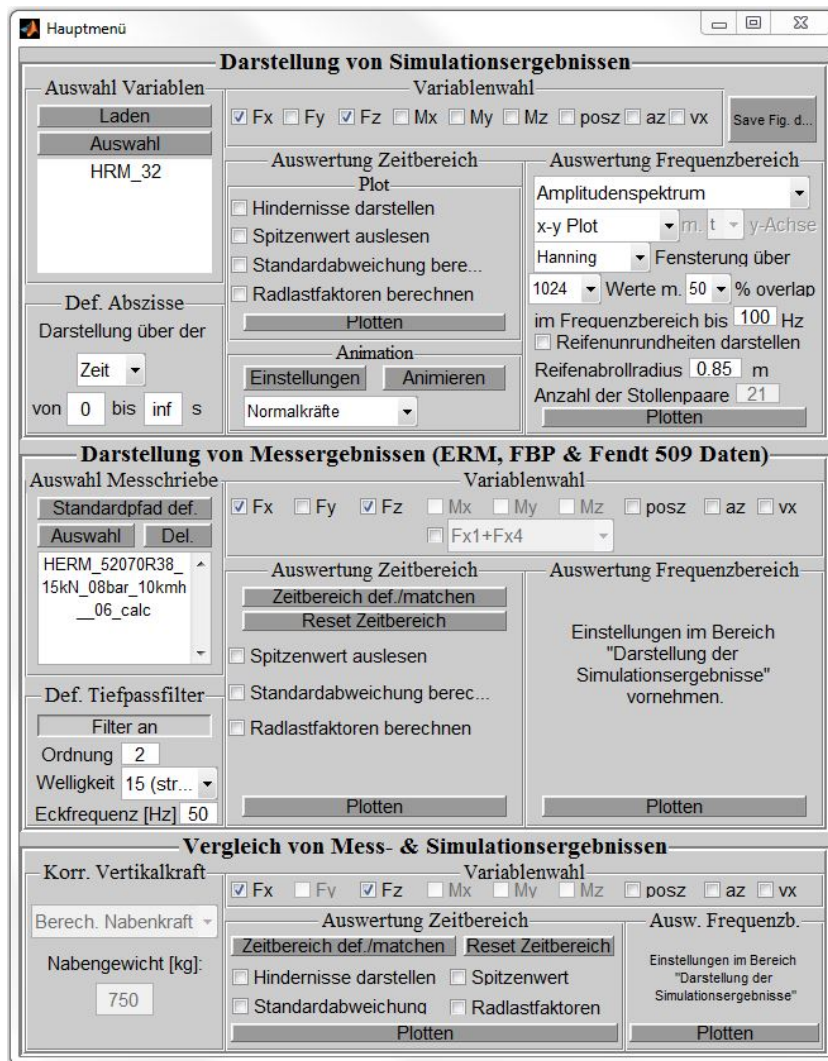


Bild 23: Benutzeroberfläche (GUI) der Auswerteroutine

Über die Benutzeroberfläche des Reifenmodells kann der Anwender auswählen, ob die Simulationsergebnisse in Form von Kräften, Momenten und Bewegungsgrößen im Workspace abgelegt werden sollen. Name und zeitliche Auflösung sind dabei frei wählbar. Die abgespeicherten Daten sind Grundlage für die Auswertung mit der MATLAB-Routine.

Mit der Auswerteroutine können außerdem Daten des Flachbandprüfstandes, der Einzelradmesseinrichtung sowie des Versuchsschleppers ausgewertet werden. Gleiches gilt für den Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen.

In jedem der oben genannten Bereiche können Daten im Zeit- und Frequenzbereich evaluiert werden. Die zwei folgenden Unterkapitel gehen näher auf die beiden Darstellungsmöglichkeiten ein. Darüber hinaus können Simulationsergebnisse animiert werden, Kapitel 3.4.3.

Nach Anwendung der gewünschten Auswertmethode können die im Diagramm dargestellten Daten über eine Unterfunktion im Workspace abgelegt werden. Dort stehen sie dann für eine weitere Verarbeitung, beispielsweise in Origin, zur Verfügung.

Der Quellcode der Auswerteroutine ist im Simulink-Reifenmodell integriert. Die Auswerteroutine kann über die grafische Benutzeroberfläche des Reifenmodells aufgerufen werden, siehe Bild 28 in Kapitel 4.2.

3.4.1 Darstellung im Zeitbereich

Mit Hilfe der Auswerteroutine können sämtliche Radkräfte und -momente dargestellt werden. Darüber hinaus können Längsgeschwindigkeit und Vertikalbeschleunigung der Radnabe in Diagrammform ausgegeben werden. Der Anwender hat die Möglichkeit, die relevanten Größen über der Zeit oder alternativ der Fahrstrecke zu plotten. Zeitbereich beziehungsweise Streckenabschnitt sind frei wählbar. Optional kann das Fahrbahnprofil – in diesem Fall die Hindernisse – im Diagramm angezeigt werden, was bei der Interpretation der dynamischen Kräfte hilfreich ist.

Bei den Messergebnissen können prinzipiell die gleichen Größen dargestellt werden, wobei je nach Versuchseinrichtung Einschränkungen zu treffen sind. An den Hinterrädern des Versuchsschleppers wie auch am Flachbandprüfstand werden beispielsweise keine Momente erfasst. In vielen Fällen empfiehlt es sich, die Messergebnisse zu filtern. In die Routine wurde daher ein zuschaltbarer Tiefpassfilter integriert, dessen Eckfrequenz und Ordnung parametrierbar sind. Wie auch bei der Darstellung der Simulationsergebnisse kann bei den Messergebnissen das geplottete Zeitfenster frei definiert werden. Die Auswahl erfolgt mit dem Cursor. In diesem Untermenü können die Daten auch "gematcht" werden. Messungen, die zu unterschiedlichen Zeitpunkten gestartet wurden, können so übereinander gelegt werden. Diese Funktion kommt auch beim Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen zum Einsatz.

Neben der Ergebnisdarstellung in Diagrammen können weitere Parameter in Tabellen ausgegeben werden. Dazu gehört der Spitzenwert eines Messschriebs. Darüber hinaus kann die Standardabweichung s berechnet werden, **Gl. (11)**:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^N (\bar{x} - x_j)^2}{N - 1}} \quad (11)$$

Wobei: \bar{x} – arithmetischer Mittelwert, x_j – Messwert an Stelle j und N – Anzahl der Messwerte ($N \geq 2$)

Der arithmetische Mittelwert \bar{x} berechnet sich aus:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{j=1}^N x_j}{N} \quad (12)$$

Als dritte Größe können die Radlastfaktoren berechnet und in Tabellen ausgegeben werden, **Gl. (13)**:

$$n_R = 1 + \frac{F_{zdynmax}}{F_{zstat}} \quad (13)$$

Wobei: $F_{zdynmax}$ – maximale dynamische Radlast und F_{zstat} – statische Radlast

Der Radlastfaktor bietet sich zur Bewertung von Hindernisüberfahrten und zur Beurteilung der Fahrsicherheit an. Wird er größer als zwei, so verliert das Rad den Bodenkontakt. Pickel [144] nutzte den Radlastfaktor, um die relative Abhebezeit eines Reifens zu berechnen.

3.4.2 Darstellung im Frequenzbereich

Die MATLAB-Routine ermöglicht es, Daten im Frequenzbereich zu analysieren. Dem Anwender stehen dazu unterschiedliche Auswertmethoden zur Verfügung:

- Amplitudenspektrum (Peak Hold)
- Leistungsspektrum (Peak Hold)
- Leistungsdichtespektrum (Peak Hold)

Wahlweise können die Ergebnisse in einem xy-Diagramm, in Wasserfall- oder Spektrogrammdarstellung abgebildet werden. Bei der Wasserfall- und Spektrogrammdarstellung kann auf der y-Achse die Zeit oder alternativ die Fahrgeschwindigkeit abgetragen werden.

Im Folgenden wird kurz auf die Theorie der Auswertmethoden eingegangen, was hilfreich für das Verständnis der Einstellparameter ist.

Die oben genannten Untersuchungen im Frequenzbereich basieren auf einer Fourier-Reihenentwicklung. Diese beruht auf der Theorie des Barons Fourier, nach der sich jede periodische Funktion als Summe von Sinusschwingungen darstellen lässt. Das diskrete Signal $x(j)$ lässt sich in der komplexen Darstellungsform der Fourierreihe beschreiben durch [145]:

$$x(j) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N c_n \cdot \omega_N^{-(j-1) \cdot (n-1)} \quad j = 1, 2, \dots, N \quad (14)$$

mit

$$\omega_N = e^{(-2 \cdot \pi \cdot i) / N} \quad (15)$$

Wobei: n – Ordnungszahl, N – Anzahl der Messwerte, c_n – komplexer Fourierkoeffizient, i – imaginäre Einheit, e – Eulersche Zahl, j – Index

Die Transformationsvorschrift zur Berechnung der komplexen Fourierkoeffizienten c_n lautet [146]:

$$c_n = \sum_{j=1}^N x(j) \cdot \omega_N^{(j-1) \cdot (n-1)} \quad n = 1, 2, \dots, N \quad (16)$$

Die Menge aller Koeffizienten c_n wird als komplexes Fourier-Spektrum bezeichnet. Man spricht in diesem Fall von einem zweiseitigen Fourier-Spektrum, für das auch negative Frequenzen existieren. Das Spektrum ist symmetrisch aufgebaut. Die Spiegelachse liegt bei der halben Abtastfrequenz. Die komplexen Fourierkoeffizienten c_n enthalten Informationen über Amplitude und Phasenverschiebung der jeweiligen Teilschwingung. MATLAB ordnet die Normierung $1/N$ der Rücktransformation zu, vergleiche Gl. (14). Dies muss bei der Berechnung der aus dem Fourier-Spektrum abgeleiteten Größen berücksichtigt werden. Dazu wird der korrigierte Fourierkoeffizient c_n^* eingeführt:

$$c_n^* = \frac{c_n}{N} \quad (17)$$

Das komplexe Amplitudenspektrum $|c_n^*|$ berechnet sich aus dem Betrag der Koeffizienten c_n^* . Um auf das reelle Amplitudenspektrum A_n zu schließen, werden bis auf den Gleichspannungsanteil c_0^* ($n = 0$) alle Spiegelfrequenzen des komplexen Amplitudenspektrums zusammengefasst:

$$A_0 = |c_0^*| \quad (18)$$

sowie für $n \geq 1$

$$A_n = 2 \cdot |c_n^*| \quad (19)$$

Der reelle Gleichspannungsanteil A_0 des Amplitudenspektrums wird von der Auswerterroutine nicht ausgegeben. Er ist bei der Bewertung der Dynamik eines Signals nicht von Interesse.

Das Phasenspektrum ist die Menge der Phasenverschiebungen φ_n und berechnet sich aus:

$$\varphi_n = \arg(c_n) \quad (20)$$

Das Phasenspektrum spielt bei der Auswertung und dem Vergleich von Mess- und Simulationsdaten eine untergeordnete Rolle. Daher wird es ausschließlich zur Parametrierung der Reifenunrundheit berechnet, Kapitel 5.1.

Das Leistungsspektrum *APS* berechnet sich aus dem Quadrat des einseitigen komplexen Amplitudenspektrums:

$$APS = |c_n^*|^2 \quad (21)$$

Die FFT und die nachfolgenden Berechnungen können über die gesamte Signallänge durchgeführt werden. Insbesondere bei transienten Vorgängen empfiehlt es sich jedoch, das Signal in Abschnitte zu unterteilen, um eine zeitliche Auflösung zu gewährleisten. Die Länge eines Zeitabschnitts T berechnet sich aus:

$$T = \frac{\text{Blockgröße}}{\text{Frequenz}} \quad (22)$$

Zur Darstellung der zeitlich aufgelösten Analyseergebnisse bietet sich die Wasserfall- oder Spektrogrammdarstellung an. Alle im Spektrum dargestellten Frequenzen sind ganzzahlige Vielfache der Grundfrequenz f_b , wobei der Abstand zwischen zwei benachbarten Frequenzen als Spektrallinienabstand bezeichnet wird:

$$f_b = \frac{1}{T} \quad (23)$$

Aus diesem Zusammenhang ergibt sich auch der Widerspruch zwischen der zeitlichen Auflösung und der Frequenzauflösung: Je kleiner die Blockgröße ist, desto größer wird der Spektrallinienabstand.

Zur Berechnung des Leistungsdichtespektrums PSD wird das Leistungsspektrum auf den Spektrallinienabstand bezogen:

$$PSD = \frac{ASD}{f_b} \quad (24)$$

Durch die Normierung auf den Spektrallinienabstand ist das Leistungsdichtespektrum unabhängig von der Frequenzauflösung des Messsignals.

Bei der Spitzenwert-Zählung (Peak Hold) wird nach einer blockweisen Auswertung des Signals für die jeweilige Frequenz nur das maximale Ergebnis übernommen und in einem xy-Diagramm dargestellt. Nach der transienten Anregung eines Systems kann diese Option hilfreich sein, Eigenfrequenzen zu identifizieren.

Eingangs wurde bereits erwähnt, dass die Theorie der Fourier-Transformation nur für periodische Signale gültig ist. Diese Voraussetzung wird insbesondere bei der blockweisen und damit zeitlich stark begrenzten Untersuchung eines Signals normalerweise nicht erfüllt. In vielen Fällen beinhaltet der Abschnitt nicht nur ganzzahlige Vielfache aller im Signal enthaltenen Perioden. Wird der Signalabschnitt (virtuell) aneinandergereiht, äußert sich dies in Form einer Unstetigkeit an der Übergangsstelle. Für das Spektrum hat dies zur Folge, dass die Amplituden auseinander laufen und sich auf benachbarte Frequenzen verteilen. Das heißt, neben den Hauptmaxima entstehen weitere Nebenmaxima. Man spricht in diesem Fall auch von einem Leakage-Effekt. Um die Übergänge der Blöcke weicher zu gestalten und den Leakage-Effekt abzumildern, kommen Fensterfunktionen zum Einsatz. Hierbei wird das Signal im Zeitbereich mit einer Korrekturfunktion multipliziert, die einen glockenförmigen Verlauf hat und die Ränder des Signalverlaufs auf geringe Werte reduziert:

$$x_{fenster}(t) = x(t) \cdot Fenster(t) \quad (25)$$

Die Fensterfunktion lässt die Nebenmaxima schneller abklingen. Allerdings ist deren Anwendung insofern ein Kompromiss, als dass die Breite der Hauptmaxima zunimmt und demzufolge die Auflösungsschärfe des Spektrums abnimmt. In der

Auswerteroutine ist neben der Rechteckfensterung (keine Fensterung) eine Hamming-, Hanning- und Blackmanfensterung implementiert. Die Größe der Blöcke und damit die zeitliche Auflösung sind einstellbar. Bei der Fensterung gehen die Informationen an den Rändern der Fenster teilweise verloren. Um den Informationsverlust abzumildern, werden die Fenster überlappt. Die Überlappung kann über die Benutzeroberfläche zwischen 0 und 75% variiert werden.

Zur Auswertung der Signale im Frequenzbereich kann nach Angabe des Abrollradius sowie der Stollenzahl die Frequenz der fahrgeschwindigkeitsabhängigen Eigenanregung des Reifens berechnet werden. Diese wird dann im Spektrogramm dargestellt, was hilfreich bei der Interpretation der Ergebnisse sein kann. Es werden die Frequenzen, die sich aus der 1., 2. und 3. Ordnung der Reifenunrundheit sowie der Stollenpaar- und Stollenanregung ergeben, abgebildet. Die Erregerfrequenz f_{st} der Stollen berechnet sich aus:

$$f_{st} = \frac{v_F \cdot n_{st}}{2 \cdot \pi \cdot r_{dyn}} \quad (26)$$

Wobei: v_F – Fahrgeschwindigkeit, n_{st} – Anzahl der Stollen und r_{dyn} – Abrollradius

3.4.3 Animation

Neben der Darstellung der Simulationsergebnisse in Diagrammform können diese auch animiert werden. Der Anwender hat dabei die Möglichkeit, sich wahlweise die im Reifenlatsch angreifenden Längs- oder Normalkräfte der Radialelemente in der Seitenansicht des Reifens darstellen zu lassen, **Bild 24**. Darüber hinaus werden in dieser Ansicht die Radnabenposition sowie die Position beziehungsweise die Verformung der Radialelemente animiert. Rothacker ergänzte die Routine um eine dritte Option, bei der die Querkräfte im Reifenlatsch in der Draufsicht animiert werden [147]. Die in Bild 36 dargestellte Querkraftverteilung ist ein Bildausschnitt aus dieser Darstellungsform. Der zeitliche Verlauf der Radkräfte wird bei allen drei Optionen auf eine zweite y-Achse geplottet. In der Draufsicht wird außerdem das Rückstellmoment dargestellt. Informationen über Fahrgeschwindigkeit, Simulationszeit, Schräglaufwinkel und Sturz werden in Textfeldern angezeigt.

Nach Ablauf der Animation können über einen Zeitschieber beliebige Positionen eingestellt und analysiert werden. Die Animation kann als Film im *.avi oder *.mpeg Format gespeichert werden. Zeitliche Auflösung und Zeitbereich sind dabei frei definierbar. Die Sprache ist auf Deutsch oder alternativ Englisch einstellbar.

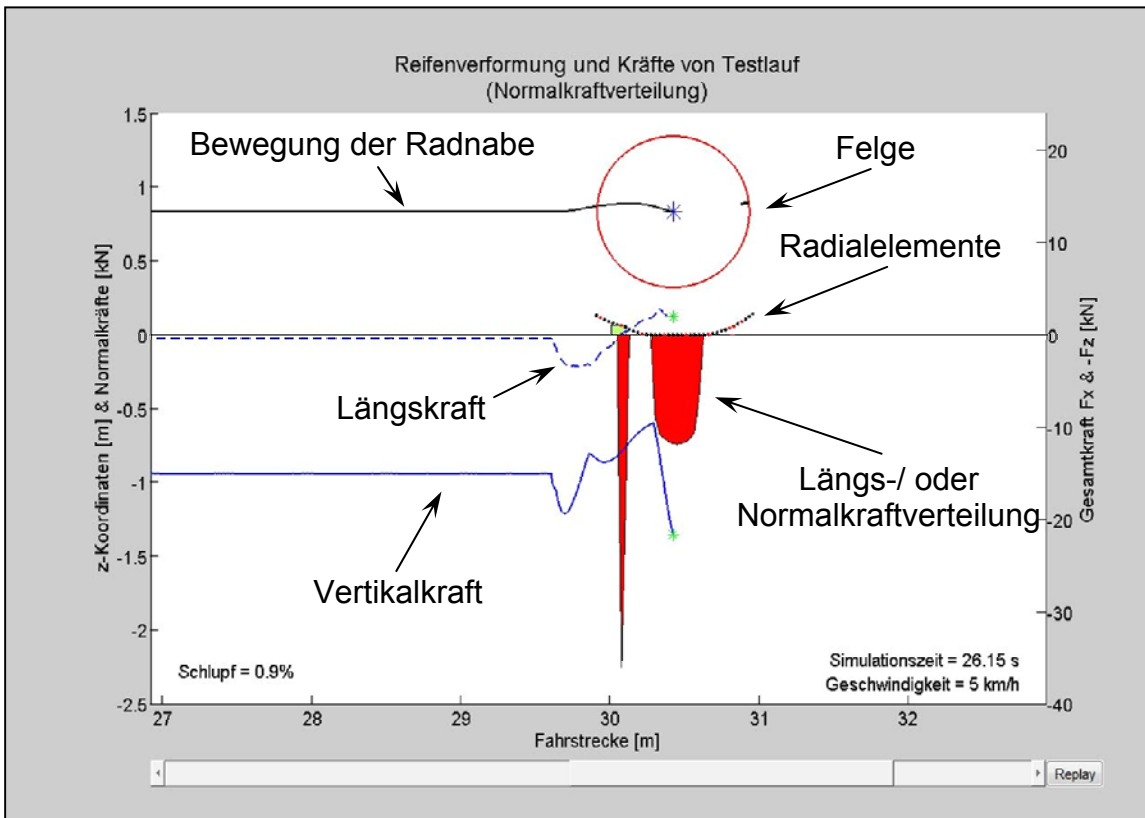


Bild 24: Animation der Simulationsergebnisse in der Seitenansicht

4 DAS ERWEITERTE HOHENHEIMER REIFENMODELL

Das in dieser Arbeit vorgestellte erweiterte Hohenheimer Reifenmodell basiert auf den Erfahrungen und Erkenntnissen von Ferhadbegović [21] sowie dessen Vorgängern. Dazu zählen unter anderem Langenbeck [39] und Plesser [44]. Der inhaltliche Fokus dieser Arbeiten wurde auf fahrdynamische Betrachtungen gelegt. Ziel dieses Vorhabens ist es, das Einsatzspektrum des Reifenmodells hinsichtlich der Überfahrt von Hindernissen und damit der Bearbeitung komfortrelevanter Fragestellungen zu erweitern (vergleiche Kapitel 2.3). Dazu wurde ein Reifenmodell erstellt, dessen Aufbau und Funktionsweise völlig unabhängig von dem bisherigen Ansatz gestaltet ist.

Bei dem bisherigen Ansatz [21] handelt es sich um ein Einpunktkontaktmodell. Dieses bietet bei der Überfahrt von ebenem Untergrund eine ausreichende Genauigkeit und zeichnet sich insbesondere durch kurze Rechenzeiten aus. Soll hingegen die Überfahrt von Hindernissen simuliert werden, ist diese stark vereinfachte Beschreibung des Reifenlatsches – der Schnittstelle zwischen Reifen und Untergrund – unzureichend. Um die Interaktion zwischen Reifen und Untergrund genauer beschreiben zu können, wurde das Modell feiner diskretisiert [93-95].

In den folgenden Unterkapiteln wird das Reifenmodell beschrieben. Da der Anwender das Simulink-Modell als Blackbox verwenden kann und dabei nur auf eine korrekte Einbindung in das Gesamtmodell achten muss, wird nach einer Beschreibung der Modellstruktur zunächst auf die Ein- und Ausgangsgrößen sowie Modelleinstellungen und -parameter eingegangen. Diese Aspekte werden in den Kapiteln 4.1 und 4.2 erläutert. Die Beschreibung der Teilmodelle und deren Modellgleichungen folgen im Anschluss daran.

Wie bereits erwähnt, orientieren sich die Vorzeichen der Ein- und Ausgangsgrößen des Reifenmodells an der in der DIN ISO 8855 [143] festgeschriebenen Konvention für die Radkräfte. Diese steht im Widerspruch zu der bisher verwendeten Nomenklatur für die Seitenkraft anderer Veröffentlichungen des Instituts

[21,29,43,148]. Um den Vergleich zu bisherigen Veröffentlichungen zu erleichtern und der Konvention gerecht zu werden, wird in den folgenden Diagrammen der Betrag der Seitenkraft dargestellt. Stellt sich im dargestellten Seitenkraftverlauf ein Vorzeichenwechsel ein, wird das Vorzeichen der Seitenkraft invertiert und dies bei der Beschriftung der Achse vermerkt ($-F_y$).

4.1 Struktur des Reifenmodells

Bei dem Reifenmodell handelt es sich um ein Speichenmodell, **Bild 25**. Dessen finale Struktur in der Seitenansicht wurde erstmals in [149] präsentiert. Die Modellelemente zur Berechnung der Seitenkraft wurden als Neuheit auf der internationalen ISTVS Tagung in Seoul [150] vorgestellt.

Während der Entwicklung wurde großer Wert auf kurze Rechenzeiten gelegt. Eine der dazu ergriffenen Maßnahmen ist, dass die Anzahl der Radialelemente reduziert wurde. Diese verteilen sich nicht über den gesamten Umfang. Vielmehr ist nur ein Kreissektor mit Krafftelementen besetzt. Die Größe des Kreissektors und damit die Anzahl der gleichwinklig zueinander angeordneten Radialelemente sind abhängig von der Höhe der zu überfahrenden Fahrbahnunebenheit. Sie wird vor Simulationsbeginn festgelegt, nachdem das Fahrbahnprofil geladen wurde. Die Vorgabe des Reifenmodells kann vom Anwender über die Eingabemaske übersteuert werden, vergleiche Kapitel 4.2. Das Reifenmodell berechnet daraufhin die Anzahl der Radialelemente neu und zeigt diese in der Eingabemaske an.

Der Winkel zwischen den Radialelementen variiert bei den eingesetzten Teststreifen zwischen 2 und 3°. Maßgeblich dafür ist die Überlegung, dass bei der Überfahrt eines Smooth Tracks [40] immer mindestens zwei Speichen mit den 0,08 m langen Fahrbahnsegmenten in Berührung sein sollen. Somit werden auch kurzweilige Fahrbahnunebenheiten sicher erfasst.

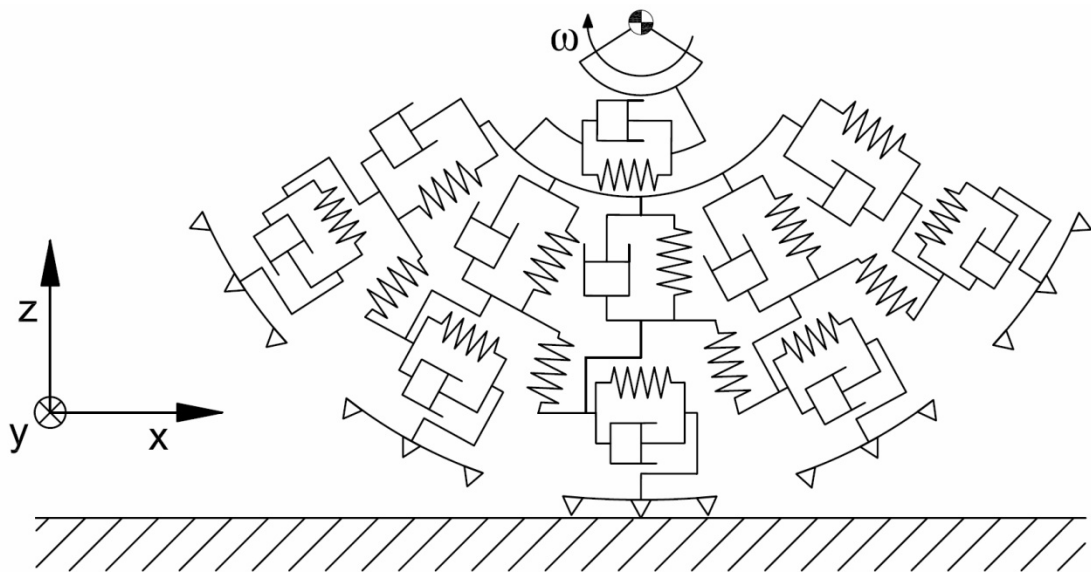


Bild 25: Aufbau des Reifenmodells in der Seitenansicht

Eine Speiche setzt sich aus drei Voigt-Kelvin-Elementen zusammen. Diese sind in radialer, tangentialer und axialer Richtung zur Radnabe ausgerichtet. In Bild 25 sind die senkrecht zur Bildebene orientierten, axialen Voigt-Kelvin-Elemente nicht dargestellt. Die Interaktion der radialen Krafftelemente wird über interradielle Federn abgebildet. Ihnen kommt bei der Überfahrt von Hindernissen und den damit einhergehenden punktuellen Beanspruchungen eine besondere Bedeutung zu.

Das Fahrprofil wird über Tastpunkte erfasst. Jedem Radialelement können ein, drei oder fünf Tastpunkte über die Eingabemaske zugeordnet werden. Die Tastpunkte dienen außerdem der Kraftübertragung in Längs- und Querrichtung. Die Scherkräfte im Reifenlatsch werden über ein Stick-Slip-Modell übertragen, Kapitel 4.5.

Das in [151] präsentierte Vorgängermodell zeigte bei der transienten Längskraftübertragung im Vergleich zu den Messergebnissen ein leicht abweichendes Verhalten. Im Zuge einer weiteren Optimierung wurde an der Radnabe eine um die Radachse rotierende, parallel geschaltete Torsionsfeder-Dämpfereinheit eingerichtet, Bild 25.

Auch das transiente Seitenkraftverhalten lässt sich mit den axialen Kraftelementen der Speichen allein nicht zufriedenstellend einstellen. Daher wurde ein weiteres Voigt-Kelvin-Element in Querrichtung eingeführt, mit dem die Übertragungseigenschaften der Reifenflanke beschrieben werden können. Es besitzt dieselben Anlenkpunkte wie das in Bild 25 dargestellte Torsionselement und erlaubt somit eine translatorische Verschiebung der Speichen relativ zur Felge beziehungsweise zur Radnabe.

Die zuvor beschriebenen Speichenelemente rotieren mit der Winkelgeschwindigkeit des Rades um die Radnabe. Dadurch kann die Interaktion mit der Fahrbahn detailliert dargestellt werden. Die Verlagerung des Kraftangriffspunktes und die damit verbundene Entstehung des Rollwiderstands können ebenfalls abgebildet werden. Gleiches gilt für die Vergrößerung beziehungsweise die Verkleinerung des Hebelarms der Radlast bei einem angetriebenen oder gebremsten Rad, wie sie von Plesser [44,86], Barreilmeyer [43] sowie Brinkmann et al. [152] experimentell nachgewiesen wurden. Der von Plesser angenommene qualitative Verlauf der Scherkräfte im Reifenlatsch eines gezogenen Rades kann nachgebildet und bestätigt werden [86].

Das Modell berücksichtigt die Unrundheit des Reifens. Diese wird auf dem Flachbandprüfstand gemessen und mit Hilfe einer Fourierreihenentwicklung analysiert und beschrieben. Im Reifenmodell wird jeder Speiche in Abhängigkeit ihrer Position eine Länge individuell zugeordnet. Nach dem Durchlaufen des Kreissektors wird der Betrag aktualisiert. Auf Modellparameter und -gleichungen wird im Kapitel 5.1 näher eingegangen. Um den Einfluss der Reifenunrundheit näher zu untersuchen oder die damit verbundene Anregung auszublenden, ist der Modellparameter über die Eingabemaske zu- und abschaltbar.

Die Rechenzeit des erweiterten Hohenheimer Reifenmodells variiert mit der Anzahl an simulierten Speichenelementen und dem in Simulink eingestellten Simulationsmodus. In **Bild 26** sind die Echtzeitfaktoren für einen Simulationslauf mit 28 Speichen dargestellt. Nicht berücksichtigt ist die Kompilierungszeit, die im sogenannten Normal Modus in Simulink weniger als drei Sekunden in Anspruch nimmt.

Im sogenannten Accelerator Modus wird ein Echtzeitfaktor von 0,6 erreicht, die Kompilierungszeit beträgt circa 25 s.

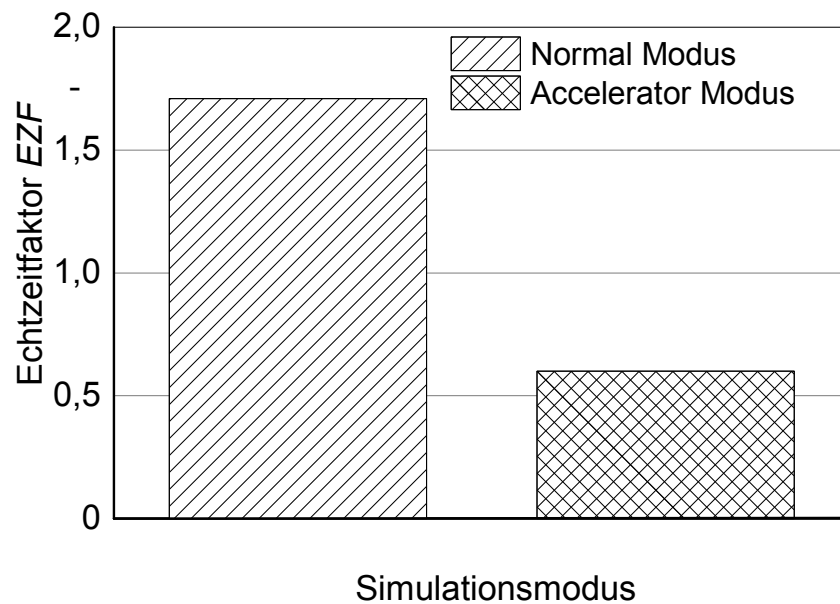


Bild 26: Rechenzeiten des Reifenmodells (Intel i7-2600 @ 3,4 GHz, RAM: 8 GB)

4.2 Integration und Bedienung des Reifenmodells

Das Reifenmodell kommuniziert über die Ein- und Ausgangsgrößen mit dem verbundenen MKS-Modell, **Bild 27**. Darüber hinaus können über die Eingabemaske diverse Einstellungen vorgenommen und Parameter vorgegeben werden. In diesem Kapitel wird näher auf diese Punkte eingegangen.

Aufgabe des Reifenmodells ist es, bei gegebenem Bewegungszustand des Reifens die daraus resultierenden Kräfte und Momente zu berechnen. Die Bewegungsgrößen des Reifens werden in SIMPACK mit Hilfe der in Kapitel 3.3.2 beschriebenen Sensoren erfasst und dann über die Simat-Schnittstelle an Simulink und damit dem Reifenmodell übergeben. Aus den Bewegungsgrößen und auf Basis des zuvor in den MATLAB-Workspace eingeladenen Parametersatzes werden dann die Reifenkräfte und -momente berechnet, vergleiche Bild 20. Diese werden anschließend über die Simat-Schnittstelle an das MKS-Modell übermittelt.

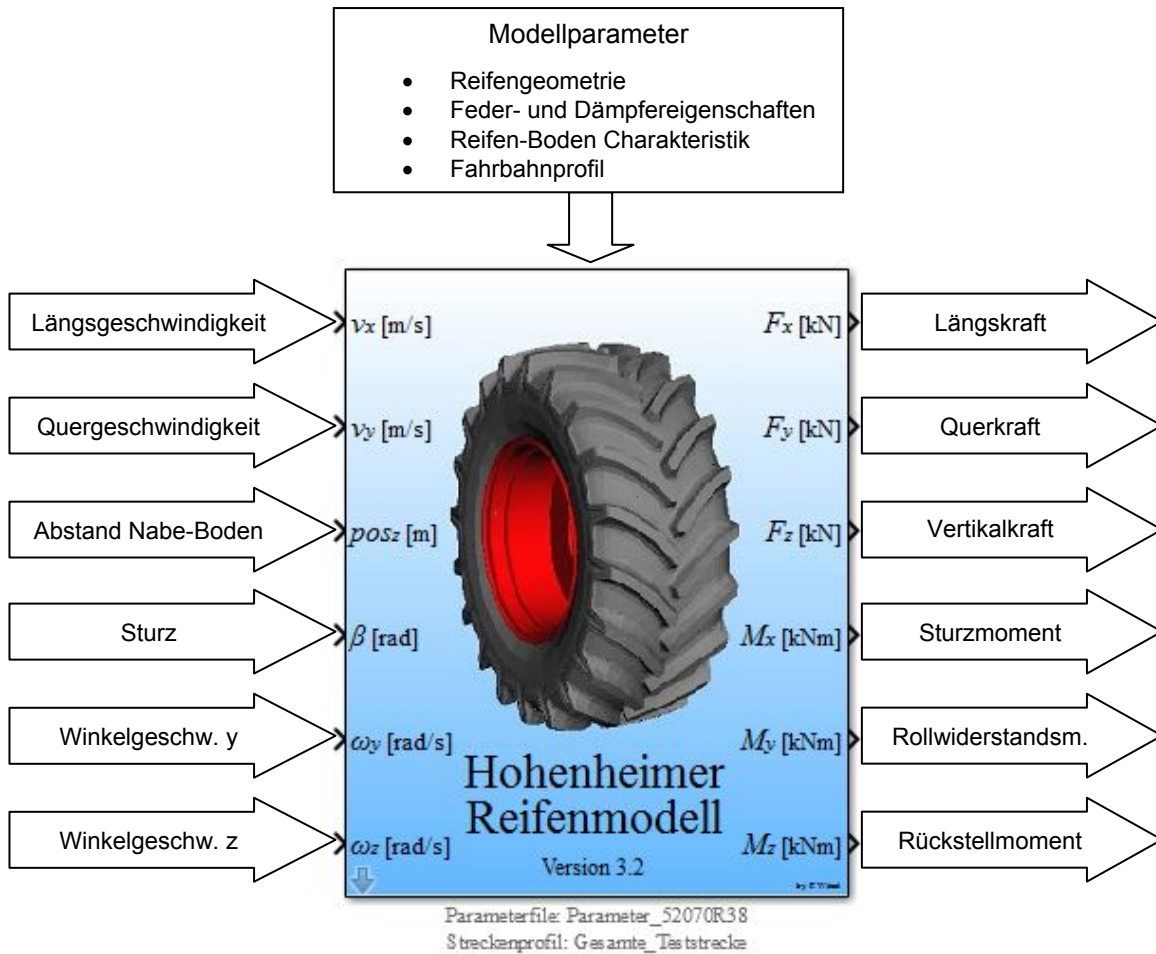


Bild 27: Reifenmodellmaske mit den entsprechenden Ein- und Ausgangsgrößen

Die Orientierung der Ein- und Ausgangsgrößen richtet sich nach dem in Bild 22 eingeführten Koordinatensystem. Im Vergleich zum bisherigen Modell [21] ist die Winkelgeschwindigkeit um die z-Achse als weitere Eingangsgröße hinzugekommen. Sie fließt unter anderem in die Berechnung des Rückstellmoments ein. Diese basierte bisher allein auf dem Schräglaufwinkel und damit der Längs- und Quergeschwindigkeit der Radnabe. Demzufolge konnte das Rückstellmoment eines stehenden oder langsam abrollenden Reifens nicht berechnet werden [153].

Die Fahrbahn wird mit Hilfe einer zweiseitigen Matrix beschrieben, bei der jedem Streckenabschnitt eine Fahrbahnhöhe zugeordnet wird. Die Reifenparameter lassen sich in vier unterschiedliche Kategorien aufteilen, vergleiche Bild 27. Zu den Geometriedaten gehört neben der Reifenunrundheit der konstruktive Reifenradius.

Der Abrollradius ist – anders als beim bisherigen Modell – keine Größe, die explizit definiert wird. Er resultiert vielmehr aus dem konstruktivem Reifenradius und den gegebenen Abrollverhältnissen. Im Gegensatz zum bisherigen Ansatz wird das stationäre Längs- und Querkraftübertragungsverhalten nicht in Form einer Triebkraft-Schlupfkurve beziehungsweise einer Seitenkraft-Schräglaufwinkelcharakteristik vorgegeben. Vielmehr ergeben sich diese Zusammenhänge aus dem Kraftübertragungsverhalten der Speichenelemente mit ihren Stick-Slip-Kontakten. Die genannten Kennlinien spielen lediglich bei der Parametrierung der Krafftelemente eine Rolle. Ähnlich verhält es sich mit dem Hebelarm der Radlast und dem daraus resultierenden Rollwiderstandsmoment. Hierbei hat der Anwender die Möglichkeit, über die Eingabemaske einen Korrekturfaktor zu definieren und so bei Bedarf sich ändernde Abrollverhältnisse zu berücksichtigen. Darüber hinaus kann in der Eingabemaske des Reifenmodells eine Reihe weiterer Einstellungen getätigt werden, **Bild 28**. Dabei wird zwischen den beiden Ebenen der Modellsteuerung und der Vorgabe von Parametern unterschieden.

Optional können die Simulationsergebnisse im Workspace unter einem zuvor definierten Namen in einer Strukturvariablen abgelegt werden. Die Ergebnisse können dann mit der in Kapitel 3.4 beschriebenen MATLAB-Routine dargestellt beziehungsweise animiert werden. Die zeitliche Auflösung des Messschriebs ist einstellbar. Insbesondere bei der Simulation von mehreren Reifen kann so vermieden werden, dass es zu einer Überlastung des Arbeitsspeichers kommt. Außerdem kann so die Anzahl der Datenpunkte für die spätere Verarbeitung und Darstellung reduziert werden. Die Reifenunrundheit kann vom Benutzer über das Eingabefeld zu- oder abgeschaltet werden. Des Weiteren ist es möglich, den Startwinkel des Reifens vorzugeben. Die Anzahl der Tastpunkte pro Radialelement sowie ein Korrekturfaktor für die Größe des Kreissektors sind ebenfalls vorwählbar. Eine nähere Erläuterung dieser Einstellparameter erfolgt in Kapitel 4.1. Das Reifenmodell verfügt über eine Diagnoseeinrichtung, die über die Eingabemaske aktiviert wird. Werden die am Rand des Kreissektors befindlichen Elemente mehr als 2 cm verformt, kann es zu einer Verfälschung der Simulationsergebnisse kommen. Der Anwender wird gegebenenfalls über eine Meldung im Command Window von MATLAB darüber informiert und dazu angehalten, die Kreissektorgröße anzupassen. Rechenzeit und Echtzeitfaktor werden ebenfalls im Command Window aus-

gegeben. Der Echtzeitfaktor berechnet sich aus dem Quotienten der Simulationsdauer und der simulierten Zeit. Dessen Angabe war insbesondere während der Entwicklung hilfreich, um den Einfluss von Modifikationen auf die Performanz des Modells zu beurteilen.

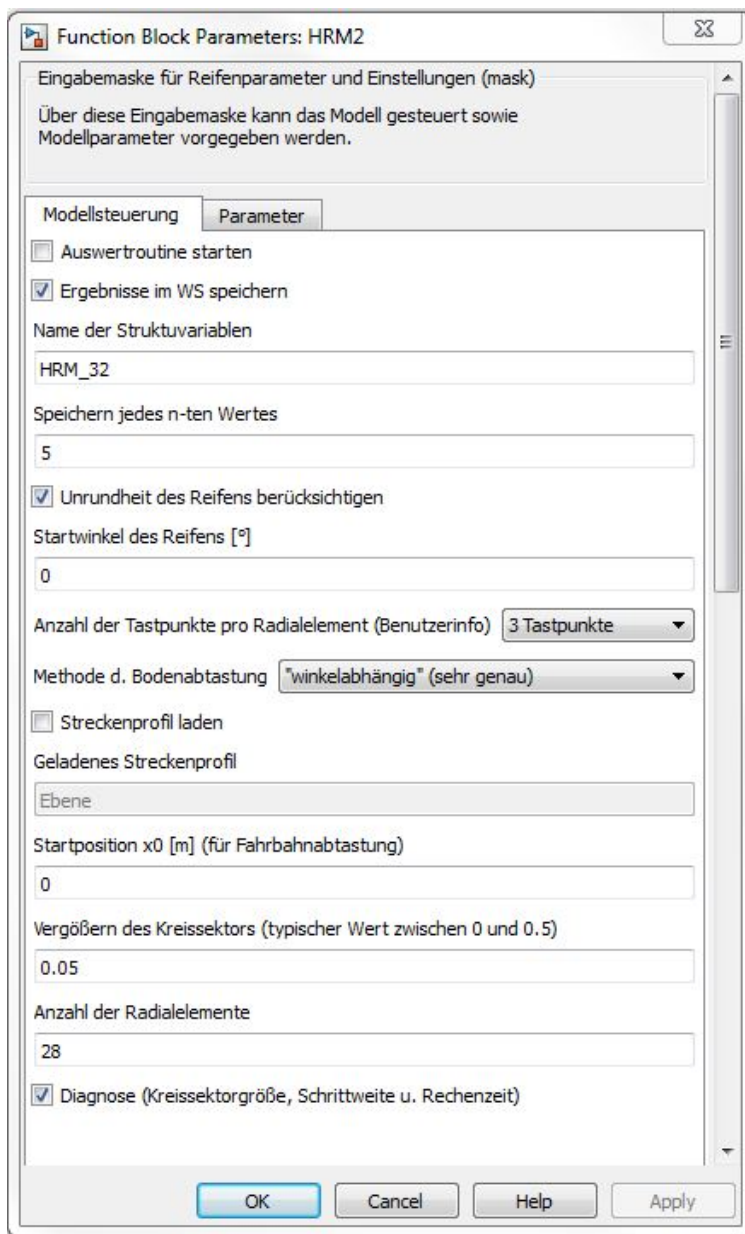


Bild 28: Eingabemaske des Reifenmodells

Unter dem zweiten Reiter der Eingabemaske können die Modellparameter vorgegeben werden. Die Reifenparameter sind in einem MATLAB-Skript definiert, das diese im Workspace als Strukturvariable hinterlegt. Die Strukturvariable kann über die Eingabemaske eingelesen werden und wird danach modellintern gespeichert.

Bei Bedarf können Parametereinträge in der Eingabemaske händisch angepasst werden, ohne dass sie von der hinterlegten Routine überschrieben werden.

Auch das Streckenprofil wird über die Eingabemaske geladen und modellintern abgespeichert. Der Name des geladenen Parametersatzes und der des Streckenprofils werden von der Modellmaske angezeigt, Bild 27.

Die Felgenfarbe des in der Maske dargestellten Rades ist auf gelb, grau oder rot einstellbar, so dass persönlichen Präferenzen Rechnung getragen werden kann.

4.3 Koordinatentransformation

Die Orientierung der Ein- und Ausgangsgrößen des Reifenmodells beziehen sich wie in Kapitel 3.3.2 beschrieben auf den im Reifenlatsch befindlichen "Congruent Marker". Die Radialelemente sind bezogen auf diese Ausrichtung um den Betrag des Sturzes sowie des Rotationswinkels verdreht. Um die Eingangsgrößen der Speichen mit ihren radialen, axialen und tangentialen Krafterelementen berechnen zu können, wird eine Koordinatentransformation in Form von zwei Elementardrehungen durchgeführt. Die erste Elementardrehung wird um die x-Achse des Inertialsystems K durchgeführt. Es wird um den Betrag des Sturzes β gedreht. Die daraus resultierende Drehmatrix lautet:

$$c_{KK'} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta \\ 0 & \sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix} \quad (27)$$

Aus der Elementardrehung resultiert das gedrehte Koordinatensystem K', dessen x'z'-Ebene in der Radmittelebene liegt und das dem in der DIN ISO 8855 [143] als "radfestem Koordinatensystem" bezeichneten Bezugssystem entspricht. Im zweiten Schritt wird um die y'-Achse des Koordinatensystems K' gedreht. Diese Drehung erfolgt individuell für jedes Radialelement um den Rotationswinkel γ :

$$c_{K'K''} = \begin{bmatrix} \cos \gamma & 0 & \sin \gamma \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \gamma & 0 & \cos \gamma \end{bmatrix} \quad (28)$$

Aus den Drehungen resultieren die Koordinatensysteme K'' , deren x'' -Achsen in radialer Richtung entlang des jeweiligen Speichenelements verlaufen.

Um die Transformation von dem Inertialsystem K zu den gedrehten Koordinatensystemen K'' in einem Schritt durchführen zu können, wird die Drehmatrix $c_{KK''}$ aus dem Produkt der beiden Drehmatrizen $c_{KK'}$ und $c_{K'K''}$ gebildet:

$$c_{KK''} = c_{KK'} \cdot c_{K'K''} \quad (29)$$

Die finale Drehmatrix $c_{KK''}$ lautet damit:

$$c_{KK''} = \begin{bmatrix} \cos \gamma & 0 & \sin \gamma \\ \sin \beta \cdot \sin \gamma & \cos \beta & -\sin \beta \cdot \cos \gamma \\ -\cos \beta \cdot \sin \gamma & \sin \beta & \cos \beta \cdot \cos \gamma \end{bmatrix} \quad (30)$$

Zu Berechnung und Ausgabe der Radkräfte im Inertialsystem muss eine Rücktransformation erfolgen. Dazu wird die Drehmatrix $c_{KK''}$ transformiert:

$$c_{K''K} = c_{KK''}^T = \begin{bmatrix} \cos \gamma & \sin \beta \cdot \sin \gamma & -\cos \beta \cdot \sin \gamma \\ 0 & \cos \beta & \sin \beta \\ \sin \gamma & -\sin \beta \cdot \cos \gamma & \cos \beta \cdot \cos \gamma \end{bmatrix} \quad (31)$$

4.4 Modellgleichungen der Feder- und Dämpferelemente

Die Speichen des Reifenmodells setzen sich aus radial, axial und tangential angeordneten Krafterelementen zusammen. Diese sind über ein Torsionsfeder-Dämpferelement mit einem rotatorischen Freiheitsgrad um die Radachse elastisch an der Radnabe angebunden. Darüber hinaus können sich die Speichen in Querichtung relativ zur Radnabe verschieben. In diesem Kapitel werden die Modellgleichungen der Feder- und Dämpferelemente vorgestellt.

4.4.1 Radiale und interradiale Speichenelemente

Langenbeck [39] beschrieb das vertikale Federverhalten eines Reifens mit einem Potenzansatz, um den progressiven Anstieg der Federkraft zu berücksichtigen:

$$F_{zfeder} = c_{1z} \cdot f_z^{c_{2z}} \quad (32)$$

Wobei: F_{zfeder} – vertikale Federkraft, c_{1z} und c_{2z} – vertikale Steifigkeitsbeiwerte sowie f_z – vertikale Einfederung

Die Progressivität der Federkraft wird mit dem dimensionslosen Exponenten $c_{2z} > 1$ eingestellt. Von Holst [51] differenziert zwischen inneren und geometrischen Nichtlinearitäten. Der von Langenbeck eingeführte Zusammenhang in Gleichung (32) ist ein typisches Beispiel für eine innere Nichtlinearität.

Das Speichenmodell besitzt bedingt durch seinen Modellaufbau eine geometrische Nichtlinearität: Während das Modell einfedert, setzen die radialen Elemente sukzessive auf der Fahrbahn auf. Dadurch ergibt sich ein Kraft-Einfederungsverlauf, der deutlich progressiver ist als der gemessene. Um diese sehr stark ausgeprägte, geometrische Nichtlinearität an das Reifenverhalten anzupassen, wurden bereits in einem frühen Modellstadium nichtlineare Radialfederelemente eingeführt [94]. Das Kraft-Weg-Gesetz ähnelt dem von Langenbeck eingeführten Zusammenhang. Allerdings wird über den Exponent $c_{2r} < 1$ ein degressives Verhalten eingestellt:

$$F_{rfeder} = c_{1r} \cdot f_r^{c_{2r}} \quad (33)$$

Wobei: F_{rfeder} – radiale Federkraft, c_{1r} und c_{2r} – radiale Steifigkeitsbeiwerte sowie f_r – radiale Einfederung

Während der Modellverifizierung konnte gezeigt werden, dass bei den radialen Dämpferelementen keine innere Nichtlinearität dargestellt werden muss, um das Reifenverhalten zu beschreiben. Die Dämpferkraft berechnet sich demzufolge aus einem geschwindigkeitsproportionalen Ansatz:

$$F_{rdämpfer} = d_r \cdot \frac{d}{dt} f_r \quad (34)$$

Wobei: $F_{rdämpfer}$ – radiale Dämpferkraft, d_r – radialer Dämpfungsbeiwert

Die radial angeordneten Voigt-Kelvin-Elemente haben auf ebenem Untergrund den größten Einfluss auf das vertikale Schwingungsverhalten des Reifenmodells. Erst bei punktuellen Einfederungen, wie sie typischerweise bei der Überfahrt von Hindernissen auftreten, ist die Charakteristik der interradiellen Federelemente entscheidend. Zur Parametrierung dieser Elemente wird der Reifen lokal verformt und das gemessene Reifenverhalten mit dem simulierten verglichen. Nach Einführung eines degressiven Kraft-Einfederungs-Verlaufs konnte eine deutlich bessere Übereinstimmung festgestellt werden:

$$F_{irfeder} = c_{1ir} \cdot f_{ir} - c_{2ir} \cdot f_{ir}^2 \quad (35)$$

Wobei: $F_{irfeder}$ – interradielle Federkraft, c_{1ir} und c_{2ir} – interradielle Steifigkeitsbeiwerte sowie f_{ir} – interradielle Verformung

Die interradielle Verformung f_{ir} berechnet sich aus der Differenz der Einfederung zweier benachbarter Radialelemente. Die resultierende, linearisierte Federsteifigkeit c_{irlin} in einem Betriebspunkt ist folglich eine Funktion der interradiellen Verformung und berechnet sich aus:

$$F_{irfeder} = c_{1ir} \cdot f_{ir} - c_{2ir} \cdot f_{ir}^2 = c_{irlin} \cdot f_{ir} \quad (36)$$

$$c_{irlin} = c_{1ir} - c_{2ir} \cdot f_{ir} \quad (37)$$

Aus Gleichung (37) wird ersichtlich, dass die Federsteifigkeit c_{irlin} mit steigender Verformung f_{ir} linear abfällt. Demzufolge nimmt die interradielle Federkraft oberhalb einer bestimmten Einfederung wieder ab und wird bei hohen interradiellen Verformungen sogar negativ, **Bild 29**:

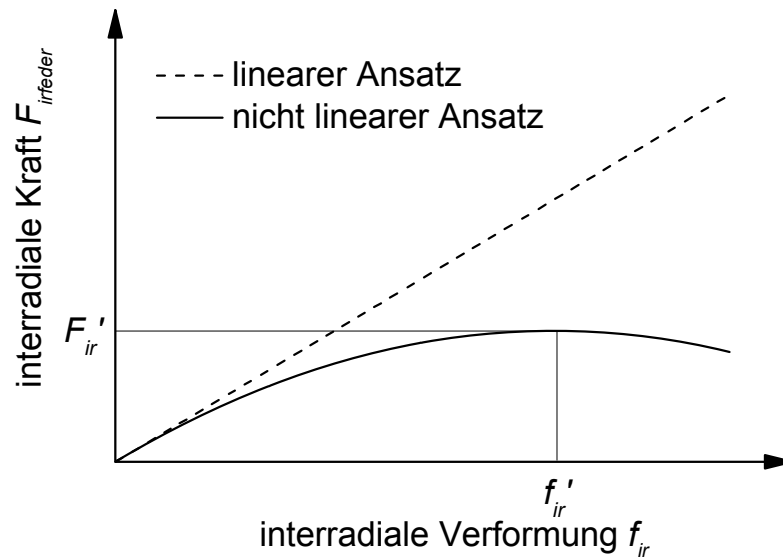


Bild 29: Qualitative Verläufe der interradialen Federkräfte über der Verformung

Die Abnahme beziehungsweise der Vorzeichenwechsel der interradialen Kraft ist nicht erwünscht. Es hat sich daher als zielführend erwiesen, die linearisierte Federsteifigkeit nach dem Erreichen der maximalen Federkraft konstant zu halten und nicht weiter absinken zu lassen. Aus der Kurvendiskussion von Gleichung (35) lässt sich ableiten, dass die maximale Federkraft bei

$$f_{ir}' = \frac{c_{1ir}}{2 \cdot c_{2ir}} \quad (38)$$

erreicht wird. Wird der Zusammenhang von Gleichung (38) in Gleichung (35) eingesetzt, erhält man für die in diesem Betriebspunkt wirkende interradiale Federkraft F_{ir}' :

$$F_{ir}' = \frac{c_{1ir}^2}{4 \cdot c_{2ir}} \quad (39)$$

Für die linearisierte, interradiale Federsteifigkeit c_{irlin}' gilt bei der Verformung f_{ir}' :

$$c_{irlin}' = \frac{F_{ir}'}{f_{ir}'} = \frac{c_{1ir}}{2} \quad (40)$$

Nach Erreichen der Verformung f_{ir}' wird die interradiale Federsteifigkeit konstant gehalten. Zur Berechnung der linearisierten, interradialen Federsteifigkeit wird im Reifenmodell somit folgende Fallunterscheidung getroffen:

$$c_{irlin} = \begin{cases} c_{1ir} - c_{2ir} \cdot f_{ir} & \text{für } f_{ir} < f_{ir}' \\ \frac{c_{1ir}}{2} & \text{für } f_{ir} \geq f_{ir}' \end{cases} \quad (41)$$

Der in Gleichung (41) beschriebene Ansatz führt zu dem in **Bild 30** dargestellten, qualitativen Verlauf der Federsteifigkeit c_{irlin} .

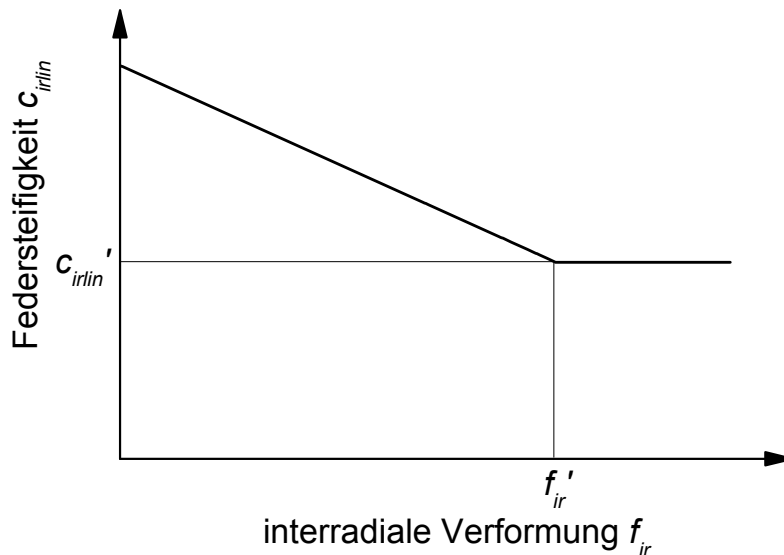


Bild 30: Qualitativer Verlauf der angepassten interradialen Federsteifigkeit

Bei der Erstellung des Reifenmodells war die Berechnung der radialen Verformungsgrößen eine der größten Herausforderungen. Prinzipiell kann ein Radialelement entweder durch Kontakt mit dem Untergrund verformt oder durch die interradiale Kopplung von benachbarten Elementen "mitgezogen" werden.

Die durch die interradiale Kopplung bedingte Verformung berechnet sich aus dem Kräftegleichgewicht der radialen und interradialen Feder- und Dämpferelemente:

$$F_r = 0 = -F_{rfeder} - F_{rdämpfer} + F_{irfeder 1} + F_{irfeder 2} \quad (42)$$

Wobei: F_r – Radialkraft, $F_{irfeder\ 1}$ und $F_{irfeder\ 2}$ – Kräfte der angrenzenden, interradi-
alen Federn

Die in (42) dargestellte Differentialgleichung wird im Reifenmodell als Übertra-
gungsfunktion formuliert. Diese berechnet den Bewegungszustand eines Radial-
elements in Abhängigkeit der Verformung der Nachbarelemente. Übertragungs-
funktionen beschreiben ausschließlich das Verhalten von linearen Systemen. Da
sowohl die radialen, als auch die interradiellen Federelemente ein nicht lineares
Verhalten aufweisen, wird eine Linearisierung im Arbeitspunkt durchgeführt. Dies
geschieht bei jedem Integrationsschritt. Demzufolge ist die dadurch entstehende
Abweichung vernachlässigbar klein. Für den linearisierten Ansatz gilt nach Einset-
zen in Gleichung (42):

$$F_r = 0 = -c_{rlin} \cdot f_r - d_r \cdot \frac{d}{dt} f_r + c_{irlin1} \cdot f_{ir1} + c_{irlin2} \cdot f_{ir2} \quad (43)$$

Wobei: c_{rlin} – linearisierte radiale Steifigkeit, f_r – radiale Einfederung, c_{irlin1}
und c_{irlin2} – linearisierte interradielle Federsteifigkeit sowie f_{ir1} und f_{ir2} – inter-
radiale Verformungen zu benachbarten Elementen

Die interradiellen Verformungen f_{ir1} und f_{ir2} berechnen sich aus der Verformung des
Radialelements f_r sowie die Einfederung der Nachbarelemente f_{r1} und f_{r2} :

$$\begin{aligned} f_{ir1} &= (f_{r1} - f_r) \\ f_{ir2} &= (f_r - f_{r2}) \end{aligned} \quad (44)$$

Für die linearisierte radiale Steifigkeit c_{rlin} gilt:

$$c_{rlin} = c_{1r} \cdot \frac{f_r^{c_{2r}}}{f_r} \quad (45)$$

Die linearisierten interradiellen Federsteifigkeiten berechnen sich aus der in Glei-
chung (41) eingeführten Fallunterscheidung.

Die Übertragungsfunktion stellt sich nach Umstellen von Gleichung (43) sowie Einsetzen von Gleichung (44) wie folgt dar:

$$\frac{d_r}{c_{rlin} + c_{irlin1} + c_{irlin2}} \cdot \frac{d}{dt} f_r(t) + f_r(t) = \frac{c_{irlin1} \cdot f_{r1}(t) + c_{irlin2} \cdot f_{r2}(t)}{c_{rlin} + c_{irlin1} + c_{irlin2}} \quad (46)$$

Nach Implementierung in Simulink lässt sich mit ihr die radiale Verformung eines Speichenelements in Folge der interradiellen Kopplung in Abhängigkeit der Zeit t berechnen. Parallel dazu liegt das Ergebnis aus der Bodenabtastung vor. Der größere der beiden Verformungswerte wird für den nächsten Iterationsschritt beziehungsweise die Berechnung der Radialkräfte herangezogen. Die resultierende Radialkraft F_r eines Speichenelements ergibt sich damit zu:

$$F_r = F_{rfeder} - F_{rdämpfer} + F_{irfeder1} + F_{irfeder2} \quad (47)$$

Für Elemente, die nicht mit dem Boden in Kontakt stehen, gilt der in **Gl. (42)** beschriebene Fall $F_r = 0$.

4.4.2 Tangentiale und axiale Speichenelemente

Die tangential und axial angeordneten Voigt-Kelvin-Elemente besitzen eine lineare Charakteristik. Demnach berechnet sich die axiale Komponente F_a mit:

$$F_a = c_a \cdot \int \dot{f}_a dt + d_a \cdot \dot{f}_a \quad (48)$$

Wobei: c_a – axiale Federsteifigkeit, \dot{f}_a – axiale Verformungsgeschwindigkeit und d_a – axialer Dämpfungsbeiwert

Analog dazu gilt für tangentielle Kraft F_t :

$$F_t = c_t \cdot \int \dot{f}_t dt + d_t \cdot \dot{f}_t \quad (49)$$

Wobei: c_t – tangentielle Federsteifigkeit, \dot{f}_t – tangentielle Verformungsgeschwindigkeit und d_t – tangentialer Dämpfungsbeiwert

Die Bewegungsgrößen berechnen sich aus den Differentialgleichungen eines Kontaktelements. Diese werden in Kapitel 4.5 zusammen mit der Theorie des Stick-Slip-Kontakts vorgestellt.

4.4.3 Torsionsfeder- und Dämpferelement

Um das in [151] präsentierte transiente Längskraftverhalten zu optimieren, wurde ein Torsionsfeder-Dämpferelement mit einem rotatorischen Freiheitsgrad um die Radachse eingeführt, vergleiche Bild 25. Die Bewegungsdifferentialgleichung erschließt sich aus dem Drallsatz um die y-Achse des Reifenmodells:

$$J \cdot \dot{\omega} = M_r + c_{tor} \cdot \int \omega dt + d_{tor} \cdot \omega \quad (50)$$

Wobei: J – Trägheitsmoment, M_r – radiales Moment, c_{tor} – Torsionssteifigkeit, d_{tor} – Torsionsdämpfung und ω – Winkelgeschwindigkeit

Das durch das Trägheitsmoment hervorgerufene Moment wird an dieser Stelle lediglich berücksichtigt, um modellintern einen Schleifenschluss zu vermeiden und damit die numerische Stabilität zu gewährleisten. Das Trägheitsmoment wurde zu einem sehr geringen Wert von $J = 1 \text{ kgm}^2$ gesetzt, so dass das resultierende Moment keinen merklichen Einfluss auf die Modelldynamik nimmt. Das Trägheitsmoment des Rades wird gesondert davon im MKS-Modell berücksichtigt. Die Berechnung des radialen Moments M_r ist in Kapitel 4.6 beschrieben.

Das Krafftelement kann optional über die Bedienoberfläche des Reifenmodells starr gestellt werden. Dies ermöglicht bei Bedarf eine gesonderte Betrachtung des Übertragungsverhaltens der tangential angeordneten Krafftelemente.

4.4.4 Axiales Feder- und Dämpferelement

Wie bereits in Kapitel 4.1 erläutert, lässt sich das transiente Seitenkraftverhalten mit den axial angeordneten Voigt-Kelvin-Elementen der Speichen nur unzureichend darstellen. Daher wurde ein zusätzlicher Freiheitsgrad eingeführt, der eine laterale Verschiebung der Speichenelemente relativ zur Radnabe erlaubt. Die

Kraftübertragung wird mit einem linearen Voigt-Kelvin-Element beschrieben. Dieses ist in Reihe zu den axialen Speichenelementen geschaltet:

$$F_y = \sum F_a = c_y \cdot f_y + d_y \cdot \frac{d}{dt} f_y \quad (51)$$

Wobei: F_y – Seitenkraft, c_y – laterale Federsteifigkeit, d_y – lateraler Dämpfungsbeiwert sowie f_y – laterale Einfederung

Funktionsweise und Wirkung sind vergleichbar mit der Verformung der Reifenflanken und der damit verbundenen Verschiebung des Reifenlatsches relativ zur Felge.

4.5 Berechnung der Scherkräfte im Reifenlatsch

Das Einpunktkontaktmodell von Ferhadbegović beschreibt die stationäre Längs- und Querkraftübertragung eines Reifens mit Hilfe von Kennlinien [21]. Neben der Umfangskraft-Schlupf Kurve wird dazu die Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Charakteristik mit der Einzelradmesseinrichtung für eine gegebene Reifen-Bodenpaarung experimentell ermittelt und in einer Lookup Table hinterlegt.

Der erweiterte Ansatz diskretisiert die Vorgänge im Reifenlatsch deutlich feiner. Dazu ist jedem Speichenelement ein Stick-Slip-Kontakt zugeordnet, über den die Scherkräfte in Längs- und Querrichtung übertragen werden. Die Eignung dieses Kontaktmodells zur Beschreibung der Reibkräfte zwischen Reifenprofilblöcken und Beton beziehungsweise Asphalt konnte Moldenhauer experimentell nachweisen [154].

Die Darstellung eines Stick-Slip-Kontakts ist aus numerischer Sicht eine Herausforderung. Der Übergang zwischen Haften und Gleiten geschieht sehr abrupt und kann sich zu jedem Zeitpunkt einstellen. Im Reibbeiwert-Gleitgeschwindigkeits-Diagramm macht sich das plötzliche Hinzukommen oder Wegfallen eines Freiheitsgrades in Form einer Unstetigkeit bemerkbar, **Bild 31**. Diesen Übergang korrekt darzustellen, ist mit hohem numerischem Aufwand verbunden [155] und muss bei der Wahl des Integrationsverfahrens berücksichtigt werden [156]. In der Praxis

wird daher oftmals eine Näherungslösung bevorzugt [17,154,155]. Diese approximiert den Haftzustand im Bereich kleiner Gleitgeschwindigkeiten mit einer sehr hohen viskosen Dämpfung wie es schematisch in Bild 31 dargestellt ist. Auf diese Weise wird die Unstetigkeit der Reibbeiwert-Funktion behoben. Um die durch diese Vereinfachung entstehende Abweichung zu minimieren, muss der Übergangsbereich $\pm v_{crit}$ möglichst klein sein. Obgleich die Anforderungen der Näherungslösung an das Iterationsverfahren geringer sind, muss zur Lösung des steifen Systems eine kleine Schrittweite eingestellt werden [155]. Nur so kann die numerische Stabilität gewährleistet werden.

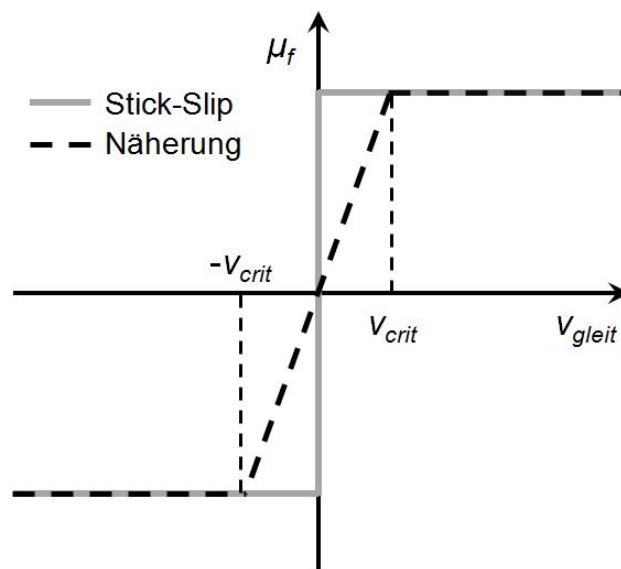


Bild 31: Reibbeiwert als Funktion der Gleitgeschwindigkeit eines Stick-Slip-Kontakts und dessen Näherungslösung

Moldenhauer nähert das Reibverhalten von Reifenprofilblöcken mit einer Arkustangensfunktion an [154]. Die von ihm ausgesprochenen Empfehlungen für die Parametrierung dieser Funktion und damit die Gestaltung des Übergangsbereichs konnten mit der angestrebten Schrittweite von 0,2 ms nicht realisiert werden. Eine Reduktion der Schrittweite zugunsten dieses Teilmodells und damit der Anstieg der Rechenzeiten für das Gesamtmodell wurden nicht in Betracht gezogen. Eine weitere Motivation zur Findung einer Alternativlösung war, dass ein Anhalten – zum Beispiel bei Untersuchungen unter Schwerkräfteinfluss am Hang – nicht möglich ist.

Der gewählte Lösungsansatz basiert auf dem in **Bild 32** dargestellten Ersatzsystem, das die Verhältnisse an einem Kontaktelement abstrahiert. Es stellt eine Masse dar, die sich in der xy -Ebene bewegt und mit einer Normalkraft belastet wird. Die Scherkräfte zwischen der Masse und der Aufstandsebene werden über einen Stick-Slip-Kontakt übertragen. Ähnlich wie bei dem in Gl. (50) berücksichtigten Trägheitsmoment wird auch hier die Massenträgheit eingeführt, um bei der Lösung der Differentialgleichungen einen Schleifenschluss zu vermeiden. Die Kontaktmasse ist klein und hat damit keinen nennenswerten Einfluss auf das Berechnungsergebnis. Das Kontaktelement ist über zwei paarweise zueinander senkrecht angeordnete Voigt-Kelvin-Elemente mit dem Reifenmodell verbunden. Bild 32 zeigt einen Sonderfall, bei dem eine Speiche senkrecht zur Aufstandsebene steht. Das Koordinatensystem K'' des Speichenelements ist demnach relativ zur y -Achse des Inertialsystems um $+90^\circ$ verdreht, vergleiche Kapitel 4.3. Kräfte und Bewegungsgrößen in x/y -Richtung entsprechen hierbei den tangentialen/axialen Größen des Reifenmodells. Die Normalkraft stimmt mit der radialen Speichenkraft überein. Der Stick-Slip-Kontakt wird an diesem Sonderfall erklärt. Auf die Koordinatentransformationen zwischen den einzelnen Berechnungsschritten muss daher nicht weiter eingegangen werden, was zielführend für ein leichteres Verständnis ist.

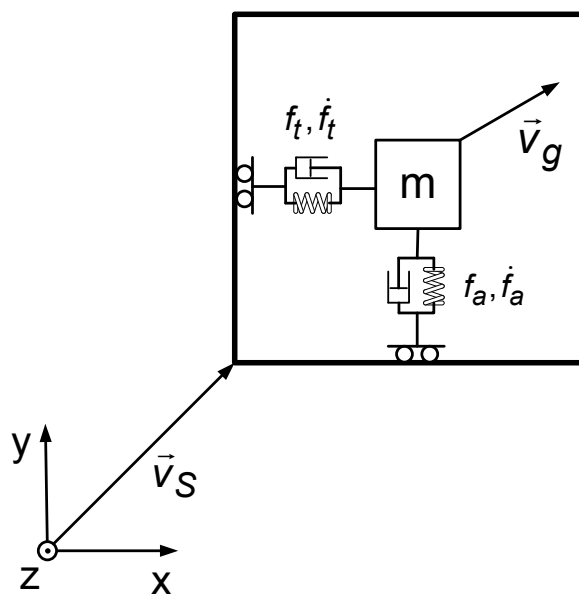


Bild 32: Ersatzmodell des zweidimensionalen Reibkontakts

Die Speichengeschwindigkeit \vec{v}_S beschreibt die Relativbewegung eines Speichenelements zum Untergrund. Sie stellt neben der Gleitgeschwindigkeit die Eingangsgrößen der axial und tangential angeordneten Voigt-Kelvin-Elemente dar und berechnet sich aus den Eingangsgrößen des Reifenmodells:

$$\vec{v}_S = \begin{pmatrix} v_a \\ v_t \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v_x \\ v_y \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \omega_y \\ \omega_x \end{pmatrix} \cdot (r - f_t) \quad (52)$$

Wobei: \vec{v}_S – Speichengeschwindigkeit, $v_{a/t}$ – axiale/tangentiale Speichengeschwindigkeit, $v_{x/y}$ – Längs-/Quergeschwindigkeit Radnabe, $\omega_{y/x}$ – Winkelgeschwindigkeit der Radnabe um x/y-Achse sowie r – Speichenlänge (radial)

Die Differenz aus der Speichengeschwindigkeit \vec{v}_S und der Gleitgeschwindigkeit \vec{v}_g entspricht der Verformungsgeschwindigkeit der axialen und tangentialen Voigt-Kelvin-Elemente (vergleiche Kapitel 4.4.2):

$$\vec{f}_{at} = \begin{pmatrix} \dot{f}_a \\ \dot{f}_t \end{pmatrix} = \vec{v}_S - \vec{v}_g = \begin{pmatrix} v_a \\ v_t \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} v_{gx} \\ v_{gy} \end{pmatrix} \quad (53)$$

Wobei: \vec{f}_{at} – Verformungsgeschwindigkeit, $\dot{f}_{a,t}$ – axiale/tangentiale Verformungsgeschwindigkeit, \vec{v}_g – Gleitgeschwindigkeit und $v_{gx/y}$ – Gleitgeschwindigkeit in x/y-Richtung

Der Reibbeiwert limitiert die übertragbare Scherkraft. Dies impliziert, dass die vektorielle Summe der Längs- und Querkraft eines Kontaktelements nie größer werden kann als die maximale Reibkraft. Diese lokale Gegebenheit gilt analog für das Reifenverhalten und wird mit dem Kammschen Kreis beschrieben [157]. Die Aufteilung der maximal erreichbaren Längs- und Querkraft wird durch die Richtung der resultierenden Gleitgeschwindigkeit festgelegt. Dies entspricht der Annahme von Oertel [155,158]. Um diesen Zusammenhang in die weiteren Berechnungen einfließen zu lassen, wird der Gleitgeschwindigkeitsvektor normiert:

$$\bar{e}_g = \frac{\vec{v}_g}{|\vec{v}_g|} \quad (54)$$

Wobei: \bar{e}_g – normierter Gleitgeschwindigkeitsvektor

Die Bewegungsdifferentialgleichung des Kontaktelements leitet sich aus dem Kräftegleichgewicht her:

$$\vec{F}_{reib} = \mu_f \cdot \vec{F}_N \cdot -\bar{e}_g = \underline{M} \cdot \frac{d\vec{v}_g}{dt} + \underline{D} \cdot \dot{\vec{f}}_{at} + \underline{C} \cdot \int \dot{\vec{f}}_{at} dt \quad (55)$$

Wobei: \vec{F}_{reib} – Reibkraft, \underline{M} , \underline{D} und \underline{C} – Massen-, Dämpfungsbeiwert- und Federsteifigkeitsmatrix, μ_f – Reibbeiwert und \vec{F}_N – Normalkraft

Die kinematische Kopplung der beiden Freiheitsgrade wird über den normierten Gleitgeschwindigkeitsvektor realisiert, der allerdings nur für den Zustand des Gleitens definiert ist. Diese Unstetigkeit führt dazu, dass der Haftzustand nicht abgebildet werden kann, da die Krafrichtung eines Reibelements nicht von vorne herein gegeben ist. Um auch den Zustand des Haftens darstellen zu können, werden in diesem Fall die Kräfte auf Basis der kinematischen Zusammenhänge berechnet. Nachdem in Gl. (53) die Gleitgeschwindigkeit entfällt, kann die Verformungsgeschwindigkeit direkt aus den Eingangsgrößen des Reifenmodells abgeleitet werden. Diese werden in die Gleichungen der axialen und tangentialen Kraftelemente eingesetzt, Gl. (48) sowie Gl. (49). Für die Reibkraft gilt im Fall des Haftens somit:

$$\vec{F}_{reib} = -\left(\underline{D} \cdot \dot{\vec{f}}_{at} + \underline{C} \cdot \int \dot{\vec{f}}_{at} dt \right) \quad (56)$$

Bei der Initialisierung des Modells werden alle Stick-Slip-Kontakte zunächst in diesen Zustand versetzt. Die Bedingungen für den Übergang von Haften zu Gleiten und damit den Wechsel von Gl. (56) zu (55) lautet:

$$|\vec{F}_{reib}| > \vec{F}_N \cdot \mu_f \quad (57)$$

Die Voraussetzungen für das Zurückkehren zum Haftzustand sind:

$$|\vec{F}_{reib}| \leq \vec{F}_N \cdot \mu_f \text{ und } \vec{v}_g = 0 \quad (58)$$

Im Simulink-Reifenmodell überprüft eine Stateflow-Einheit die oben genannten Bedingungen und leitet die Übergänge zwischen Haften und Gleiten ein. Stateflow stellt eine objektorientierte Erweiterung von MATLAB/Simulink zur Simulation endlicher Zustandsautomaten dar [146]. Zustände beziehungsweise Aktionen eines Systems werden dabei nicht wie bei Simulink zu diskreten Zeitpunkten fortlaufend berechnet. Vielmehr ist die Ausführung eines Stateflow-Modells ereignisgesteuert und läuft demnach nur nach internen oder externen Zustandsänderungen ab. Die Überprüfung der Haft-/Gleitbedingungen ist daher sehr effizient. **Bild 33** zeigt die Umsetzung in Stateflow.

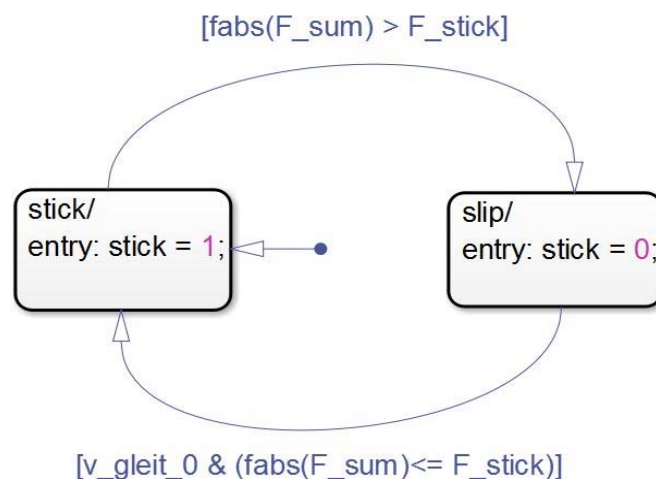


Bild 33: Überprüfung der Haft-/Gleitbedingungen in Stateflow®

Der Reibbeiwert eines Kontaktelements ist für die Längs- und Querrichtung individuell definierbar, so dass die unterschiedlichen Eigenschaften des Reifens und die damit verbundene Anisotropie bei der horizontalen Kraftübertragung berücksichtigt werden können. Grečenko ergänzte sein Slip-Drift-Modell in [159] um diesen Aspekt. Die Erweiterung zeigt in einem von Schlotter [29] angestellten Vergleich eine deutlich bessere Übereinstimmung mit den Messergebnissen als der ursprüngliche, isotrope Ansatz. Die Grenze der übertragbaren Scherkraft wird bei bekannten Eigenschaften in die beiden Hauptrichtungen mit einem zur Ellipse verzerrten Kammschen Kreis beschrieben, **Bild 34**.

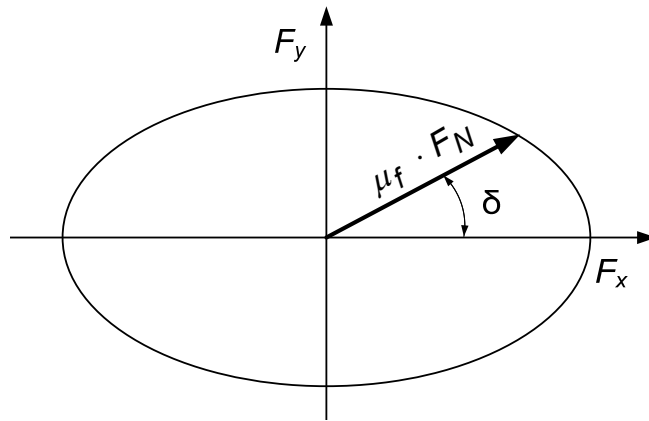


Bild 34: Kammscher Kreis für unterschiedliche Reibbeiwerte in x- und y-Richtung

Der resultierende Reibbeiwert μ_f eines Kontaktelements ist eine Funktion des Kräftewinkels δ und kann nach Vorgabe der Reibbeiwerte μ_x und μ_y für die Längs- und Querrichtung mit einer Ellipsengleichung in Polarkoordinaten berechnet werden:

$$\mu_f = \begin{cases} \frac{\mu_y}{\sqrt{1 - \varepsilon^2 \cdot \cos^2 \delta}} & \text{für } \mu_y < \mu_x \\ \frac{\mu_x}{\sqrt{1 - \varepsilon^2 \cdot \cos^2 \delta}} & \text{für } \mu_y \geq \mu_x \end{cases} \quad (59)$$

mit der numerischen Exzentrizität ε :

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{\sqrt{\mu_x^2 - \mu_y^2}}{\mu_x} & \text{für } \mu_y < \mu_x \\ \frac{\sqrt{\mu_y^2 - \mu_x^2}}{\mu_y} & \text{für } \mu_y \geq \mu_x \end{cases} \quad (60)$$

Der Kräftewinkel δ berechnet sich aus:

$$\delta = \begin{cases} \tan^{-1} \frac{F_y}{|F_x|} & \text{für } \mu_y < \mu_x \\ \tan^{-1} \frac{F_x}{|F_y|} & \text{für } \mu_y \geq \mu_x \end{cases} \quad (61)$$

4.6 Berechnung der Radmomente

Die Berechnung der Radmomente schließt sich der Kraftberechnung an. Bei bekannten Kräfteverhältnissen und Verformungen ergeben sich die Radmomente aus folgendem Kreuzprodukt:

$$\begin{bmatrix} M_r \\ M_t \\ M_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_r \\ F_a \\ F_t \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} r - f_t \\ f_y + f_a \\ f_t \end{bmatrix} \quad (62)$$

Wobei: $M_{r,t,a}$ – Moment um jeweilige Achse des gedrehten Koordinatensystems K'' ,
 r – Länge einer unverformten Speiche

Die mit Gl. (62) berechneten Momente orientieren sich an den gedrehten Koordinatensystemen K'' der Speichenelemente, deren $x''z''$ -Ebenen in der Radmittelebene liegen, vergleiche Kapitel 4.3. Analog zu den Kräften des Reifenmodells werden auch die Momente in Bezug auf das Inertialsystem K ausgegeben. Dazu werden die Momente zunächst mit Hilfe der Drehmatrix nach Gl. (30) transformiert und anschließend aufsummiert:

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^{n_E} c_{KK''} \cdot \begin{bmatrix} M_r \\ M_t \\ M_a \end{bmatrix} \quad (63)$$

Wobei: $M_{x,y,z}$ – Moment um jeweilige Achse des Inertialsystems K und n_E – Anzahl der Speichen

Das erweiterte Hohenheimer Reifenmodell berücksichtigt bei der Berechnung des Sturzmoments M_x neben dem Einfluss der Querkräfte und deren Hebelarm um die Radnabe auch die laterale Verschiebung des Angriffspunktes der Vertikalkraft.

Die longitudinale Verschiebung des Aufstandspunktes und damit der Hebelarm der Radlast rufen das Rollwiderstandsmoment hervor. Bei einem gezogenen Rad wird dieses durch die Rollwiderstandskraft kompensiert, deren Hebelarm der Abstand zwischen Radnabe und Boden ist [160]:

$$F_{RW} \cdot r_{stat} = F_Z \cdot e \quad (64)$$

Wobei: F_{RW} – Rollwiderstandskraft, r_{stat} – Abstand Radnabe-Boden und
 e – Hebelarm der Radlast

Der Rollwiderstandsbeiwert ρ setzt die Rollwiderstandskraft und die Vertikalkraft ins Verhältnis [21]:

$$\rho = \frac{F_{RW}}{F_Z} = \frac{e}{r_{stat}} \quad (65)$$

Strukturbedingt kann das Speichenmodell nur die Anteile der Rollwiderstandskraft abbilden, die durch das Walken der Reifenflanke sowie der damit verbundenen Karkassenbewegung hervorgerufen werden. Der Einfluss des Reifenprofils, der bei PKW-Reifen etwa 50% des Gesamtwiderstands ausmacht [161], des Gürtels (~8%) sowie des Reifenwulstes (~11%) gehen nicht, beziehungsweise nur bedingt mit in die Berechnung ein. Daher wird im Reifenmodell die Möglichkeit gegeben, den Rollwiderstandsbeiwert anzupassen. Nach Vorgabe eines Korrekturwertes berechnet sich das Gesamtmoment um die y-Achse für ein gezogenes Rad im stationären Fall aus:

$$M_{yges} = M_y + F_Z \cdot \rho_{kor} \cdot r_{stat} \cdot \text{sgn}(\omega) \quad (66)$$

Wobei: M_{yges} – Gesamtmoment um y-Achse, ρ_{kor} – Korrekturwert für Rollwiderstandsbeiwert

Ferhadbegović [153] schätzte den qualitativen Längs- und Querkraftverlauf sowie die Verformungen im Reifenlatsch ab, um das Rückstellmoment zu berechnen. Für fahrdynamische Betrachtungen auf ebenem Untergrund haben sich diese Annahmen als ausreichend genau und vor allem sehr effizient erwiesen. Zur Berechnung des Rückstellmoments bei geringen Geschwindigkeiten wie auch bei einem stehenden Rad oder der Überfahrt von Unebenheiten ist eine derart vereinfachte Betrachtung der Vorgänge im Reifenlatsch nicht zielführend. Mit dem erweiterten Ansatz ergeben sich hier neue Möglichkeiten, da keine Annahmen mehr über die Normal- und Scherkraftverteilung sowie die Verformungen im Reifenlatsch getrof-

fen werden müssen. Vielmehr werden diese in Abhängigkeit des Bewegungszustandes des Rades sowie des Fahrbahnprofils ausgegeben und können dann im zweiten Schritt zur Berechnung des Rückstellmoments herangezogen werden.

Der qualitative Verlauf des Rückstellmoments wird maßgeblich durch die Seitenkraftverteilung im Reifenlatsch bestimmt. Pacejka [148] erklärt dies anhand der Theorie des Bürstenmodells, **Bild 35**.

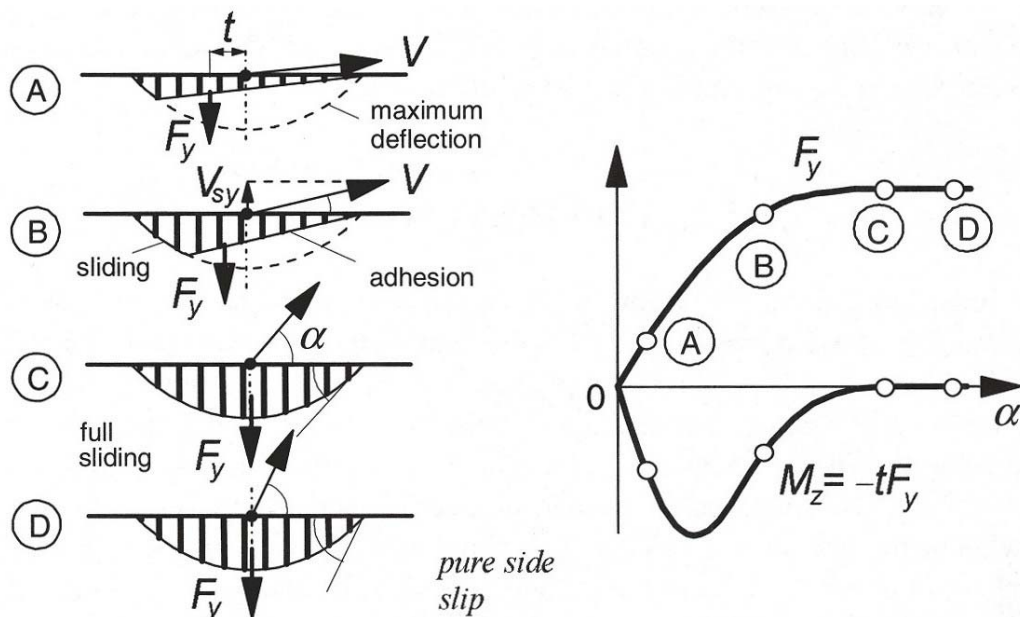


Bild 35: Entstehung und Verlauf des Rückstellmoments nach der Theorie des Bürstenmodells [148]

Die übertragbare Seitenkraft beziehungsweise die maximale Verformung ("maximum deflection") eines Bürstenelements werden durch Normalkraft und Reibbeiwert begrenzt. Bei kleinen Schräglaufwinkeln (Fall A) bauen sich die Scherkräfte im Reifenlatsch nur langsam auf. Erst kurz vor dem Auslaufen aus dem Reifenlatsch wird die Haftgrenze erreicht. Die resultierende Querkraft F_y ruft am Hebelarm t das Rückstellmoment M_z hervor, Bild 35. Mit größer werdendem Schräglaufwinkel steigt das Rückstellmoment zunächst weiter an, da die Seitenkraft zunimmt und der Hebelarm nahezu unverändert bleibt. Die Abnahme des Rückstellmoments nach dem Erreichen des Maximalwertes liegt darin begründet, dass der Hebelarm kleiner wird und dies nicht durch die Zunahme der Querkraft kompensiert wird, Fall B. Steigt der Schräglaufwinkel weiter an, nehmen Hebelarm und

Rückstellmoment kontinuierlich ab und streben schließlich gegen Null, Fall C und D. In diesem Fall ist die Seitenkraft symmetrisch im Reifenlatsch verteilt.

Nach dem Slip-Drift-Modell von Grečenko ergeben sich ähnliche Scherkraftverhältnisse im Reifenlatsch [162]. Das stationäre Modell wurde ursprünglich für die Berechnung der Längs- und Querkräfte auf weichem Untergrund erstellt, ist aber auch auf fester Fahrbahn anwendbar [159].

Bild 36 zeigt den qualitativen Verlauf der Seitenkraft und des Rückstellmoments eines Simulationslaufes in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels und stellt die Seitenkraftverteilung im Reifenlatsch für ausgewählte Betriebspunkte dar. Die Betriebspunkte sind mit der von Pacejka [148] getroffenen Auswahl vergleichbar und werden um den Punkt A* auf Höhe des maximalen Rückstellmoments ergänzt. Zugunsten einer besseren Vergleichbarkeit wurden die Vorzeichen der Seitenkraft und des Rückstellmoments in diesem Fall invertiert und so an die von Pacejka [148] verwendete Konvention angepasst.

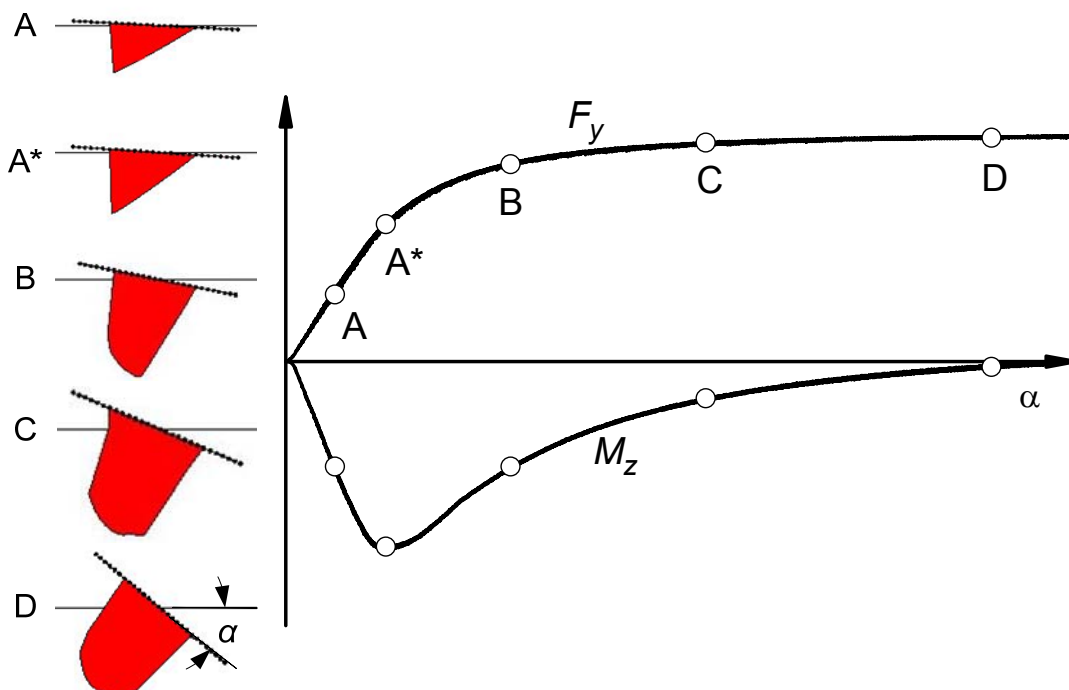


Bild 36: Qualitativer Verlauf der lateralen Scherkraftverteilung im Reifenlatsch für ausgewählte Schräglaufwinkel α sowie die daraus resultierende Seitenkraft F_y und das Rückstellmoment M_z

Das Reifenmodell bestätigt die Annahmen und Erklärungen von Pacejka [148] und kann somit auch den aus der Praxis bekannten charakteristischen Verlauf des Rückstellmoments widerspiegeln.

Die in Bild 35 und Bild 36 dargestellten qualitativen Verläufe des Rückstellmoments eines gezogenen Rades werden primär durch die im Reifenlatsch angreifenden, lateralen Scherkräfte bestimmt. Darüber hinaus ruft auch die Rollwiderstandskraft eines gezogenen Rades aufgrund der seitlichen Verschiebung des Reifenlatsches relativ zur Felge ein Rückstellmoment hervor. Diese Komponente ist dem aus den lateralen Scherkräften resultierenden Anteil entgegengesetzt. Sie steigt mit größer werdender Seitenkraft kontinuierlich an und kann zur Vorzeichenumkehr des Rückstellmoments führen. Die theoretische Betrachtung wird gestützt durch Versuchsergebnisse an PKW-Reifen, bei denen sich das Vorzeichen des Rückstellmoments unter großen Schräglaufwinkeln von 10° [163] bis 15° [148] invertieren kann. Für den Fahrer deutet sich das Erreichen des fahrdynamischen Grenzbereichs mit einem sehr schwammigen Lenkverhalten an.

Heine [164] konnte mit Hilfe seiner Versuchseinrichtung diesen Effekt auch an Ackerschlepperreifen nachweisen. Dort kam es bei Schräglaufwinkeln über 20° zu einer Vorzeichenumkehr des Rückstellmoments. An der eingesetzten und in Kapitel 3.2 vorgestellten Einzelradmesseinrichtung können nur Schräglaufwinkel bis 16° eingestellt werden. In diesem Bereich wurde kein Vorzeichenwechsel des Rückstellmoments festgestellt [43].

Mit der Einführung des axialen Feder-Dämpferelements (Kapitel 4.4.4) ist das Reifenmodell in der Lage, die Verschiebung der Kontaktelemente im Reifenlatsch relativ zur Radnabe zu beschreiben. Aufgrund des geringen Rollwiderstands ist das resultierende Moment an einem gezogenen Rad allerdings relativ gering. Dahingegen macht sich der Einfluss der Längskraft auf das Rückstellmoment eines angetriebenen oder gebremsten Rades deutlich bemerkbar.

5 PARAMETRIERUNG DES REIFENMODELLS

Die Simulationsgüte eines Reifenmodells wird maßgeblich durch die Qualität des Parametersatzes bestimmt [114]. Gleichzeitig ist die Parametrierung eine der Hauptherausforderungen bei der Anwendung von Reifenmodellen [66]. Eine einfache Parametrierung ist daher nicht nur aufgrund des geringeren zeitlichen Aufwands erstrebenswert. Auch wird die Zahl der möglichen Fehlerquellen reduziert. Bei der Erstellung des ursprünglichen Hohenheimer Reifenmodells wurde daher darauf geachtet, die Parameterzahl möglichst gering zu halten. Außerdem haben alle Parameter einen physikalischen Hintergrund und sind mit den institutseigenen Prüfständen bestimmbar [21]. Für das erweiterte Hohenheimer Reifenmodell wurden diese Eigenschaften zur Maßgabe gesetzt. So umfasst das Modell nur 17 Modellparameter und damit weniger als das ursprüngliche Hohenheimer Reifenmodell. Diese lassen sich in vier Kategorien unterteilen, **Bild 37**.

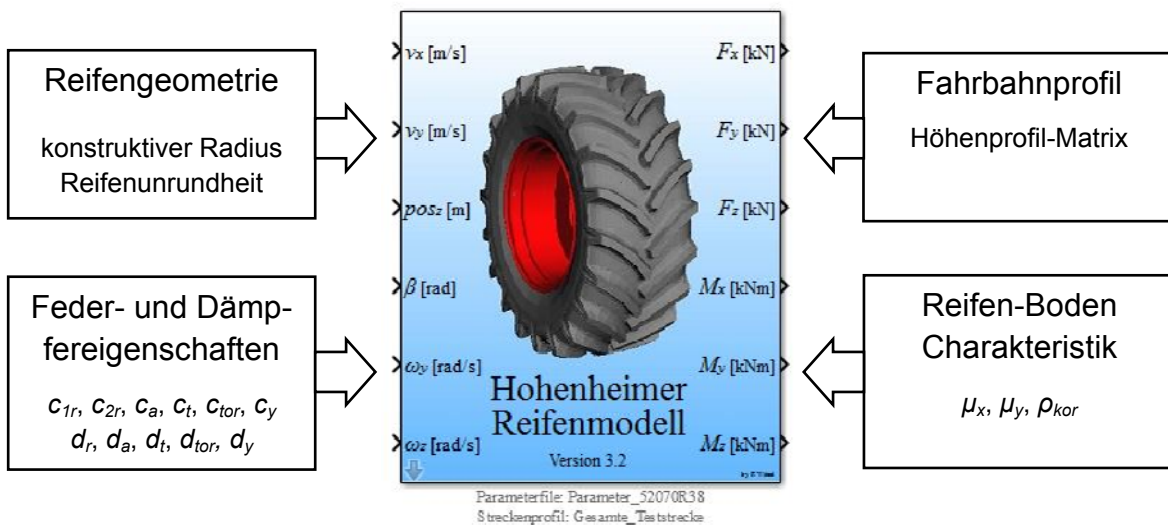


Bild 37: Modellparameter des Reifenmodells

Modellparameter und Fahrbahnprofil können über die Benutzeroberfläche geladen und modellintern gespeichert werden. Die folgenden Unterkapitel beschreiben Modellparametrierung und -ergebnisse.

5.1 Reifengeometrie

Die Reifengeometrie wird durch den konstruktiven Radius und die Reifenunrundheit beschrieben. Der konstruktive Radius kann den Herstellerangaben entnommen werden.

Im Gegensatz zum bestehenden Hohenheimer Reifenmodell handelt es sich bei dem Abrollradius um keine vorgegebene Größe. Vielmehr ergibt er sich implizit aus den geometrischen Gegebenheiten. In **Bild 38** sind unterschiedliche Radien eines Reifens der Größe 520/70 R 38 bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar dargestellt. Es werden die simulierten Abrollradien für drei statische Radlasten mit der vom Hersteller gemessenen Angabe für den Abrollradius verglichen und ins Verhältnis zum konstruktiven Radius gesetzt. Darüber hinaus sind die Simulationsergebnisse für den statischen Halbmesser angegeben. Eine vergleichbare Herstellerangabe steht nicht zur Verfügung.

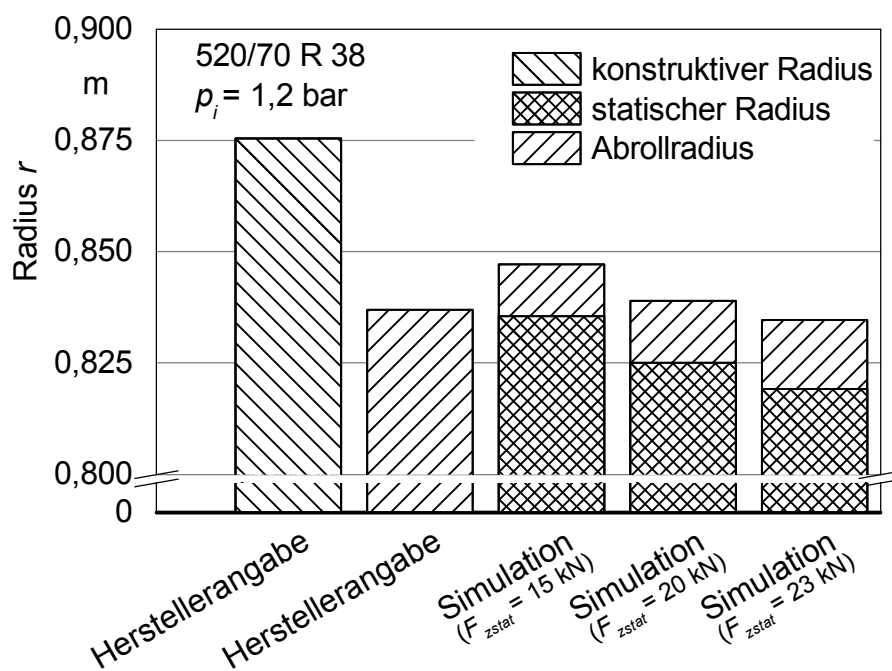


Bild 38: Gegenüberstellung unterschiedlicher Reifenradien

Die simulierten Abrollradien wurden nach der Nullschlupfdefinition von Schüring [165] beziehungsweise Steinkampf [166] erstellt. Mit steigender statischer Radlast ist eine leichte Abnahme des Abrollradius von etwa 1,5% zu verzeichnen. Dies

bestätigt die Versuchsergebnisse von Duquesne und Verschoore [167] sowie von Böhler [17]. Der simulierte Abrollradius bei einer statischen Radlast von 23 kN entspricht mit großer Genauigkeit der Herstellerangabe. Der simulierte statische Radius ist kleiner als der Abrollradius. Das von Haken [163] beschriebene und experimentell nachgewiesene Phänomen der inneren Übersetzung eines Reifens ist also mit der Simulation reproduzierbar. Auch bestätigt das Reifenmodell die Beobachtung von Duquesne und Verschoore [167], dass der Abrollradius des Reifens mit steigender Radlast weniger stark abnimmt als der statische Radius.

Die Reifenunrundheit beeinflusst maßgeblich das Fahrverhalten eines Ackerschleppers. Begünstigt durch die geringe Eigendämpfung des Reifens und durch das oftmals nur teilgefederte Fahrwerk können sich abhängig von der Fahrgeschwindigkeit Resonanzen einstellen, die sich sowohl auf die Fahrdynamik [21] als auch auf den Fahrkomfort auswirken [24]. Die Radlastschwankungen beeinflussen außerdem die laterale Kraftübertragung bei Kurvenfahrt [29]. Neben der Unrundheit können prinzipiell auch Steifigkeitsvariationen und Unwuchten Anregungen verursachen. Untersuchungen von Yeh [30] und Schulze Zumkley [23] lassen jedoch den Schluss zu, dass Steifigkeitsvariationen nur eine untergeordnete Rolle spielen. Aufgrund der geringen Raddrehzahlen von Ackerschleppern können die durch Unwuchten hervorgerufenen Trägheitskräfte ebenfalls vernachlässigt werden [30]. Die Fertigungstoleranzen von Reifen und Felge sowie die Zentrierung der Felge auf der Radnabe bestimmen die Unrundheit. Sie wird auf dem Flachbandprüfstand vermessen. Während des Versuchs werden der Drehwinkel des Rades, der Abstand zwischen Radnabe und Boden sowie die Radlast erfasst. Zur Auswertung und zum Abgleich mit den Simulationsdaten wurde eine MATLAB-Routine entwickelt.

Böhler [17] und Ferhadbegović [21] beschreiben die Reifenrundheit mit Hilfe einer Fourierreihe. Da Böhler hochfrequente Bauteilbeanspruchungen nachbilden wollte, berücksichtigte er nicht nur die für die Fahrdynamik wichtige Reifenunrundheit erster Ordnung. Darüber hinaus flossen die zweite und dritte Ordnung sowie die Stollenpaar- und Stollenanregungen in die Reihenentwicklung mit ein. Sowohl der Ansatz als auch die Auflösung der Fourierreihe werden in dieser Arbeit übernom-

men. Im Reifenmodell wird die Reifenunrundheit eingestellt, indem den Speichen unterschiedliche Längen zugeordnet werden.

Bild 39 zeigt exemplarisch das Ergebnis für einen Reifen der Größe 520/70 R 38, dessen Reifeninnendruck auf 1,2 bar eingestellt wurde. Die Bandgeschwindigkeit wurde auf 2 km/h eingeregelt. Die statische Radlast beträgt 22,7 kN.

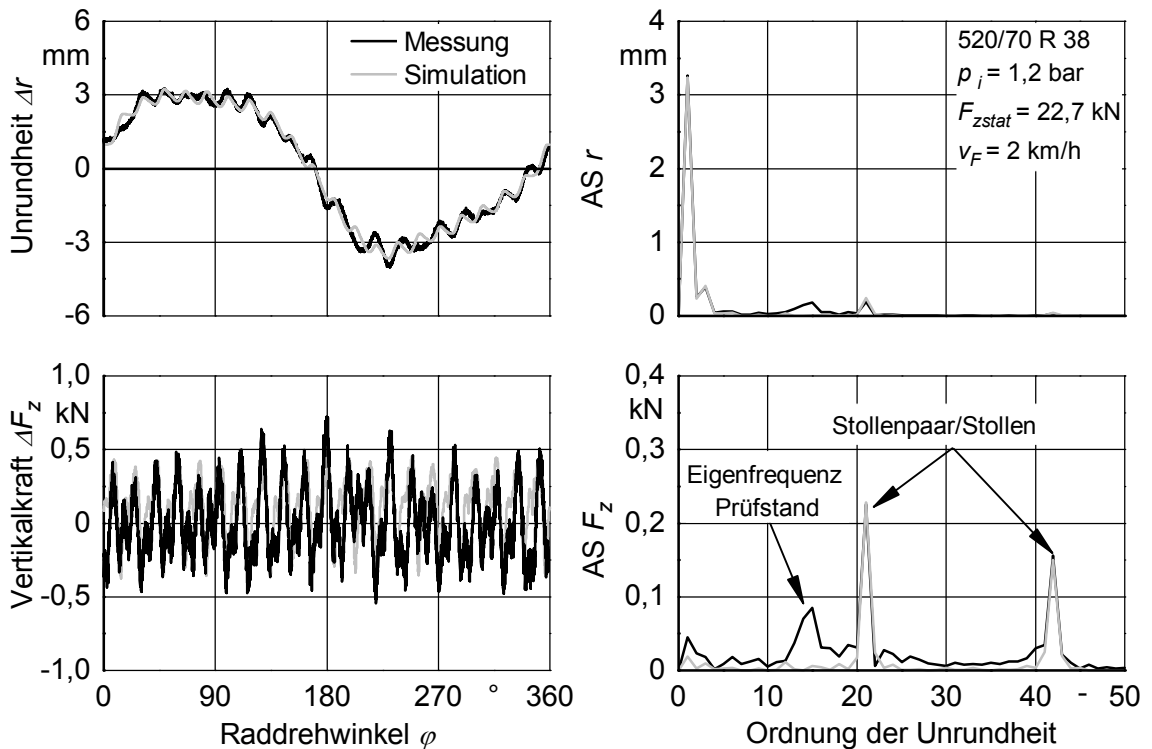


Bild 39: Geometrische Unrundheit und Radlastschwankungen

Zur Analyse der Versuchsdaten und Parametrierung des Reifenmodells werden die Daten im Frequenzbereich ausgewertet. Dazu werden die in Kapitel 3.4.2 vorgestellten Funktionsvorschriften genutzt, um das reelle Amplitudenspektrum sowie das Phasenspektrum zu berechnen. Bei diesem speziellen Anwendungsfall hat es sich für die Interpretation der Ergebnisse als hilfreich erwiesen, Amplituden- und Phasenspektrum über der Ordnung der Reifenunrundheit darzustellen. Amplituden können so leichter der Anregung der Stollen und Stollenpaare zugeordnet werden. Außerdem lassen sich die Parameter der vereinfachten Fourierreihe leichter aus-

lesen, Gl. (68). Die Umrechnung von der Frequenz f_F zur Ordnung der Reifenunrundheit n erfolgt mit der aus Gl. (26) hergeleiteten Gl. (67):

$$n = \frac{f_F \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{dyn}}{v_F} \quad (67)$$

Im Amplitudenspektrum der Unrundheit ist der Einfluss der Stollen- und Stollenpaaranregung aufgrund der geringen Amplitude und der großen Trägheit des Systems kaum zu erkennen. Die hohe Anregungsfrequenz führt allerdings dazu, dass Trägheitskräfte entstehen, die sich sehr deutlich im Amplitudenspektrum der Radlast abzeichnen. Daher wird dies bei der Parametrierung der Unrundheit als weiteres Bewertungskriterium dargestellt. Die Amplitude der Stollen und Stollenpaare wird solange angepasst, bis Versuchs- und Simulationsergebnis zufriedenstellend übereinstimmen.

Die Änderung des konstruktiven Radius Δr über dem Umfang und damit die Unrundheit berechnet sich aus [17]:

$$\Delta r = \sum_{n=1}^3 A_n \cdot \sin(n \cdot \varphi_e + \varphi_n) + \sum_{j=1}^2 A_{st,j} \cdot \sin(j \cdot n_{st} \cdot \varphi_e + \varphi_{st,j}) \quad (68)$$

Wobei: φ_e – Drehwinkel der Speiche, j – Index, $A_{st,j}$ – Amplitude Stollen und Stollenpaar, $\varphi_{st,j}$ – Phasenwinkel Stollen und Stollenpaar

Das Ergebnis der Berechnung wird im Modell in einer Lookup Table hinterlegt. Nachdem eine Speiche den Kreissektor durchlaufen hat (vergleiche Bild 25), wird ihr in Abhängigkeit des Drehwinkels eine neue Länge zugeordnet.

Der Vergleich zwischen Messung und Simulation zeigt eine gute Übereinstimmung, Bild 39. Einzig im Amplitudenspektrum der Radlast ist bei der 15. Ordnung eine sichtbare Abweichung zu erkennen. Dies ist auf das Resonanzverhalten des Flachbandprüfstands zurückzuführen. Die Eigenfrequenz des Prüfstands liegt je nach Ballastierung zwischen 1 bis 3 Hz und wird bei gegebenem Abrollradius und Fahrgeschwindigkeit durch die oben genannte Ordnung der Reifenunrundheit angeregt. Soll dieser Effekt berücksichtigt werden, kann die vereinfachte Fourierreihe

(Gl. (68)) um weitere Ordnungen ergänzt werden. Ähnlich wie bei den Untersuchungen von Kising [48] und von Holst [51] führt die Anregung der Stollenpaare zu größeren Amplituden als die Stollenanregung. Die finalen Parametrierungsergebnisse für das Hinter- und Vorderrad werden in **Tabelle 5** und **Tabelle 6** zusammengefasst:

Tabelle 5: Parameter zur Berechnung der Unrundheit (520/70 R 38; $p_i = 1.2$ bar)

Ordnung n	A_n mm	φ_n rad
1	3,32	0,29
2	0,25	3,55
3	0,47	-0,05
21 (Stollenpaar)	1,79	-0,2
42 (Stollen)	1,26	4

Tabelle 6: Parameter zur Berechnung der Unrundheit (480/70 R 24; $p_i = 1.2$ bar)

Ordnung n	A_n mm	φ_n rad
1	0,4	-0,7
2	0,35	-1
3	0,21	1,8
18 (Stollenpaar)	0,63	-2,8
36 (Stollen)	0,85	-0,1

5.2 Reifen-Boden Charakteristik

Die Scherkraftübertragung im Reifenlatsch wird mit dem Reibbeiwert beschrieben. Dieser kann für die Längs- und Querrichtung individuell definiert werden, so dass es möglich ist, den Einfluss des Reifenprofils auf die Kraftübertragung zu berücksichtigen. Der Reibbeiwert eines Reifenprofilblocks ist eine Funktion der Temperatur, der Gleitgeschwindigkeit sowie der Flächenpressung [154,168]. Für die in **Bild 40** dargestellte Materialpaarung erreicht der Reibbeiwert sein Maximum bei einer Gleitgeschwindigkeit von etwa 50 mm/s. Er fällt mit zunehmender Flächenpressung degressiv ab.

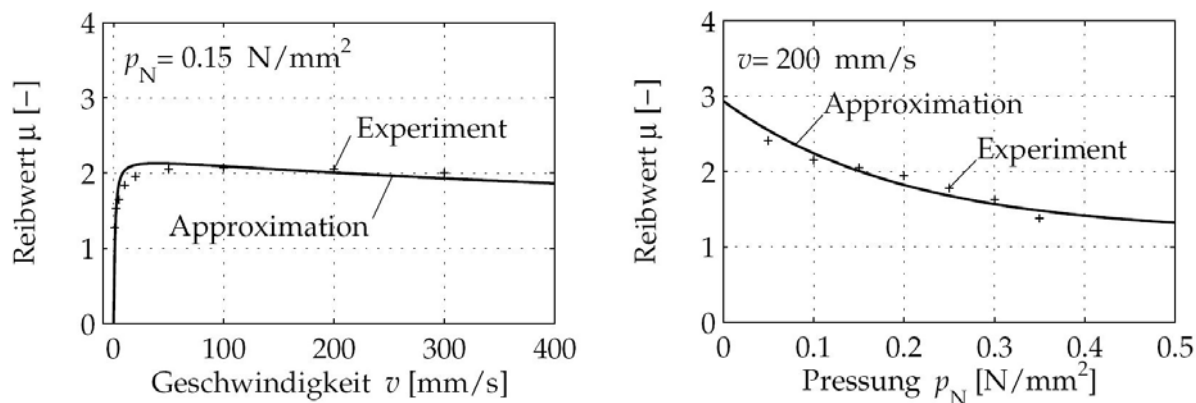


Bild 40: Reibbeiwert eines Reifenprofilblocks auf Korund 400 als Funktion der Gleitgeschwindigkeit (links) und der Flächenpressung (rechts) [154]

Die oben genannten Abhängigkeiten machen es schwierig, die Reibungsverhältnisse im Reifenlatsch und die daraus resultierenden Radkräfte mit einem physikalischen Ansatz generisch zu beschreiben [169]. In der Vergangenheit wurden daher die stationären Eigenschaften oftmals mit empirischen Gleichungen angenähert [72,170] oder als Kennfeld hinterlegt [21,87].

Die Reibbeiwerte der Kontaktelemente leiten sich von der Umfangskraftbeiwert-Schlupf Kurve sowie der Seitenkraftbeiwert-Schräglaufwinkel Kennlinie ab. Sie basieren demnach auf Kennfeldern mit einer Gültigkeit für die untersuchte Reifen-Boden-Paarung. Datengrundlage sind die von Ferhadbegović [21] erfassten Kennlinien für die Längs- und Querkraftübertragung, **Bild 41** und **Bild 42**. Sie wurden mit der Einzelradmesseinrichtung bei einer Fahrgeschwindigkeit von 2 km/h erfasst.

Da der Triebkraftbeiwert mit steigender Radlast nur leicht abnimmt [29], wurde dieser Effekt von Ferhadbegović [21] vernachlässigt und die Kennlinie nur für eine Radlast von 20 kN aufgenommen. Der Parametrierungsaufwand konnte so reduziert werden, ohne die Genauigkeit des Modells entscheidend zu beeinträchtigen.

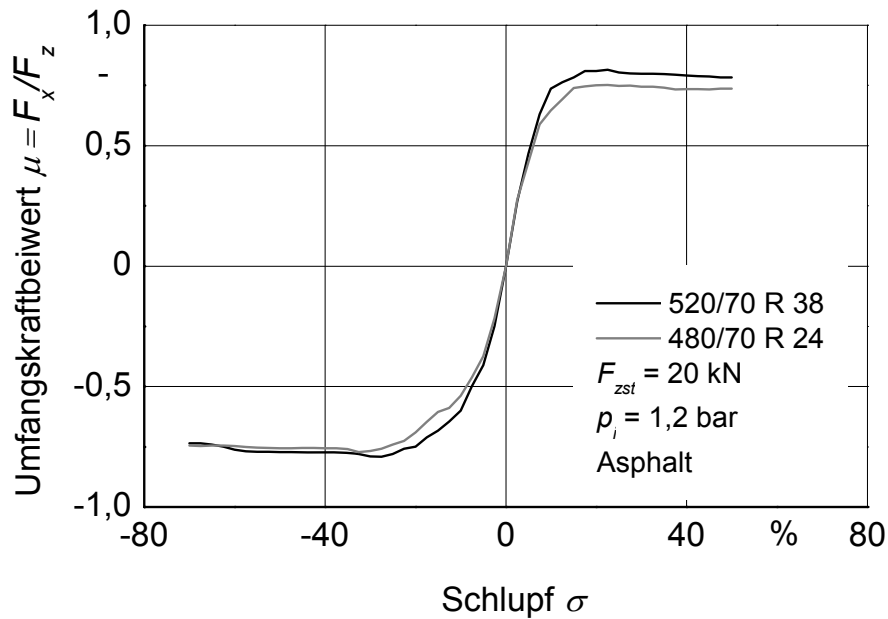


Bild 41: Umfangskraftbeiwerte der verwendeten Testreifen auf Asphalt [21]

Der Seitenkraftbeiwert wird an einem quasistationär gelenkten Rad gemessen. Analog zu den Ergebnissen von Barrelmeyer [43] stellte Ferhadbegović [21] eine deutliche Abnahme des Seitenkraftbeiwertes mit steigender Radlast fest. Der Seitenkraftbeiwert wurde daher für zwei Radlasten gemessen, **Bild 42**. Für dazwischenliegende Radlasten wird der Seitenkraftbeiwert durch Interpolation angenähert.

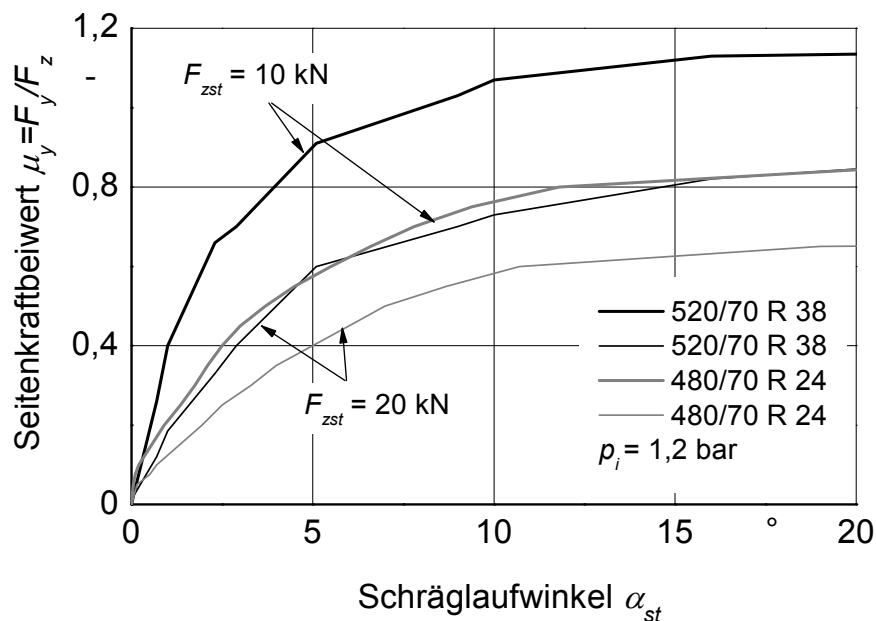


Bild 42: Seitenkraftbeiwert als Funktion des Schräglaufwinkels auf Asphalt [21]

Der Reibbeiwert in Querrichtung wird bei gegebener Radlast als konstant angenommen. Während der Parametrierung des Reifenmodells hat sich gezeigt, dass diese vereinfachte Annahme bei der Berechnung der Längskräfte nicht zielführend ist. Hier muss die Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibbeiwertes berücksichtigt werden. Der in **Bild 43** dargestellte Verlauf wurde von dem Umfangskraftbeiwert des Reifens der Größe 520/70 R 38 bei einer Radlast von 20 kN und einem Reifeninnendruck von 1,2 bar abgeleitet, vergleiche Bild 41.

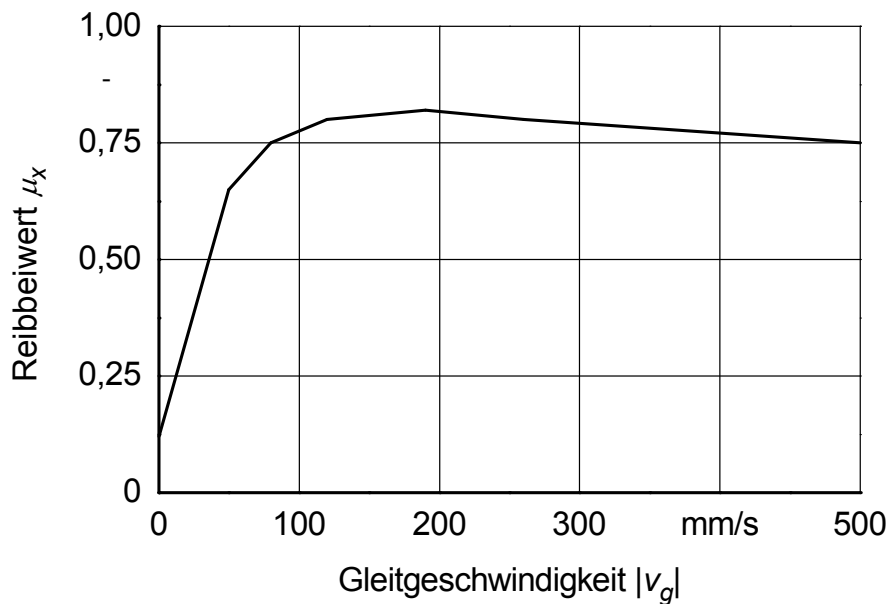


Bild 43: Reibbeiwert in Längsrichtung über der Gleitgeschwindigkeit auf Asphalt

Der qualitative Verlauf ähnelt der von Moldenhauer [154] experimentell ermittelten und mathematisch approximierten Charakteristik, vergleiche Bild 40. Der maximale Reibbeiwert wird allerdings erst bei einer Gleitgeschwindigkeit von 200 mm/s erreicht. Auch liegt der maximale Reibbeiwert deutlich unter dem auf der rauen Korundoberfläche. Die Umfangskraftbeiwerte der untersuchten Reifen weichen nur geringfügig voneinander ab, Bild 41. Daher wurde die in Bild 43 dargestellte Charakteristik auch für den zweiten Testreifen der Größe 480/70 R 24 übernommen.

Auch Grečenko berücksichtigt in seinem Slip-Drift-Modell die Gleitgeschwindigkeitsabhängigkeit des Reibbeiwertes und nähert diese analytisch an [159]. Sein Ansatz und die von Moldenhauer [154] verwendete Arkustangensfunktion haben ge-

mein, dass der Reibbeiwert bei einer Gleitgeschwindigkeit von $v_g = 0$ m/s Null beträgt. Ein Anhalten ist somit nicht möglich.

5.3 Radiale Kraffelemente

Die Ausrichtung der Voigt-Kelvin-Elemente des ursprünglichen Hohenheimer Reifenmodells [21] orientiert sich an dem in der DIN ISO 8855 [143] eingeführten "radfestem Koordinatensystem". Die dynamischen Vertikal-, Längs,- und Querkrafteigenschaften des Modells werden so durch jeweils ein Kraffelement eindeutig beschrieben. Bei der radialen, tangentialen und axialen Orientierung der Kraffelemente des erweiterten Hohenheimer Reifenmodells ist diese Zuordnung weniger offensichtlich, vergleiche Bild 25. Untersuchungen im Rahmen der Parametrierung haben jedoch gezeigt, dass die Längs- und Quereigenschaften primär durch die tangentialen beziehungsweise axialen Voigt-Kelvin-Elemente beeinflusst werden. Die radial angeordneten Kraffelemente bestimmen maßgeblich das vertikale Schwingungsverhalten. Zu deren Parametrierung bieten sich demzufolge Ausschwingversuche mit dem Flachbandprüfstand an. Die Eigenschaften der interradialen Federn treten bei lokalen Verformungen, wie sie typischerweise bei Überfahrt von kurzweiligen Hindernissen auftreten, in den Vordergrund. Dieses lässt sich mit Hilfe der Schluckrate charakterisieren, die ebenfalls auf dem Flachbandprüfstand untersucht wurde. In den folgenden Unterkapiteln wird näher auf Versuchsdurchführung und -auswertung der Ausschwinguntersuchungen sowie der Bestimmung der Schluckrate eingegangen.

5.3.1 Ausschwingversuche

Das Vertikalkraftverhalten eines Ackerschlepperreifens ist bei gegebenem Reifeninnendruck abhängig von Radlast und Fahrgeschwindigkeit [34,39,48]. Der instituteigene Flachbandprüfstand wird genutzt, um die genannten Abhängigkeiten zu untersuchen. Aus den Versuchen leiten sich die Feder- und Dämpferkennwerte der radial angeordneten Voigt-Kelvin-Elemente ab.

Die von Langenbeck [39] eingeführte Methodik wurde mehrfach angewandt und beschrieben [21,23,44]. An dieser Stelle wird daher nur ein kurzer Überblick zur Durchführung und Auswertung der Ausschwingversuche gegeben.

Vor Versuchsbeginn wird der Reifen auf die gewünschte Geschwindigkeit beschleunigt. Der Abstand zwischen Radnabe und Boden wird dabei so eingestellt, dass das Rad den Boden nur leicht berührt. Der Ausschwingvorgang wird durch Betätigung des Ausklinkmechanismus initiiert. Dabei werden neben der Radlast der Abstand zwischen Radnabe und Boden sowie der Raddrehwinkel erfasst. Grundlage der Parameteridentifikation ist der Kraft-Einfederungs-Verlauf einer Schwingungshysterese, **Bild 44**.

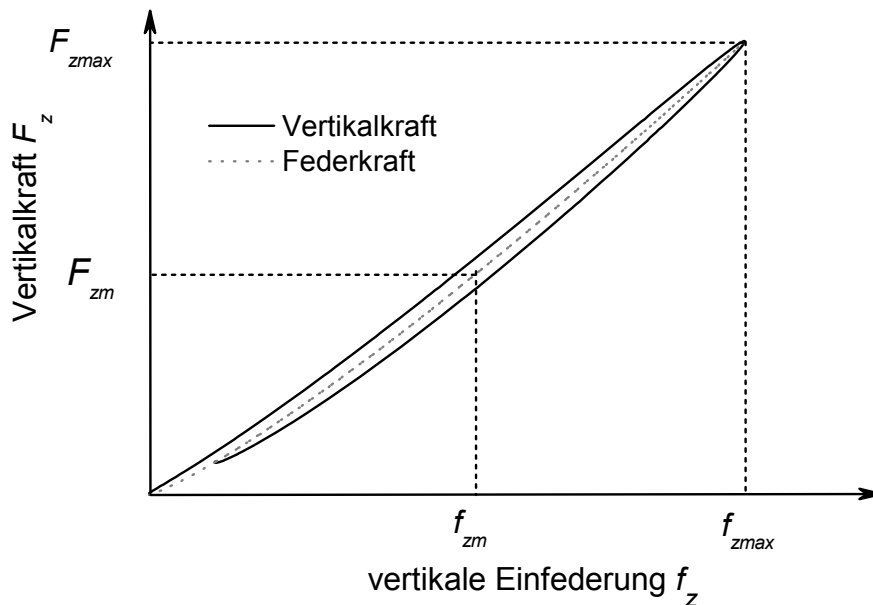


Bild 44: Schwingungshysterese zur Bestimmung der Federsteifigkeiten

In den im Diagramm hervorgehobenen Punkten – der mittleren Einfederung f_{zm} bei Ruhelage sowie der maximalen Einfederung f_{zmax} – wird die Verformungsgeschwindigkeit und demzufolge auch die Dämpferkraft zu null. Sie eignen sich daher zur Bestimmung der Federsteifigkeiten. Nach dem von Langenbeck [39] eingeführten Zusammenhang gilt für die beiden Federkräfte F_{zm} und F_{zmax} nach Gl. (32):

$$F_{zm} = c_{1z} \cdot f_{zm}^{c_{2z}} \quad (69)$$

$$F_{z\max} = c_{1z} \cdot f_{z\max}^{c_{2z}} \quad (70)$$

Die Federsteifigkeiten c_{1z} und c_{2z} lassen sich nach Umformungen wie folgt bestimmen:

$$c_{2z} = \frac{\ln(F_{z\max}/F_{zm})}{\ln(f_{z\max}/f_{zm})} \quad (71)$$

$$c_{1z} = \frac{F_{z\max}}{f_{z\max}^{c_{2z}}} \quad (72)$$

Nach Bestimmung der Federsteifigkeiten stellt sich der Verlauf der Federkraft wie in Bild 44 gezeigt dar.

Aufgrund der in Kapitel 4.4.1 erörterten geometrischen Nichtlinearität des erweiterten Hohenheimer Reifenmodells können die so bestimmten Federsteifigkeiten c_{1z} und c_{2z} nicht direkt in äquivalente radiale Federsteifigkeiten umgerechnet werden. Vielmehr wird mit Hilfe einer MATLAB-Routine der Kraft-Einfederungs-Verlauf des Reifenmodells aufgenommen und analog zu dem oben beschriebenen Vorgehen die resultierenden Federsteifigkeiten c_{1z} und c_{2z} bestimmt. Die radialen Federsteifigkeiten c_{1r} und c_{2r} werden mit der Routine iterativ so lange angepasst, bis das simulierte Vertikalkraftverhalten dem gemessenen entspricht.

Die Breite der in Bild 44 dargestellten Hystereseschleife ist ein Maß für die dissipierte Energie und folglich die Dämpfung. Aufgrund der durch die Reifenunrundheit bedingten Eigenanregung des Prüfstands ist es jedoch schwierig, daraus den Dämpfungsbeiwert zuverlässig abzuleiten. Schulze Zumkley [23] verglich in seiner Arbeit die Verfahren von Böhler [17] und Ferhadbegović [21] miteinander. Bei der nichtlinearen Regression nach Böhler geht zwar die Unrundheit des Reifens mit in die Berechnung ein. Das Eigenschwingverhalten des Prüfstands findet allerdings keine Beachtung, was zur Berechnung negativer Dämpfungsbeiwerte im Resonanzfall führen kann. Daher wird in [23] wie auch in dieser Arbeit die Methode von Ferhadbegović bevorzugt, bei der die Prüfstandsdynamik mit Hilfe des in

Kapitel 3.1.2 beschriebenen MKS-Modells des Flachbandprüfstands abgebildet wird. Nachdem die Federsteifigkeiten und die Unrundheit des Reifens bestimmt wurden, wird der Ausschwingvorgang simuliert. Dabei wird der Dämpfungsbeiwert als einzige unbekannte Größe iterativ so lange angepasst, bis Simulations- und Versuchsergebnis zufriedenstellend übereinstimmen.

Die verwendeten Testreifen wurden schon von Ferhadbegović [21] parametriert und zur Validierung des Hohenheimer Reifenmodells genutzt. Brinkmann untersuchte ihr hochfrequentes Schwingungsverhalten [24]. Die erstellten Parametersätze beschreiben das Reifenverhalten umfassend, sind jedoch circa fünf Jahre vor Projektbeginn erstellt worden.

Lines und Murphy untersuchten den Einfluss des Reifenalters auf Federsteifigkeits- und Dämpfungsbeiwerte. Eine lineare Regression, die auf Grundlage der Versuchsdaten durchgeführt wurde, prognostiziert einen Zuwachs der Federsteifigkeit von 5,6 kN/m pro Jahr [57]. Dies entspricht bei den von ihm eingesetzten Testreifen einer Erhöhung von etwa 5%. Der Dämpfungsbeiwert eines vier Jahre alten Reifens war im Vergleich zu dem eines baugleichen, ein Jahr alten Reifens mehr als doppelt so groß [58]. Die Untersuchung weiterer Reifen bestätigt diesen Trend, obgleich hier aufgrund der unterschiedlichen Verschleißzustände keine generellen Aussagen getroffen werden konnten. Das Reifenalter wirkt sich laut den Untersuchungen von Lines auf die Federsteifigkeit und den Dämpfungsbeiwert eines rollenden Reifens weniger stark aus.

Um die Gültigkeit der von Ferhadbegović [21] erstellten Parametersätze zu überprüfen, wurden Ausschwingversuche auf dem Flachbandprüfstand durchgeführt. Die Versuchsergebnisse und damit auch die daraus abgeleiteten Federsteifigkeiten und Dämpferbeiwerte unterscheiden sich nur im Rahmen der allgemeinen Messungenauigkeiten von den ursprünglichen Werten des untersuchten Testreifens, **Bild 45**. Auf eine Überprüfung der Längs- und Quereigenschaften wurde daraufhin verzichtet.

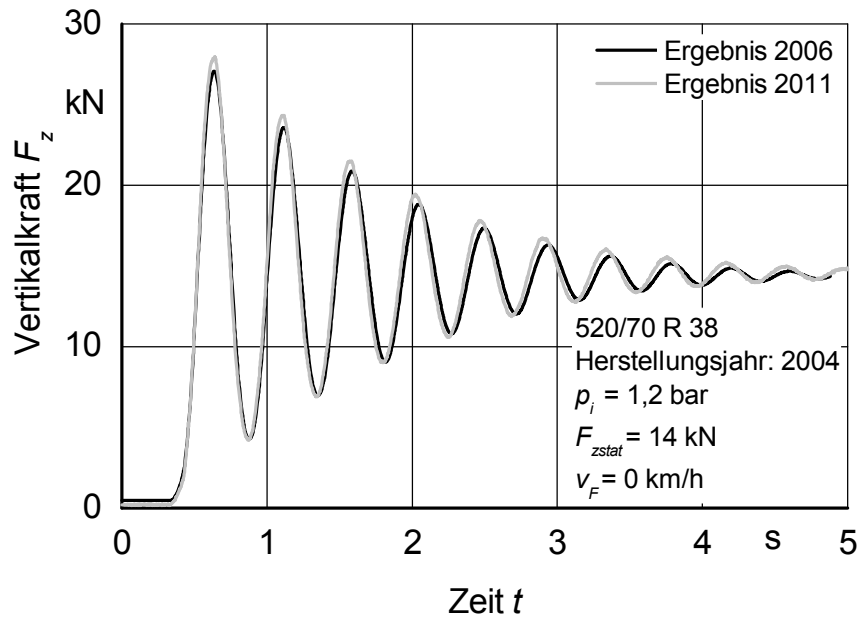


Bild 45: Vergleich zweier Ausschwingversuche eines um fünf Jahre gealterten Testreifens

Die Gründe für die im Vergleich zu Lines und Murphy [57,58] deutlich abweichenden Schlussfolgerungen sind schwer zu eruieren, da keine Angaben zu den Lagerungsbedingungen gemacht wurden. Die in dieser Arbeit verwendeten Testreifen waren meist in einer Halle untergebracht. Unabhängig davon verbessern spezielle Additive die Ozonbeständigkeit moderner Reifen und stellen so gleichbleibende Eigenschaften über einen langen Zeitraum sicher.

In der Vergangenheit wurden die vertikalen Federsteifigkeiten und Dämpfungsbeiwerte für den gesamten Geschwindigkeitsbereich mit einer Auflösung von 5 bis 10 km/h bestimmt [21,23,44,48]. Plesser [44] und Lines [57] schlussfolgerten, dass oberhalb von 10 km/h die Federsteifigkeit nahezu konstant ist. Dies gilt auch für die Parametersätze der verwendeten Testreifen [21]. Die Geschwindigkeitsabhängigkeit des Dämpfungsbeiwertes ist differenzierter zu betrachten. Obgleich im unteren Geschwindigkeitsbereich die größte Abnahme festzustellen ist, nimmt der Dämpfungsbeiwert bis zur maximalen Geschwindigkeit kontinuierlich ab.

Zugunsten eines deutlich reduzierten Parametrierungsaufwands wurden Federsteifigkeiten und Dämpfungsbeiwerte nur bis zu einer Geschwindigkeit von

20 km/h ermittelt. Für fahrdynamische Untersuchungen kann es sich anbieten, die Dämpfungsbeiwerte für höhere Fahrgeschwindigkeiten zu bestimmen.

In **Bild 46** sind die ermittelten radialen Federsteifigkeiten der beiden Testreifen dargestellt. Das Hinterrad des Versuchsschleppers der Größe 520/70 R 38 wurde für zwei Reifennendrucke und Radlasten parametriert. Zum Vergleich, und um die Validität des Reifenmodells für unterschiedliche Reifengrößen nachzuweisen, wurde der Reifen der Größe 480/70 R 24, das Vorderrad des Versuchsschleppers, untersucht.

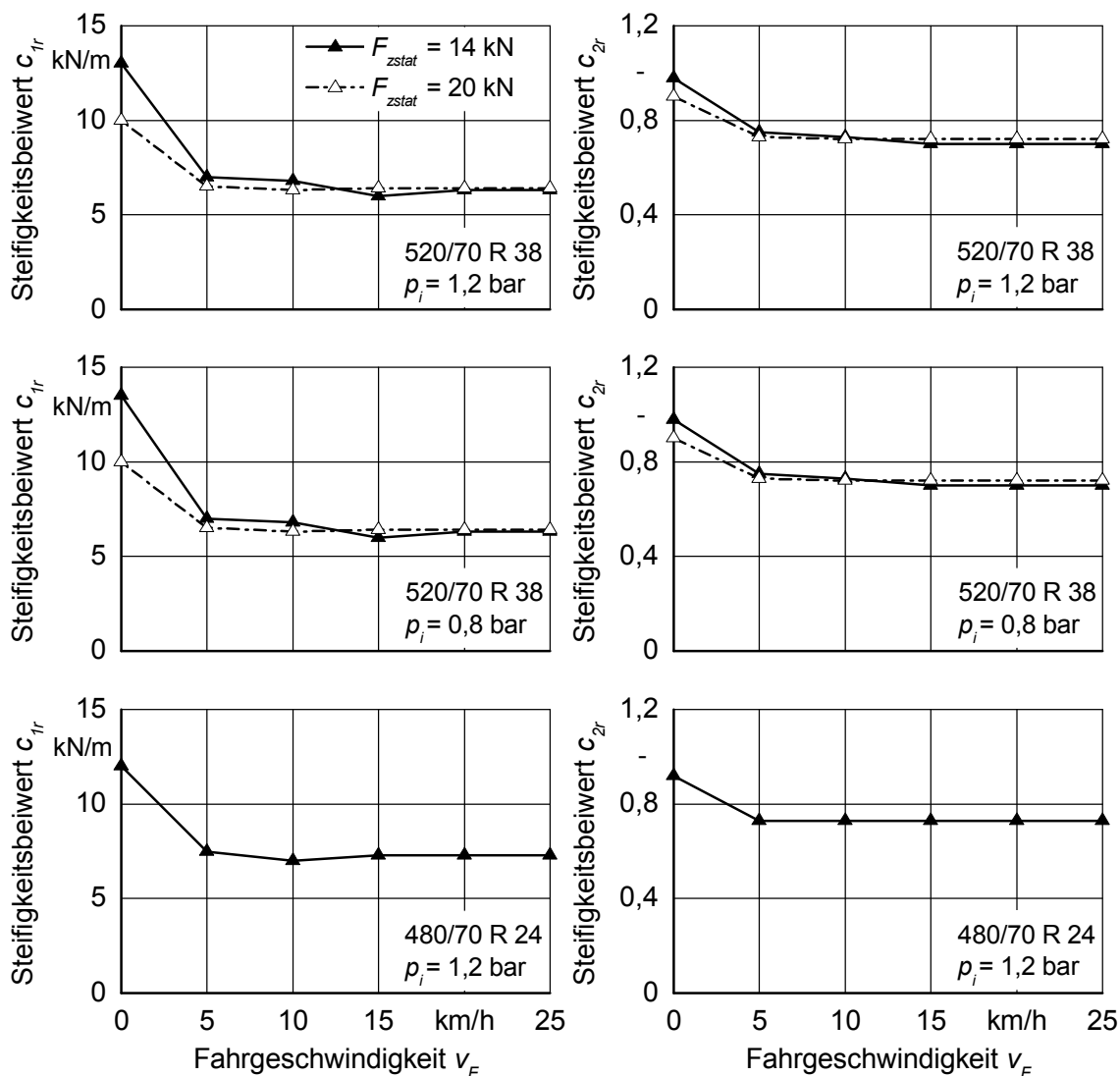


Bild 46: Radiale Federsteifigkeiten der Testreifen

Analog dazu wurden die Dämpfungsbeiwerte bestimmt, **Bild 47**.

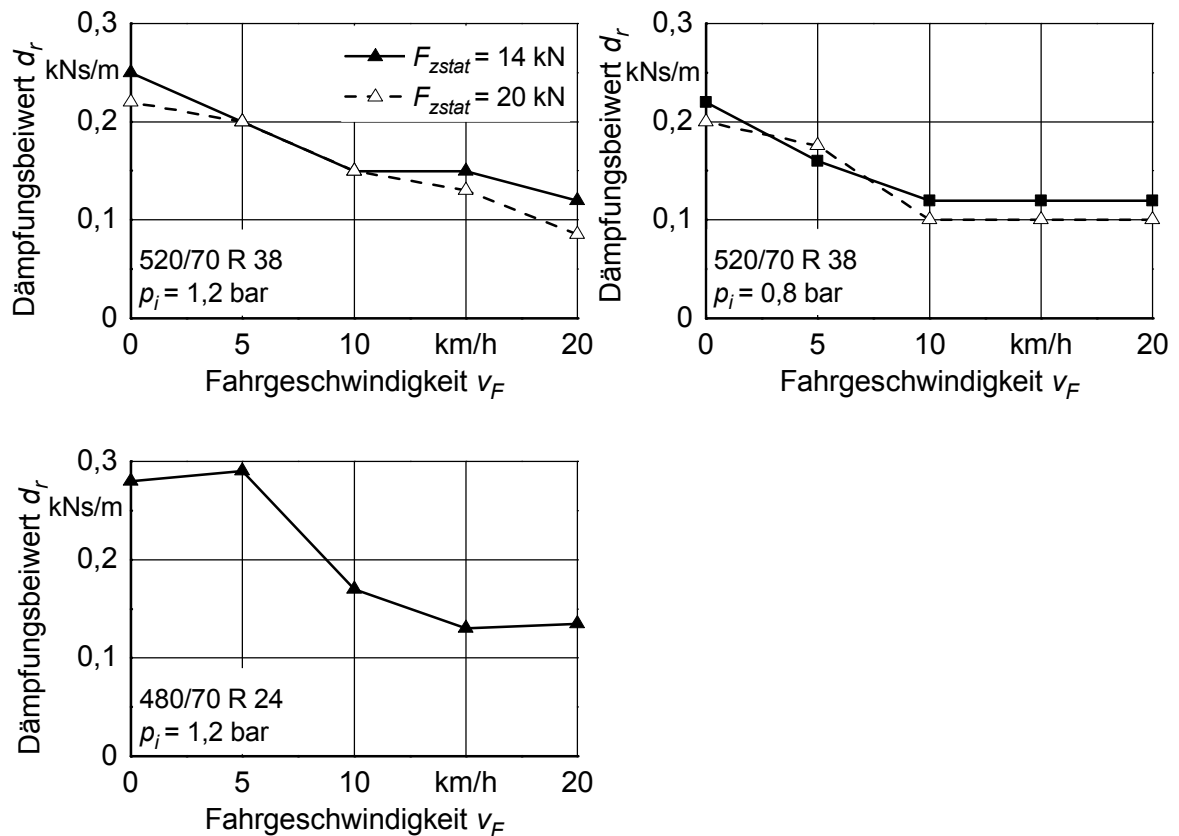


Bild 47: Radiale Dämpfungsbeiwerte der Testreifen

5.3.2 Schluckrate

Mit der Schluckrate lassen sich die Filtereigenschaften eines Reifens bei der Überfahrt von diskreten Hindernissen beschreiben und Rückschlüsse auf die Festigkeit der Reifenflanke und des Reifengürtels ziehen [48]. Nach Senger [171] berechnet sich die Schluckrate ζ_v aus:

$$\zeta_v = \frac{\text{Hindernishöhe} - \text{Achsanhebung}}{\text{Hindernishöhe}} \cdot 100\% \quad (73)$$

Die Schluckrate ist bei gegebener Hindernisform abhängig vom Last-Druck-Faktor des Reifens (Gl. (1)) sowie der Fahrgeschwindigkeit [51], siehe auch Bild 1.

Die Überfahrt kurzweiliger Hindernisse verursacht lokal sehr große Verformungen. In der Simulation bestimmen dabei die interradianalen Federn das Überrollverhalten

und damit die Schluckrate maßgeblich. Der Abgleich zwischen gemessener und simulierter Schluckrate hat sich daher als geeignetes Mittel erwiesen, diese zu parametrieren. Da auf dem Flachbandprüfstand keine Hindernisse fixiert werden können, wurde die Schluckrate durch Absetzen des Rades auf dem Hindernis bestimmt. Die Länge der verwendeten Hindernisse beträgt 80, 130, 180 und 230 mm bei einer konstanten Höhe von 100 mm. Die Radlast wurde in vier Schritten von 15 auf 25 kN erhöht. Radlast und Achsanhebung lassen sich mit der Messtechnik des Flachbandprüfstands genau erfassen.

In **Bild 48** werden die Simulationsergebnisse mit der linearen beziehungsweise nichtlinearen interradiellen Federkennlinie den Messergebnissen gegenübergestellt. Das Beispiel zeigt die Ergebnisse, die mit dem Testreifen der Größe 520/70 R 38 mit einem Reifeninnendruck von 1,2 bar auf zwei Hindernislängen erzielt wurden.

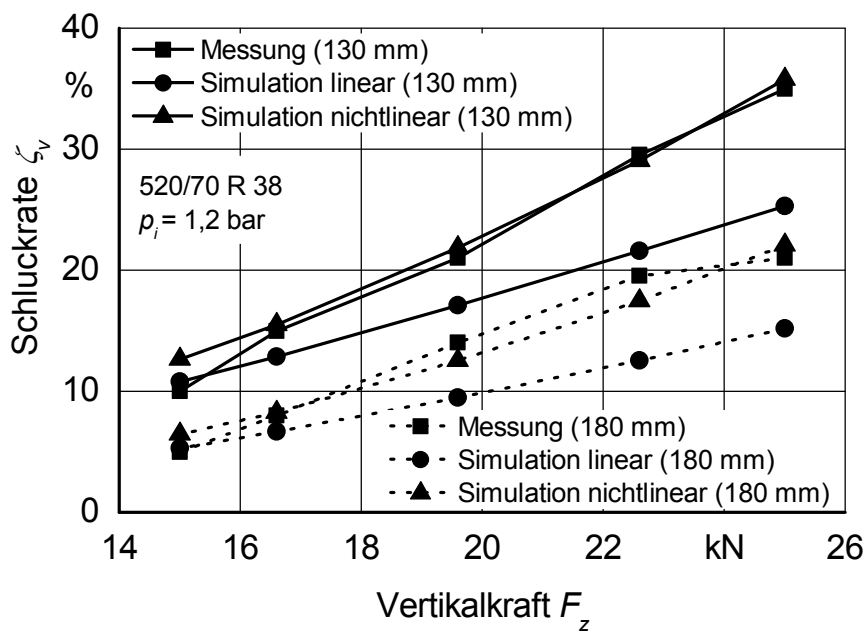


Bild 48: Schluckrate als Funktion der Radlast für zwei Hindernisformen

Die Schluckrate des linearen Ansatzes ist bei steigender Radlast zunehmend geringer als der gemessene Wert. Das Reifenmodell weist folglich bei großen Verformungen eine höhere Steifigkeit auf als der Versuchsreifen. Mit Einführung des

in Kapitel 4.4.1 (Gl. (35)) beschriebenen degressiven Ansatzes konnte die Übereinstimmung mit den gemessenen Werten deutlich verbessert werden.

Die Schluckrate wurde an unterschiedlichen Stellen des Ackerschlepperreifenprofils bestimmt. Außerdem wurden Referenzmessungen an mehreren Positionen des Reifenumfangs durchgeführt. Selbst bei dem kurzen, 80 mm langen Hindernis konnten keine Abhängigkeiten festgestellt werden. Schlussfolgernd werden die interradiellen Steifigkeitsbeiwerte als konstant angenommen.

Tabelle 7 fasst die Ergebnisse der Parametrierung zusammen.

Tabelle 7: Interradielle Steifigkeiten der Versuchsreifen

	520/70 R 38 $p_i = 1,2 \text{ bar}$	520/70 R 38 $p_i = 0,8 \text{ bar}$	480/70 R 24 $p_i = 1,2 \text{ bar}$
c_{1ir} kN/m	500	540	450
c_{2ir} kN/m ²	6000	12000	12000

5.4 Tangentiale Kraffelemente sowie Torsionsfeder und -dämpfer

Die tangential angeordneten Kraffelemente bestimmen maßgeblich den qualitativen Verlauf sowie die Symmetrieeigenschaften der Triebkraftbeiwert-Schlupf-Kurve. Den Effekt unterschiedlicher Federsteifigkeiten verdeutlicht **Bild 49** am Beispiel des Reifens der Größe 520/70 R 38. Die Torsionsfeder-Dämpfer-Einheit wurde für diese Simulationsläufe deaktiviert. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt 2 km/h. Um den Einfluss der Parametervariationen zu diskutieren, wurden die Simulationen mit einem konstanten, gleitgeschwindigkeitsunabhängigen Reibbeiwert von $\mu_x = 0,8$ durchgeführt. Die Kennlinien wurden mit einer Schlupfgeschwindigkeit von 2%/s erstellt.

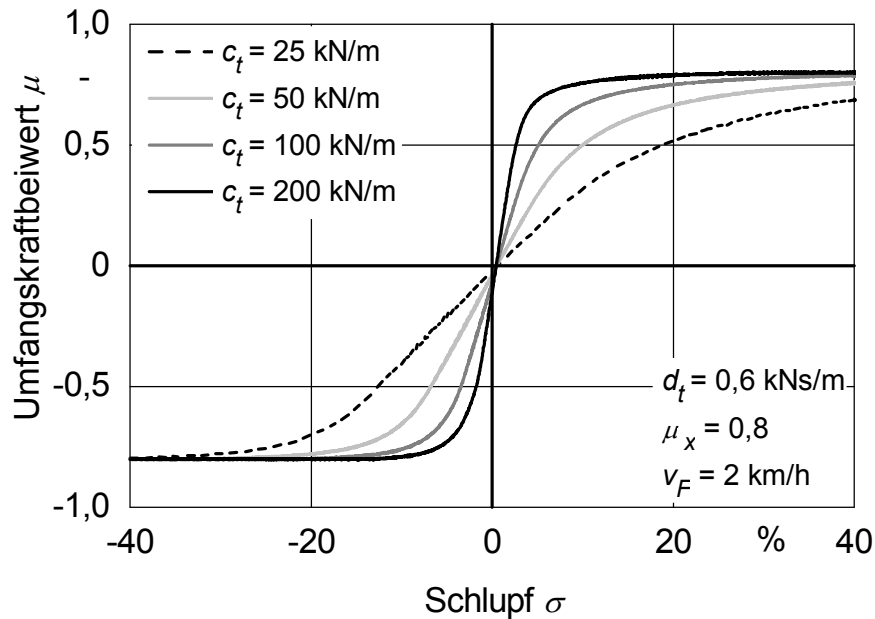


Bild 49: Einfluss verschiedener tangentialer Steifigkeiten auf den Verlauf der Umfangskraftbeiwert-Schlupf Kurve

Die tangentielle Steifigkeit beeinflusst sowohl den quantitativen als auch den qualitativen Verlauf des Umfangskraftbeiwertes. Dieser flacht mit geringer werdender Steifigkeit immer weiter ab. Gleichzeitig unterscheidet sich der Verlauf des gebremsten Rades zunehmend von dem des angetriebenen. Beide Beobachtungen sind auf die Scherkraftverteilung im Reifenlatsch zurückzuführen und lassen sich anhand von ihr erklären, **Tabelle 8**.

Unter dem Einfluss des Antriebsmoments beziehungsweise der Längskräfte vergrößert sich der Hebelarm der Radlast am angetriebenen Rad. Eine hohe tangentielle Federsteifigkeit führt dazu, dass sich die Scherkraft schnell aufbaut und die Haftschlussgrenze im Bereich der maximalen Normalkraft erreicht wird – die übertragenen Längskräfte sind entsprechend hoch. Eine geringe Federsteifigkeit hat zur Folge, dass die Haftschlussgrenze erst im hinteren Teil des Reifenlatsches im Bereich geringerer Normalkräfte erreicht wird. In diesem Fall ist tendenziell eher die Federkraft der begrenzende Faktor als der Reibschluss zwischen Kontaktelement und Fahrbahn – es gibt eine große Diskrepanz zwischen den tatsächlichen und den maximal übertragbaren Scherkräften.

Anders verhält es sich bei einem gebremsten Rad. Der Hebelarm der Radlast verkleinert sich und wird unter Umständen negativ. Obgleich sich auch in diesem Fall die Längskraft bei geringer Federsteifigkeit nur langsam aufbaut, ist die Differenz zwischen der tatsächlichen und der maximal übertragbaren Scherkraft eines Kontaktelements geringer. Somit ist auch der Unterschied zwischen zwei Kennlinien mit unterschiedlicher Federsteifigkeit kleiner.

Tabelle 8: Normal- und Scherkraftverteilung im Reifenlatsch eines angetriebenen und gebremsten Rades für verschiedene tangentielle Federsteifigkeiten

	Tangentielle Steifigkeit $c_t = 25 \text{ kN/m}$		Tangentielle Steifigkeit $c_t = 200 \text{ kN/m}$	
	Gebremstes Rad ($\sigma = -15\%$)	Angetriebenes Rad ($\sigma = 15\%$)	Gebremstes Rad ($\sigma = -15\%$)	Angetriebenes Rad ($\sigma = 15\%$)
Normalkraftverlauf				
Scherkraftverlauf				

Es kann also festgehalten werden, dass die tangentielle Federsteifigkeit zusammen mit dem Reibbeiwert das stationäre Längskraftübertragungsverhalten prägt und dabei auch die Symmetrieeigenschaften des Kurvenverlaufs entscheidend beeinflusst. Eine asymmetrische Charakteristik entspricht nur sehr bedingt dem

realen Reifenverhalten. Zwar können sich die Stollen eines Ackerschlepperreifens ähnlich wie die tangentialen Kraftelemente des Reifenmodells unabhängig voneinander bewegen und daher prinzipiell ähnliche Effekte hervorrufen. Dieser Einfluss ist allerdings zu gering, als dass er sich bei den vergangenen Messungen bemerkbar gemacht hätte. Die tangentielle Federsteifigkeit wird daher auf einen hohen Wert von 200 kN/m festgesetzt. Ausschlaggebend hierfür ist eine zufriedenstellende Symmetrie des Umfangskraftbeiwertes und damit ein vergleichbarer Verlauf von gebremstem und angetriebenem Rad. Da diese Maßgabe unabhängig vom Versuchsreifen gilt, wird der Wert als konstant angenommen und auch für den Reifen der Größe 480/70 R 24 verwandt.

Der tangentielle Dämpfungsbeiwert hat kaum einen Einfluss auf das Kraftübertragungsverhalten. Allerdings wird das Reifenmodell bei zu geringen Werten numerisch instabil. Mit einem Dämpfungsbeiwert von $d_t = 0,6$ kNs/m können diese Effekte zuverlässig vermieden werden. Analog zu der tangentialen Federsteifigkeit wird auch dieser Wert unabhängig vom Testreifen festgelegt.

Die in Tabelle 8 dargestellten qualitativen Verläufe der Normalkraftverteilung eines gebremsten beziehungsweise angetriebenen Rades entsprechen dem von Kutzbach et al. in [160] beschriebenen Verhalten. Gleiches gilt für den Normalkraftverlauf eines gezogenen Rades, **Bild 50**. Frühere Überlegungen von Plesser [86] bezüglich des qualitativen Scherkraftverlaufs im Reifenlatsch eines gezogenen Rades können ebenfalls bestätigt werden.

Die hohe tangentielle Federsteifigkeit beschreibt das transiente Längskraftverhalten weicher Ackerschlepperreifen nicht zufriedenstellend [151]. Plesser [44] führte das instationäre Längskraftverhalten auf die Verformung der Reifenflanken zurück. Im Reifenmodell wird dies mit einem weiteren rotatorischen Freiheitsgrad der Radialelemente relativ zur y-Achse der Radnabe berücksichtigt, siehe Bild 25. Zur Parametrierung der Torsionsfeder werden Versuche mit der Einzelradmesseinrichtung durchgeführt, bei denen das Rad möglichst schnell beschleunigt wird. Da die Schlupfdefinition nur für quasistationäre Versuche gültig ist, erscheint die dabei auftretende Verformung als Schlupf [21]. Im Vergleich zur stationären Triebkraft-

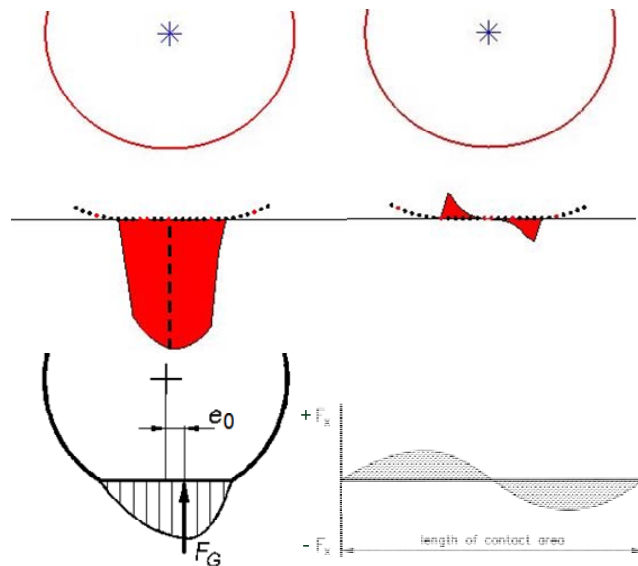


Bild 50: Simulierte (oben) und angenommene Normal- [160] und Scherkraftverteilung nach [86] im Reifenlatsch eines gezogenen Rades.

Schlupf-Kurve baut sich die Längskraft mit deutlicher Verzögerung auf. Das Nach-eilen der Triebkraft ist ein Maß für die Längssteifigkeit des Reifens.

Aus **Bild 51** wird der Einfluss unterschiedlicher Torsionssteifigkeiten auf das Längskraftübertragungsverhalten ersichtlich.

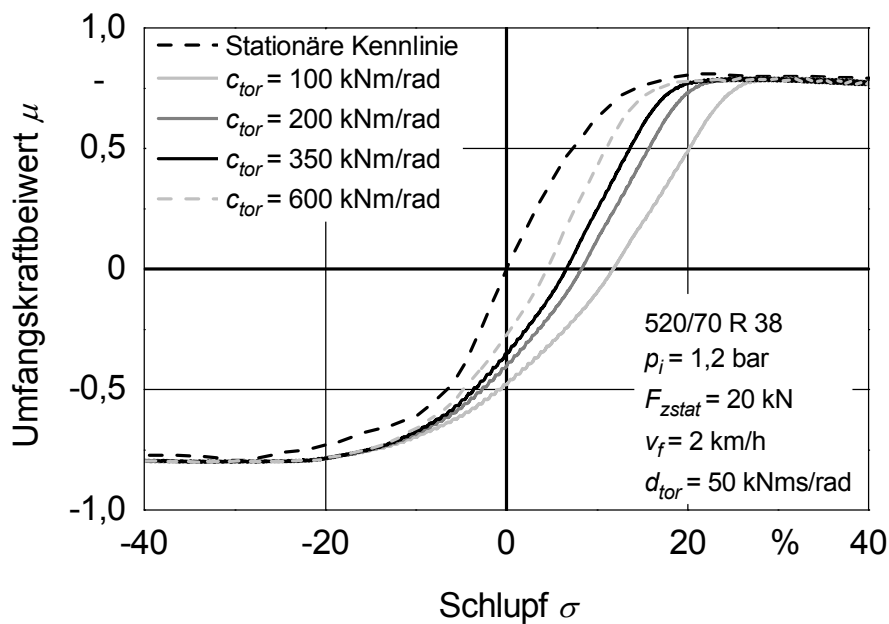


Bild 51: Einfluss verschiedener Torsionssteifigkeiten auf den transienten Längskraftverlauf bei einer Schlupfgeschwindigkeit von 12%/s

Der Kurvenverlauf flacht mit abnehmender Torsionssteifigkeit ab. Durch Vergleiche mit entsprechenden Versuchsergebnissen wird die Torsionssteifigkeit iterativ so lange angepasst, bis die Simulation eine zufriedenstellende Übereinstimmung aufweist. Die Torsionssteifigkeit beträgt bei beiden Versuchsreifen $c_{tor} = 350 \text{ kNm/rad}$.

Die Verformungsgeschwindigkeit des Reifens ist bei den Versuchen mit der Einzelradmesseinrichtung nicht hoch genug, um die Reifendämpfung in Längsrichtung bestimmen zu können. Diese Eigenschaften müssen geschätzt werden [21]. Für beide Versuchsreifen wird ein Wert von $d_{tor} = 50 \text{ kNms/rad}$ angenommen.

5.5 Axiale Feder- und Dämpferelemente

Die axial ausgerichteten Voigt-Kelvin-Elemente der Speichen bestimmen zusammen mit dem Reibbeiwert μ_y und der Quersteifigkeit des Reifens das Seitenkraftübertragungsverhalten des Modells. Die stationäre Querkraftcharakteristik wird über die axialen Federn der Speichen eingestellt. Gleichzeitig wird hiermit der Verlauf des Rückstellmoments definiert. **Bild 52** veranschaulicht den Einfluss unterschiedlicher axialer Federsteifigkeiten auf die Seitenkraft sowie das Rückstellmoment.

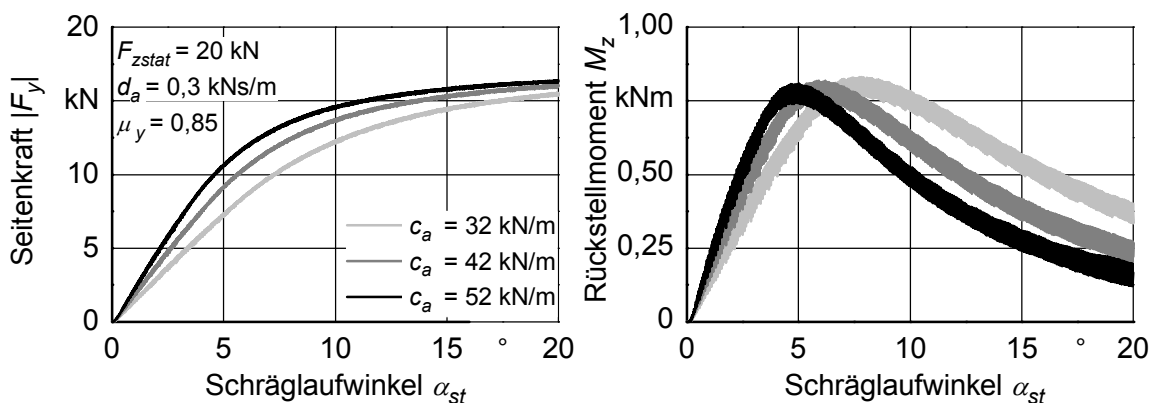


Bild 52: Einfluss unterschiedlicher axialer Steifigkeiten auf den Seitenkraft- und Rückstellmomentverlauf eines gezogenen Rades bei einer Schräglaufrate von $0,5^\circ/\text{s}$

Die Kontaktelemente eines unter Schräglaufl abrollenden Rades befinden sich nach dem Eintritt in den Reifenlatsch zunächst im Haftzustand. Der Kraftaufbau

wird in diesem Fall mit dem in Gl. (56) beschriebenen kinematischen Zusammenhang berechnet. Der in der Steifigkeitsmatrix enthaltene axiale Steifigkeitsbeiwert c_a beeinflusst dabei maßgeblich, wie schnell sich die Seitenkraft eines Speichenelements im Reifenlatsch aufbaut und die Haftschlussgrenze erreicht wird. Daher stellen sich mit ansteigender Federsteifigkeit schon bei kleinen Schräglaufwinkeln größere Seitenkräfte ein, Bild 52. Mit steigendem Schräglaufwinkel wird der Haftbereich immer kleiner. Da dies unabhängig von dem Steifigkeitskoeffizienten gilt, nähern sich die Seitenkraftverläufe immer weiter an und würden bei einem Schräglaufwinkel von 90° einander entsprechen.

Bereits in Kapitel 4.6 wurde die Beziehung zwischen der Seitenkraftverteilung im Reifenlatsch und dem daraus resultierenden Rückstellmoment erläutert. Die qualitativen Verläufe der in Bild 52 dargestellten Rückstellmomente lassen sich auf die gleichen Zusammenhänge zurückführen. Das frühere Erreichen des maximalen Rückstellmoments ist mit dem schnelleren Anstieg der Seitenkräfte bei hohen Federsteifigkeiten assoziiert. Danach wandert der effektive Angriffspunkt der Seitenkraft immer näher Richtung Radnabe. Das Moment wird kleiner, da die Seitenkraft nur noch leicht zunimmt. Bei einem Schräglaufwinkel von 90° wird das Rückstellmoment unabhängig von der axialen Federsteifigkeit zu Null.

Der axiale Dämpfungsbeiwert d_a hat keinen nennenswerten Einfluss auf den Seitenkraft- oder Rückstellmomentverlauf. Analog zum tangentialen Dämpfungsbeiwert (Kapitel 5.4) wurde er so eingestellt, dass die numerische Stabilität des Modells gewährleistet ist. Unabhängig vom Testreifen wurde ein Wert von $0,6 \text{ kNs/m}$ gewählt.

Aus der Parametervariation lässt sich schlussfolgern, dass sich der qualitative Seitenkraft- und Rückstellmomentverlauf bei einer quasistationären Verstellung des Schräglaufwinkels durch die axiale Federsteifigkeit der Speichenelemente einstellen lässt. Das Maximum der genannten Größen wird durch den Seitenkraftbeiwert begrenzt. Die Federsteifigkeit des Hinterreifens beträgt $c_a = 42 \text{ kN/m}$ bei einem Reifeninnendruck von $1,2 \text{ bar}$ und einer statischen Radlast von 20 kN . In diesem Betriebspunkt beträgt der laterale Reibbeiwert $\mu_y = 0,87$.

Mit den axialen Federn der Speichenelemente kann das transiente Seitenkraftverhalten der weichen Versuchsreifen nicht ausreichend genau abgebildet werden. Daher wurde ein weiteres Voigt-Kelvin-Element eingefügt, das eine Verschiebung der Speichenelemente in Querrichtung erlaubt, vergleiche Kapitel 4.1. Bei der Parametrierung wird analog zur Bestimmung der transienten Längskrafteigenschaften vorgegangen. Nach einer schnellen Verstellung des Schräglaufwinkels ist die Verzögerung des Seitenkraftaufbaus ein Maß für Quersteifigkeit. Der gemessene Schräglaufwinkel wird dem Reifenmodell vorgegeben und die Quersteifigkeit c_y so lange angepasst, bis das Simulationsergebnis eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit der Messung aufweist. Den Einfluss unterschiedlicher Quersteifigkeiten auf den transienten Kraftaufbau verdeutlicht **Bild 53** am Beispiel des Testreifens der Größe 520/70 R 38.

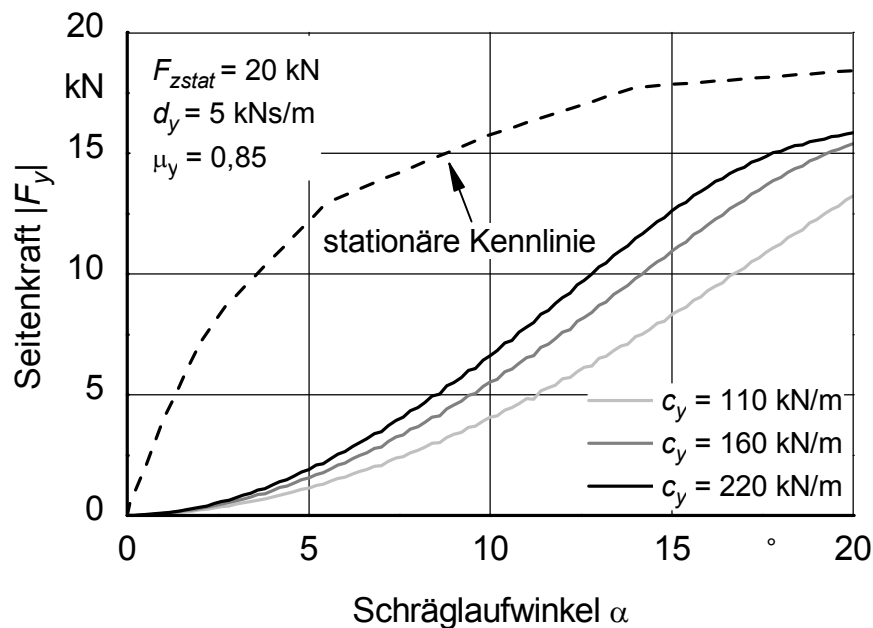


Bild 53: Transienter Seitenkraftaufbau mit unterschiedlichen Quersteifigkeiten und einer Schräglaufwinkelrate von $10^\circ/\text{s}$

Die Quersteifigkeit des Hinterreifens (520/70 R 38) beträgt 160 kN/m, die des Vorderreifens (480/70 R 24) 180 kN/m. Der Schräglaufwinkel kann an der Einzelradmesseinrichtung mit maximal $10^\circ/\text{s}$ verstellt werden. Die sich dabei einstellenden Deformationsgeschwindigkeiten sind zu gering, als dass Rückschlüsse auf die lateralen Dämpfungseigenschaften eines Reifens gezogen werden könnten [21]. Daher muss der laterale Dämpfungsbeiwert geschätzt werden. Für beide Versuchsreifen wird ein Wert von $d_y = 5 \text{ kNs/m}$ angenommen.

6 VALIDIERUNG DES REIFENMODELLS

Das Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE) unterscheidet bei der Softwareentwicklung zwischen einem Verifizierungs- und einem Validierungsprozess [172]. Demnach wird in der Verifizierungsphase überprüft, ob (Teil-) Modelle das erwartete Verhalten aufweisen. Bei der abschließenden Validierung wird das Modellverhalten mit dem Anforderungsprofil verglichen, das zu Projektbeginn definiert wurde.

Verifizierung und Validierung sind feste Bestandteile des nach dem V-Modell gestalteten Entwicklungsprozesses, Bild 9. Das Reifenmodell setzt sich aus mehreren Teilmodellen zusammen, die erst nach erfolgreicher Verifizierung in das Hauptmodell integriert wurden. Auf die einzelnen Modelleinheiten und deren Verifizierung wird an dieser Stelle nicht näher eingegangen. Allerdings soll die prinzipielle Vorgehensweise am Beispiel des Stick-Slip-Kontakts verdeutlicht werden.

Die Modellierung und Verifizierung des Stick-Slip-Kontakts untergliedert sich in drei Schritte. Zunächst wurde in Simulink ein eindimensionaler Reibkontakt erstellt. Modellaufbau und Parameter orientieren sich an den Vorgaben in der Dissertation von Moldenhauer [154], so dass das Modell anhand seiner Ergebnisse verifiziert werden konnte. Im zweiten Schritt wurde das Stick-Slip-Modell zu einem ebenen, zweidimensionalen Ansatz erweitert. Die Verifizierung erfolgte in diesem Fall mit Hilfe eines SIMPACK-Modells unter Verwendung des dort vordefinierten Reibkontakts (Kraftelement 100: non-linear friction). Innerhalb einer Co-Simulation werden Simulink- und SIMPACK-Modell beliebige Eingangsgrößen vorgegeben und anschließend die Ergebnisse miteinander verglichen. Vor der Integration in das Reifenmodell wurde im letzten Schritt das Verhalten einer Speiche verifiziert. Der in Simulink beziehungsweise SIMPACK dargestellte Reibkontakt wurde dazu um die radialen, axialen und tangentialen Kraftelemente eines Speichenelements ergänzt. Nach Vorgabe der rotatorischen und translatorischen Speichenbewegung erfolgte die Verifizierung analog zu Schritt zwei durch Vergleich der berechneten Kräfte. In den folgenden Kapiteln werden die Validierungsergebnisse zusammengefasst. Der Abgleich erfolgt zunächst anhand der Versuchsergebnisse von

Flachbandprüfstand und Einzelradmesseinrichtung. Die im Vergleich zum Gesamtfahrzeug deutlich geringere Anzahl an Freiheitsgraden der Versuchseinrichtungen erleichtert die Modellierung und grenzt die Anzahl der möglichen Fehlerquellen ein. Die Validierung des Gesamtfahrzeugs bei Hindernisüberfahrt schließt sich der Validierung des Einzelrades an.

6.1 Validierung auf ebener Fahrstrecke

Zur Validierung des Reifenmodells auf ebener Fahrbahn in Längs- und Querrichtung wurde auf Versuchsdaten zurückgegriffen, die von Brinkmann und Ferhadbegović mit der Einzelradmesseinrichtung auf Asphalt erhoben wurden und teilweise bereits veröffentlicht sind [21,88,89]. Die Struktur der folgenden Unterkapitel ist mit dem von Ferhadbegović [21] gewählten Aufbau vergleichbar. Das Modellverhalten wird am Beispiel des Hinterrads der Größe 520/70 R 38 bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar validiert.

6.1.1 Validierung des Vertikalkraftverhaltens

Der Abgleich zwischen gemessenem und simuliertem Vertikalkraftverhalten erfolgt mit Hilfe des Flachbandprüfstands und dessen MKS-Modells, vergleiche Kapitel 3.1. **Bild 54** zeigt exemplarisch das Validierungsergebnis des Hinterreifens bei einer Geschwindigkeit von 25 km/h und einer Radlast von 14 kN.

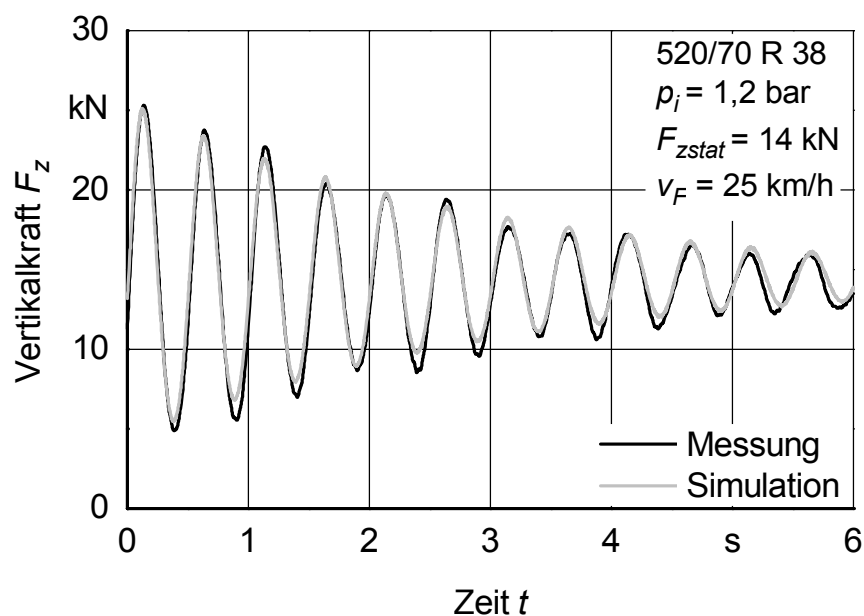


Bild 54: Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Ausschwingverhalten

6.1.2 Validierung der Längskraftübertragung ohne Schräglauf

Das stationäre Längskraftübertragungsverhalten eines Reifens wird mit der Umfangskraftbeiwert-Schlupf Kurve beschrieben. Diese wird mit Hilfe der Einzelradmesseinrichtung bestimmt. Der Kurvenverlauf lässt sich im Rahmen der Parametrierung über den Reibbeiwert des Stick-Slip-Kontakts und die tangentielle Federsteifigkeit einstellen, vergleiche Kapitel 5.2 und 5.4. Dies ist eines der Unterscheidungsmerkmale zu dem von Ferhadbegović [21] entwickelten Modell, bei dem die Umfangskraftbeiwert-Schlupf Kurve als Kennlinie im Modell hinterlegt wird und demnach als Modellparameter zu verstehen ist.

In **Bild 55** sind gemessener und simulierter Verlauf der Umfangskraftbeiwert-Schlupf Kurve dargestellt. Sie weisen ein hohes Maß an Übereinstimmung auf.

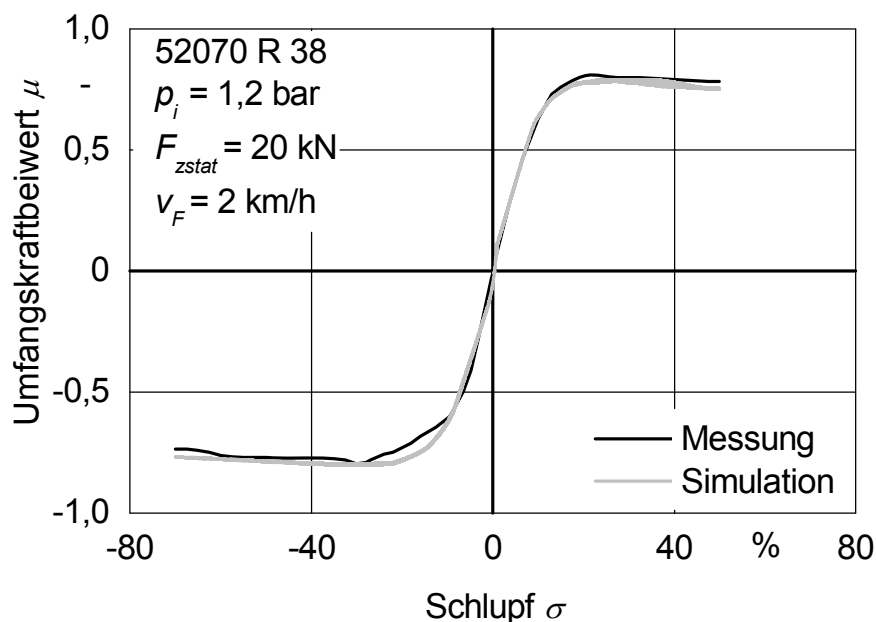


Bild 55: Validierung der stationären Längskraftübertragung auf Asphalt

Zur Bearbeitung fahrdynamischer Fragestellung muss das Reifenmodell in der Lage sein, das transiente Längskraftverhalten des Reifens widerzuspiegeln. In der Vergangenheit wurde dies empirisch mit Hilfe der Relaxationslänge dargesellt [173]. Dieser Ansatz beschreibt das dynamische Reifenverhalten bei hohen Schlupfwerten allerdings nur unzureichend und kann bei überlagerten

Schlupfzuständen numerisch instabil werden [77]. Pacejka und Besselink [77] erweiterten daher die stationäre Magic Formula um je ein Voigt-Kelvin-Element in Längs- und Querrichtung, was prinzipiell auch dem Aufbau des bisherigen Hohenheimer Reifenmodells entspricht [21]. Der erweiterte Ansatz stellt das längsdynamische Verhalten mit Hilfe einer Torsionsfeder dar, mit der sich die Verdrehung des Reifengürtels relativ zur Felge beschreiben lässt, Kapitel 4.4.3.

Zur Untersuchung des transienten Längskraftverhaltens wurden Messungen mit der Einzelradmesseinrichtung durchgeführt, bei denen der Schlupf innerhalb von fünf Sekunden von -75 auf +65% erhöht wurde. Die Einstellung eines gleichmäßigen Schlupfanstieges erweist sich dabei aufgrund der Prüfstandsdynamik als schwierig, **Bild 56**. Um diese Effekte in der Simulation mit berücksichtigen und einen sinnvollen Vergleich anstellen zu können, werden dem Reifenmodell die gemessene Radabengeschwindigkeit sowie die Winkelgeschwindigkeit des Rades als Eingangsgrößen vorgegeben.

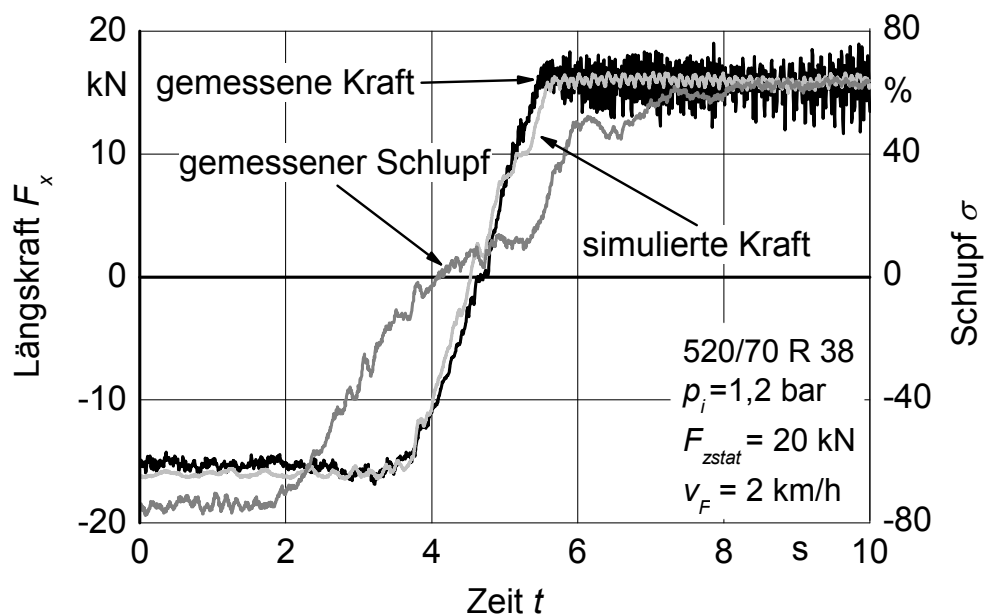


Bild 56: Validierung der transienten Längskraftübertragung

Der Vergleich zwischen der gemessenen und der simulierten Längskraft zeigt eine gute Übereinstimmung. Die Längskraft baut sich nur verzögert zum Schlupf auf, was besonders deutlich bei einem Schlupfwert von $\sigma = 0\%$ zu beobachten ist.

Während hingegen bei quasistationären Schlupfänderungen an dieser Stelle auch die Längskraft zu null wird, liegt sie in diesem Fall mit $F_x = -10$ kN noch eindeutig im negativen Bereich. Dies ist auf die verwendete Nullschlupfdefinition nach Schüring [165] beziehungsweise Steinkampf [166] zurückzuführen. Sie gilt nur für quasistationäre Untersuchungen, bei denen die elastische Verformungsänderung des Reifens und der damit assoziierte Deformationsschlupf vernachlässigt werden können. In diesem Fall kann bei bekanntem Abrollradius und gemessener Winkelgeschwindigkeit der Radnabe direkt auf Gleitgeschwindigkeit und damit den Gleitschlupf geschlussfolgert werden [174].

Die hochfrequenten Längskraftschwankungen bei positivem Schlupf sind auf die Interaktion der Reifenstollen mit dem Untergrund zurückzuführen. Unter negativem Schlupf durchlaufen die Stollen weniger schnell den Reifenlatsch. Dadurch nehmen die Anregungsfrequenz und somit auch die Amplitude der Trägheitskräfte ab. Prinzipiell sind diese Effekte auch bei dem Modellverhalten zu beobachten, obgleich sie weniger stark ausgeprägt sind.

6.1.3 Validierung der Seitenkraftübertragung am gezogenen Rad

Analog zur Umfangskraft-Schlupfkurve wird auch der stationäre Zusammenhang zwischen Schräglaufwinkel und Seitenkraft dem Modell nicht als Kennlinie vorgegeben, sondern durch den lateralen Reibbeiwert und die axialen Eigenschaften der Speichenelemente definiert. Die Seitenkraftübertragung wurde mit der Einzelradmesseinrichtung untersucht. Zum Abgleich zwischen Messungen und Simulation werden dem Reifenmodell die Fahrgeschwindigkeit und die mit dem gemessenen Schräglaufwinkel korrespondierende Quergeschwindigkeit als Eingangsgröße vorgegeben. Etwaige Unregelmäßigkeiten im Verlauf des Schräglaufwinkels können so berücksichtigt werden. **Bild 57** zeigt das quasistationäre Verhalten des Versuchsreifens.

Gemessener und simulierter Verlauf stimmen in hohem Maße überein. Die sichtbaren Abweichungen bei einem Schräglaufwinkel von etwa 12° werden auf Bahneinflüsse zurückgeführt.

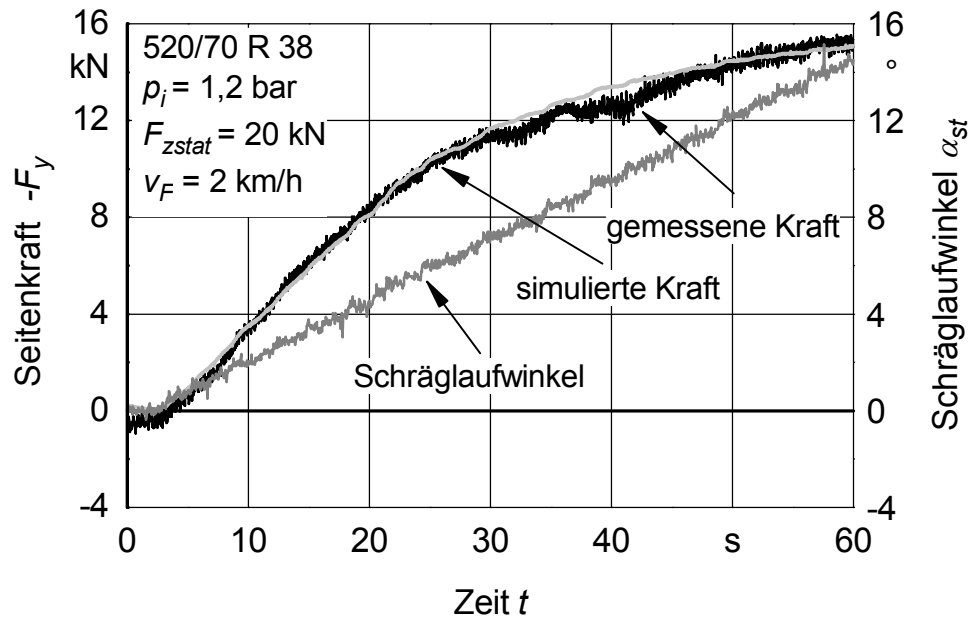


Bild 57: Stationäre Seitenkraftübertragung eines gezogenen Rades mit einer Schräglaufwinkelrate von circa $0,25^\circ/\text{s}$

Zur Validierung des transienten Seitenkraftübertragungsverhaltens eines gezogenen Rades wurden an der Einzelradmesseinrichtung bei einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von 2 km/h Schräglaufwinkelraten von 5 und $10^\circ/\text{s}$ eingestellt, **Bild 58**.

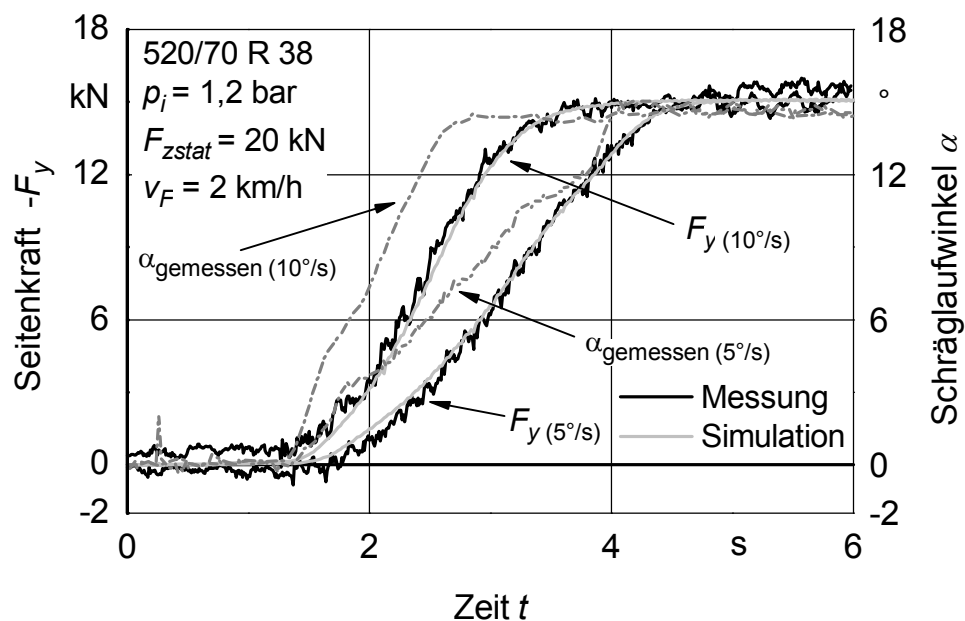


Bild 58: Transientes Seitenkraftverhalten eines gezogenen Rades mit Schräglaufwinkelraten von 5 und $10^\circ/\text{s}$

Das Reifenmodell kann das Messergebnis mit großer Genauigkeit widerspiegeln. Messergebnis und Simulation zeigen mit ansteigender Schräglaufwinkelrate einen zunehmend verzögerten Anstieg des Seitenkraftaufbaus. Dies verdeutlicht **Bild 59**, in dem die gemessenen und simulierten Seitenkräfte von Bild 57 und Bild 58 über dem Schräglaufwinkel dargestellt sind.

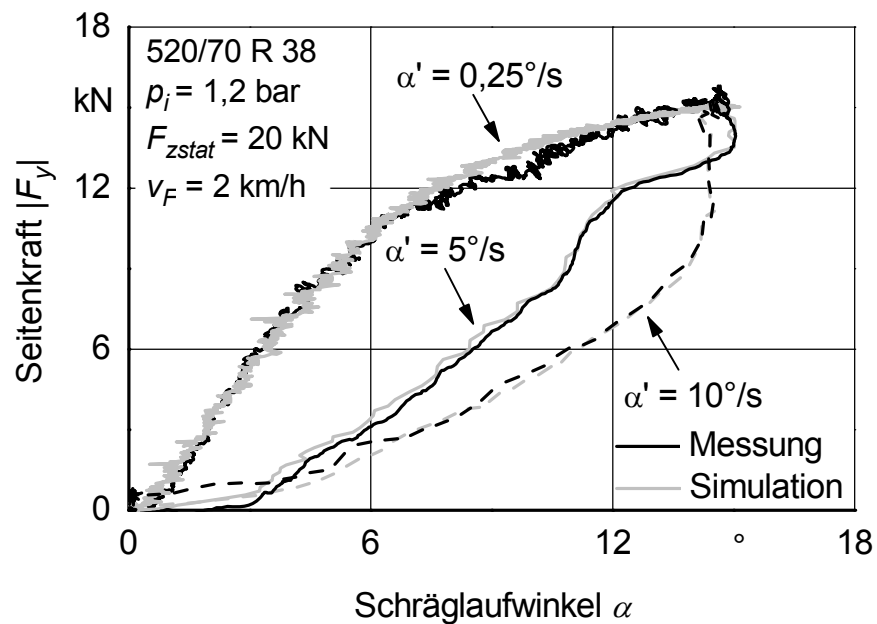


Bild 59: Seitenkraftaufbau bei quasistationärer und dynamischer Schräglaufwinkelverstellung

Der zeitliche Aufbau der Seitenkräfte ist darüber hinaus eine Funktion der Fahrgeschwindigkeit, **Bild 60**. Zugunsten einer besseren Übersichtlichkeit wurde auf eine Darstellung des Schräglaufwinkels verzichtet. Die eingestellte Schräglaufwinkelrate liegt jeweils bei circa $5^\circ/\text{s}$.

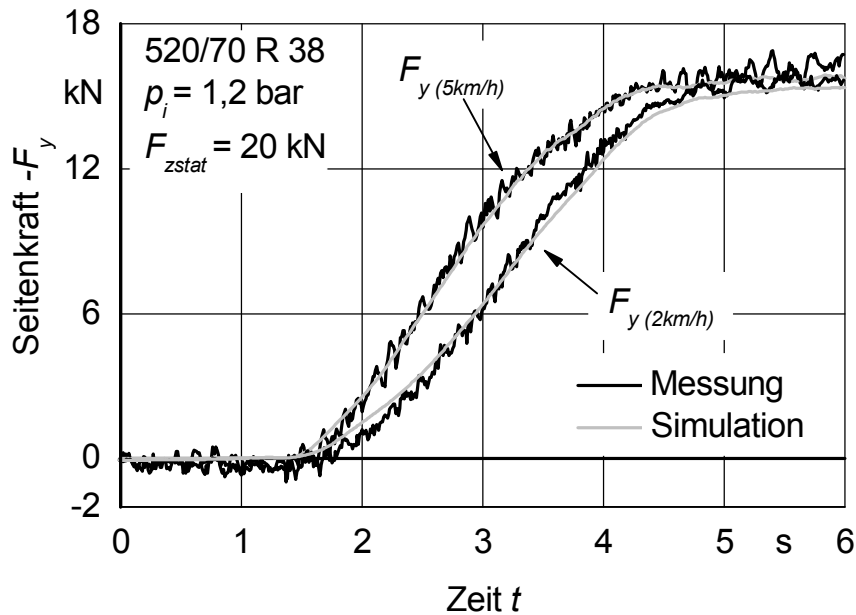


Bild 60: Transientes Seitenkraftverhalten eines gezogenen Rades bei einer Fahrgeschwindigkeit von 2 und 5 km/h und einer Schräglaufwinkelrate von $5^\circ/\text{s}$

Der Seitenkraftverlauf steigt mit wachsender Fahrgeschwindigkeit schneller an. Dies ist auf die zunehmende Quergeschwindigkeit und die damit einhergehende schnellere Verformung des Reifens in laterale Richtung zurückzuführen. Der Zusammenhang zwischen Längs- und Quergeschwindigkeit verdeutlicht dies:

$$v_y = \tan \alpha \cdot v_F \quad (74)$$

Mit steigender Fahrgeschwindigkeit nähert sich der Kraftaufbau dem stationären Fall an und entspricht diesem im theoretischen Fall $v_F = \infty$ [21].

Nachdem bisher das Reifenverhalten für ansteigende Schräglaufwinkel untersucht wurde, wird abschließend das Modellverhalten für eine Richtungsänderung des Schräglaufwinkels validiert, **Bild 61**.

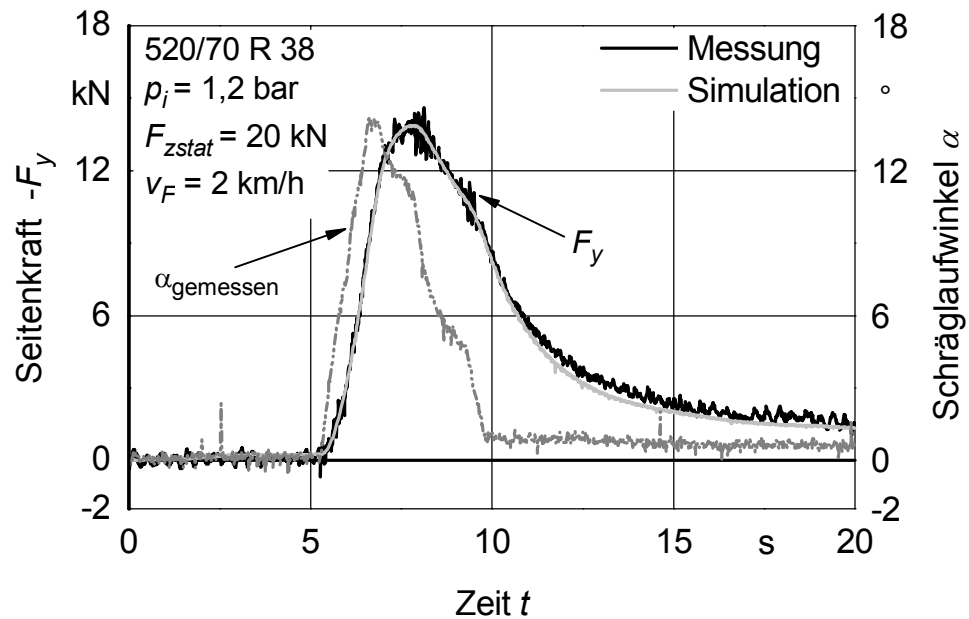


Bild 61: Zeitlicher Seitenkraftverlauf bei einer Zunahme des Schräglaufwinkels auf 14° mit anschließender Abnahme auf circa 1°

Der langsame, zeitversetzte Rückgang der Seitenkraft wurde bereits von Barrelemer [43] beobachtet. Trägt man den in Bild 61 dargestellten Seitenkraftverlauf direkt über dem Schräglaufwinkel auf, so macht sich der verzögerte Seitenkraft Auf- und Abbau in Form einer Hystereseschleife bemerkbar, **Bild 62**.

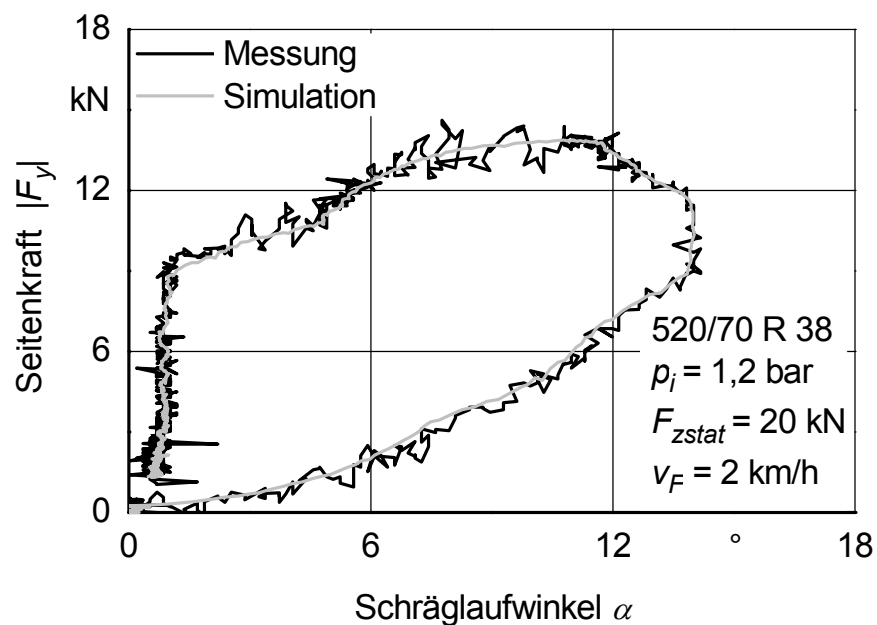


Bild 62: Seitenkraftverlauf bei einer Richtungsänderung des Schräglaufwinkels

Die Breite der Hystereseschleife steigt mit der Schräglaufwinkelrate [43,175]. Das Reifenmodell kann den dynamischen Auf- und Abbau der Seitenkraft sehr gut reproduzieren. Die Simulationsgüte ist vergleichbar mit der des von Ferhadbegović [21] präsentierten Modells.

6.1.4 Validierung der Kraftübertragung bei überlagertem Schlupf

Die in den beiden vorherigen Kapiteln validierten Zustände der reinen Längs- und Querkraftübertragung stellen aus fahrdynamischer Sicht weniger kritische Betriebspunkte dar. Lastwechsel, die sich beispielsweise beim Einfahren in Kurven einstellen, in Kombination mit einem Antriebs- oder Bremsmoment, sind deutlich kritischer zu bewerten. Grund hierfür ist die gegenseitige Beeinflussung der übertragbaren Längs- und Seitenkräfte, wie sie vereinfacht mit dem Kammschen Kreis beschrieben wird [157]. Das Reifenmodell muss in der Lage sein, diese widerzuspiegeln. Zur Validierung wurden Versuche mit der Einzelradmesseinrichtung durchgeführt, bei denen bei konstantem Schräglaufwinkel eine rampenförmige Schlupfverstellung erfolgt [21]. Das Versuchsergebnis einer quasistationären Schlupfverstellung und einem Schräglaufwinkel von 4° wird in **Bild 63** mit dem Simulationsergebnis verglichen.

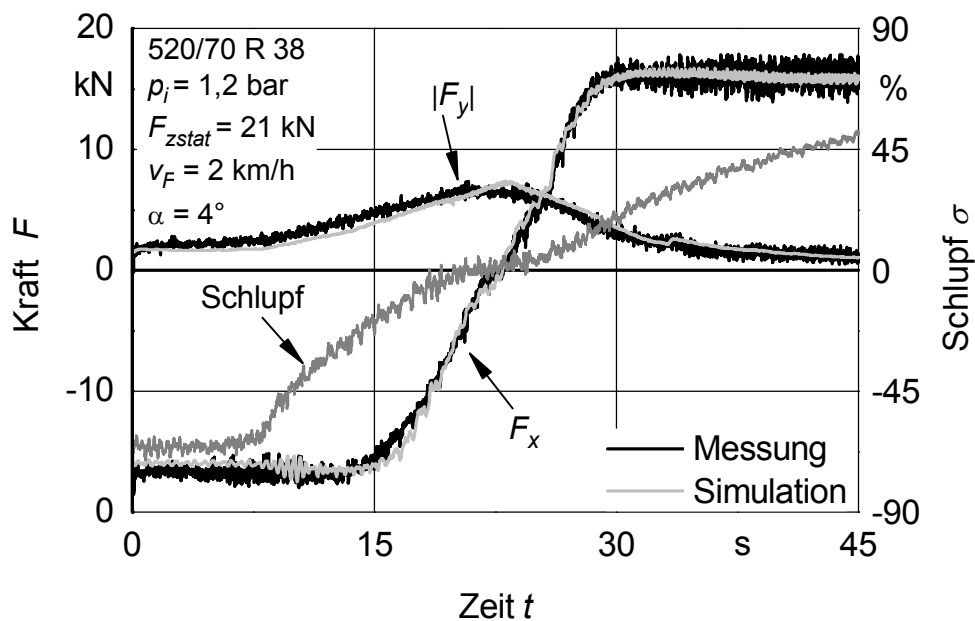


Bild 63: Quasistationäre Kraftübertragung bei einem Schräglaufwinkel von 4° und einer Schlupfvariation von -65 bis 50% innerhalb von 40 s

Die Seitenkraft steigt mit fallendem Absolutwert der Längskraft und erreicht bei einem Schlupf von 0% ihr Maximum. Nach dem Erreichen des Maximums fällt die Seitenkraft mit steigender Längskraft wieder ab. Das Verhalten des Reifens unter Schräglauf lässt sich anschaulich darstellen, indem die gemessenen Längs- und Seitenkräfte übereinander aufgetragen werden, **Bild 64**. Das Versuchsergebnis für den Schräglaufwinkel von 4° (Bild 63) wird um die Ergebnisse bei 1° und 10° ergänzt.

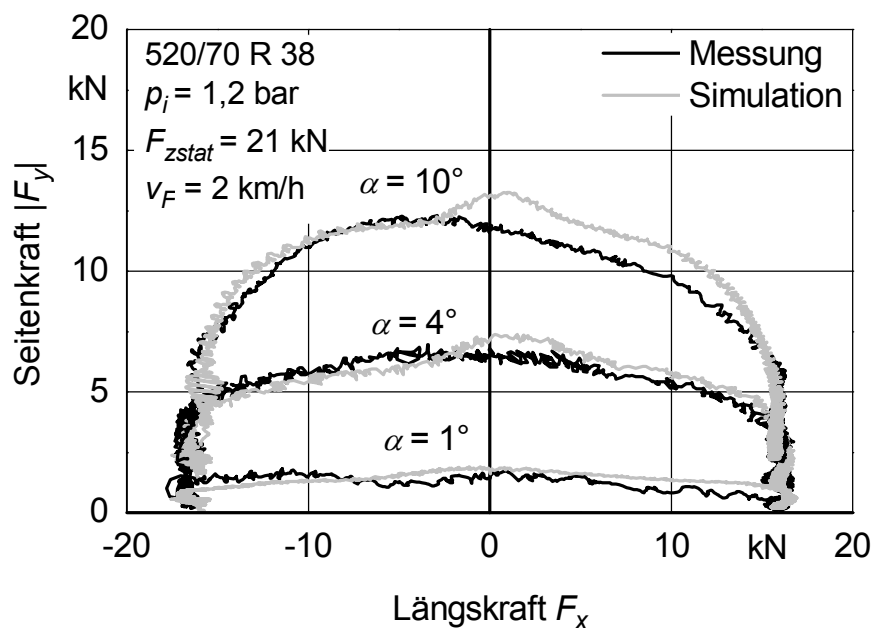


Bild 64: Seiten- über Längskraftverlauf bei überlagertem Schlupf für unterschiedliche Schräglaufwinkel und einer Schlupfvariation von -70 bis +60% innerhalb von 40 s

Die gemessenen Kennlinien zeigen einen asymmetrischen Verlauf, das heißt, die maximale Seitenkraft wird bei einer geringen Bremskraft erreicht. Der Effekt ist bei großen Schräglaufwinkeln besonders stark ausgeprägt. Diese Beobachtungen stehen im Einklang mit den quasistationären Versuchsergebnissen von Armbruster [42], Barreilmeyer [43] und Schlotter [29]. Das Verhalten ist auch von PKW-Reifen bekannt [148], tritt dort allerdings weniger deutlich hervor [29]. Zurückgeführt wird dieses Phänomen auf die Verlängerung des Reifenlatsches bei negativem Schlupf [43,148]. Dadurch können Scherkräfte in einem größeren Kontaktflächenbereich übertragen werden. Das Reifenmodell kann die Latschverlängerung strukturell nicht darstellen und hat damit unter quasistationären Bedingungen

einen eher symmetrischen Verlauf. Die degressive Zunahme der Seitenkraft mit ansteigendem Schräglaufwinkel bestätigt frühere Messergebnisse [29,42,43] und kann von dem Reifenmodell gut wiedergegeben werden.

Bild 65 zeigt das Reifenverhalten bei überlagertem Schlupf und transienter Schlupfverstellung.

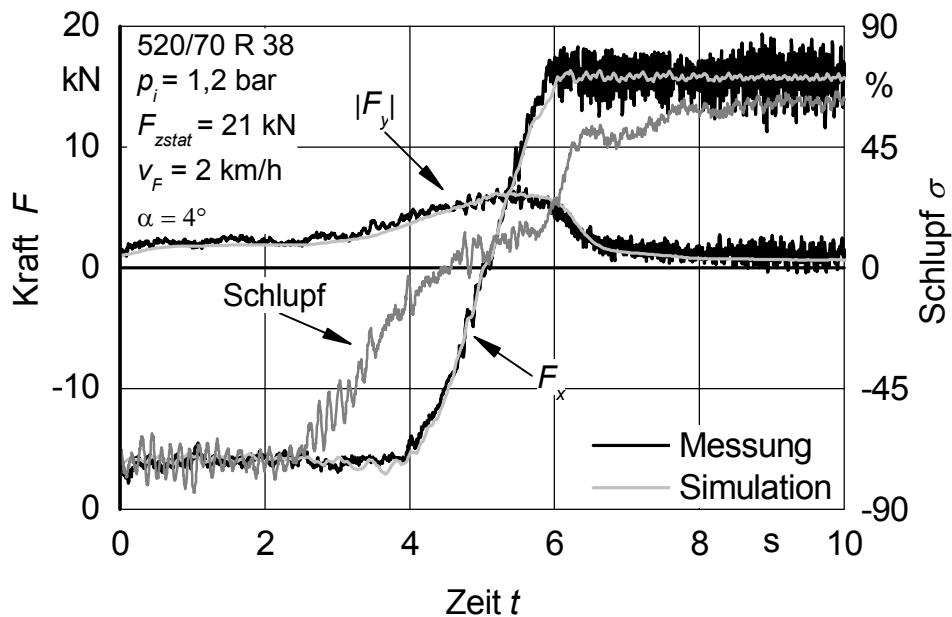


Bild 65: Transiente Kraftübertragung bei einem Schräglaufwinkel von 4° und einer Schlupfvariation von -70 bis +60% innerhalb von 5 s

Die simulierten Kraftverläufe stimmen sehr gut mit den gemessenen überein. Dies wird auch bei der Darstellung der Seiten- über den Längskräften offensichtlich, **Bild 66**.

Auch bei der transienten Schlupfverstellung verlaufen die Kennlinien nicht symmetrisch. Allerdings wird hier das Maximum der Seitenkraft bei einer positiven Längskraft erreicht. Barreilmeyer [43] beschreibt die Seitenkraftgenerierung als dynamischen Prozess. Dies macht sich in den in Bild 66 dargestellten Verläufen dadurch bemerkbar, dass die Seitenkraft nach dem Nulldurchgang der Längskraft verzögert ihr Maximum erreicht.

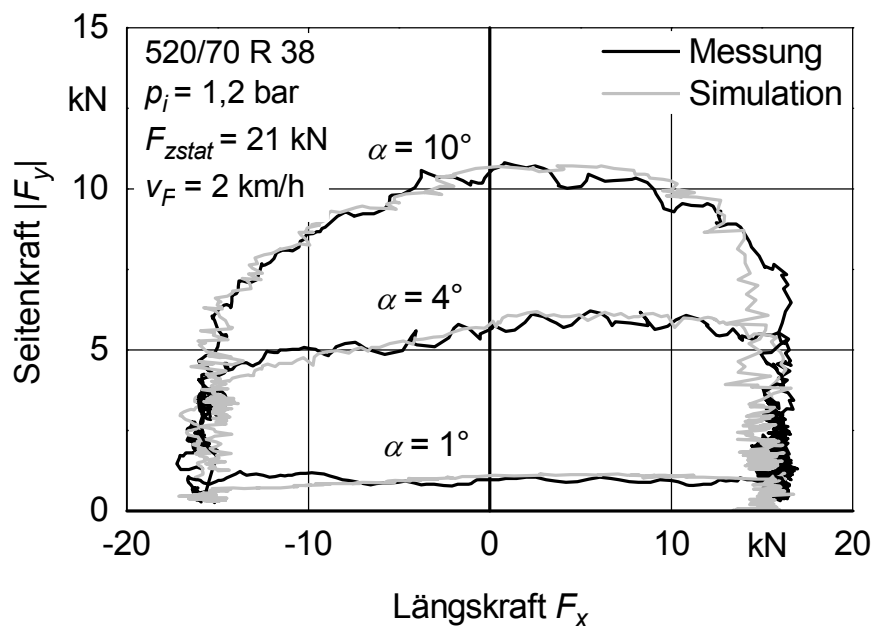


Bild 66: Seiten- über Längskraft für konstante Schräglaufwinkel und transiente Schlupfvariation von -70 bis +60% innerhalb von 5 s

Da in diesem Bereich die Längskraft aber wieder zunimmt, beginnt die Seitenkraft abzufallen, bevor sie das Niveau der quasistationären Untersuchungen erreicht hat, vergleiche Bild 64. Das Reifenmodell kann diese Vorgänge mit großer Genauigkeit simulieren.

6.1.5 Validierung des Rückstellmoments

Das Rückstellmoment beziehungsweise das Lenkmoment spielen bei der Lenkungsauslegung eine wichtige Rolle. Bei langsamer Fahrt und Ausfall der Lenkunterstützung darf die zulässige Lenkkraft nicht überschritten werden [176]. Während des Fahrbetriebs bestimmt das Rückstellmoment außerdem, ob sich die Lenkachse bei Kurvenausfahrt selbstständig auf Geradeauslauf einstellt oder der Fahrer aktiv eingreifen muss. Spreizung, Lenkrollhalbmesser und Nachlaufstrecke der Achse führen zu einem normal-, längs- beziehungsweise seitenkraftabhängigen Rückstellmoment. Der Versatz der resultierenden Längs- und Seitenkräfte im Reifenlatsch relativ zum effektiven Aufstandspunkt – auch Reifennachlauf [157] oder pneumatischer Nachlauf [148] genannt – stellt neben den fahrwerksgeometrischen

Parametern eine weitere Einflussgröße auf das Rückstellmoment dar, vergleiche Kapitel 4.6.

In **Bild 67** ist der Verlauf des Rückstellmoments eines gezogenen Rades bei einer quasistationären Verstellung des Schräglaufwinkels dargestellt. Von dem gemessenen Rückstellmoment wurde die von der Längskraft um den Lenkrollhalbmesser hervorgerufene Komponente abgezogen.

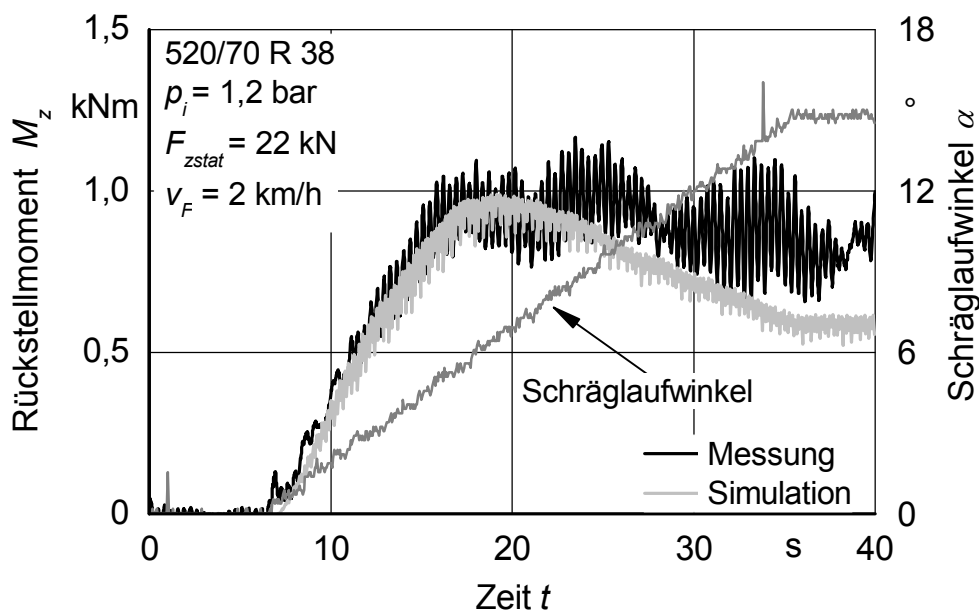


Bild 67: Rückstellmoment eines gezogenen Rades bei einer Schräglaufwinkelrate von etwa $0,5^\circ/\text{s}$

Der lineare Anstieg des Rückstellmoments bis zum Erreichen des Maximalwerts bei einem Schräglaufwinkel von circa 6° kann von dem Reifenmodell gut wiedergegeben werden. Dies entspricht in etwa auch dem fahrdynamischen Bereich, der von Schulze Zumkley bei seinen Versuchsfahrten abgedeckt werden konnte [23]. Nach dem Erreichen des Maximums bleibt das gemessene Rückstellmoment auf einem vergleichbaren Niveau und fällt, anders als der simulierte Verlauf, nur leicht ab. Der für das Rückstellmoment charakteristische Abfall, wie er sich auch bei den Versuchen von Heine [164] und Barreilmeyer [43] eingestellt hat und in Kapitel 4.6 beschrieben wurde, bleibt aus.

Bild 68 zeigt einen Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Rückstellmoment eines gezogenen Rades bei transienter Schräglaufwinkelverstellung.

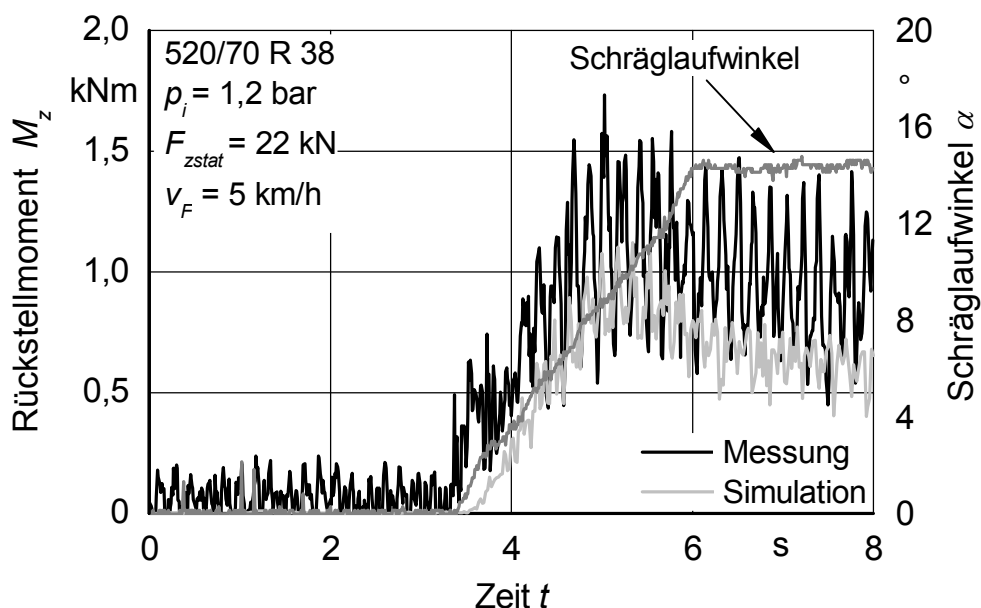


Bild 68: Rückstellmoment eines gezogenen Rades bei einer transienten Schräglaufwinkelverstellung von $5^\circ/\text{s}$

Der Anstieg des simulierten Rückstellmoments nach der Verstellung des Schräglaufwinkels stimmt gut mit dem gemessenen Ergebnis überein. Die Schwankungen des gemessenen Rückstellmoments können auf die Stollenanregung zurückgeführt werden. Die im Reifenmodell definierte Unrundheit ruft prinzipiell ähnliche Schwankungen hervor, obgleich diese weniger stark ausgeprägt sind. Vergleichbar zu dem Ergebnis in Bild 67 fällt das simulierte Rückstellmoment mit größer werdendem Schräglaufwinkel stärker ab, als es bei der Messung der Fall ist.

6.2 Validierung der Längs- und Vertikalkräfte bei Hindernisüberfahrt

Die Simulation von Hindernisüberfahrten stellt das wesentliche Entwicklungsziel der Modellerweiterung dar. Dem Abgleich zwischen gemessenen und simulierten Längs- beziehungsweise Vertikalkräften kommt daher ein besonderer Stellenwert zu. Um den Gültigkeitsbereich des Reifenmodells zu überprüfen wurden umfangreiche Versuche mit der Einzelradmesseinrichtung durchgeführt. Dabei wurden folgende Einflussgrößen variiert:

- Reifengröße: Die Versuche wurden mit dem in Tabelle 4 beschriebenen Hinterreifen der Größe 520/70 R 38 sowie dem Vorderreifen der Dimension 480/70 R 24 durchgeführt.
- Hindernisform: In Anlehnung an die von Schlotter [29] durchgeführten Versuche wurden drei Hindernisformen verwendet, **Bild 69**.
- Geschwindigkeit: Die Fahrgeschwindigkeit der Einzelradmesseinrichtung wurde auf 3, 5, 8 sowie 10 km/h eingestellt. Höhere Fahrgeschwindigkeiten bieten sich bei den gegebenen Hindernisformen nicht an, da die Kinematik der Versuchseinrichtung den damit assoziierten Hubweg des Rades nicht abdeckt. Je nach Konfiguration wurden die Endanschläge des Viergelenks bereits bei 8 km/h erreicht.
- Reifeninnendruck: Der Einfluss des Reifeninnendrucks wurde am Versuchsreifen der Größe 520/70 R 38 untersucht. Der Reifeninnendruck beträgt 0,8 und 1,2 bar.
- Radlast: Außerdem wurden an dem zuvor genannten Versuchsrads zwei statische Radlasten von 15 und 22,5 kN eingestellt.

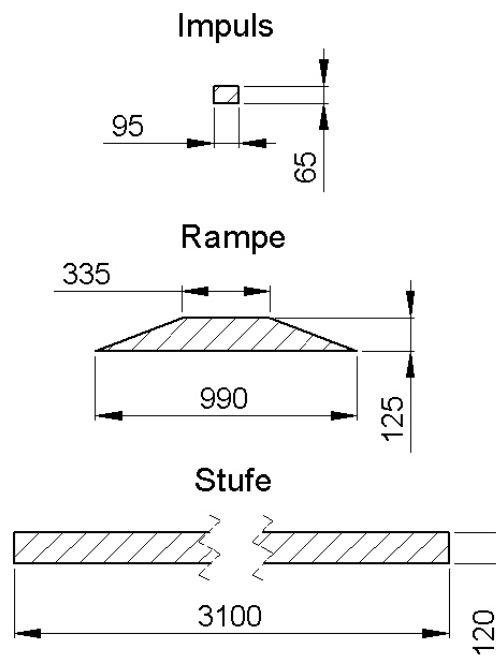


Bild 69: Abmessungen der verwendeten Hindernisformen in Millimeter

Zur Validierung des Reifenmodells werden gemessene und simulierte Radnabekräfte relativ zueinander verglichen. Bei der Beurteilung der Simulationsergebnisse muss die Variabilität der Messergebnisse berücksichtigt werden. Auf Basis von drei Wiederholungen pro Versuchseinstellung können nur eingeschränkt Aussagen im statistischen Sinne über die Übereinstimmung von Versuch und Simulation getroffen werden. Die Gegenüberstellung der Ergebnisse einer Versuchsreihe kann allerdings hilfreich sein, etwaige Abweichungen besser einordnen zu können.

Bild 70 zeigt das Resultat von drei Stufenüberfahrten, dargestellt im Zeit- und Frequenzbereich. Analog zu der von Brinkmann [24] gewählten Auswertemethode werden die Daten im Frequenzbereich in Form eines Amplitudenspektrums mit Spitzenwert-Zählung (AS Peak Hold) dargestellt. Brinkmann führte eine blockweise Auswertung des Messsignals über ein Zeitintervall von $T = 2,048$ s durch. Bei der damals möglichen Abtastfrequenz von 250 Hz wurde dies durch Einstellen einer Blockgröße von 512 erreicht (siehe hierzu Gl. (22) und (23)). Um eine Vergleichbarkeit mit den Ergebnissen von Brinkmann zu gewährleisten, wurden die mit 1000 Hz erhobenen Messdaten in Blöcken ausgewertet, die 2048 Werte um-

fassen. Dabei wurde eine Hanning-Fensterung mit einer Überlappung von 50% angewendet. Die Eckfrequenz des eingesetzten Tiefpassfilters beträgt 100 Hz.

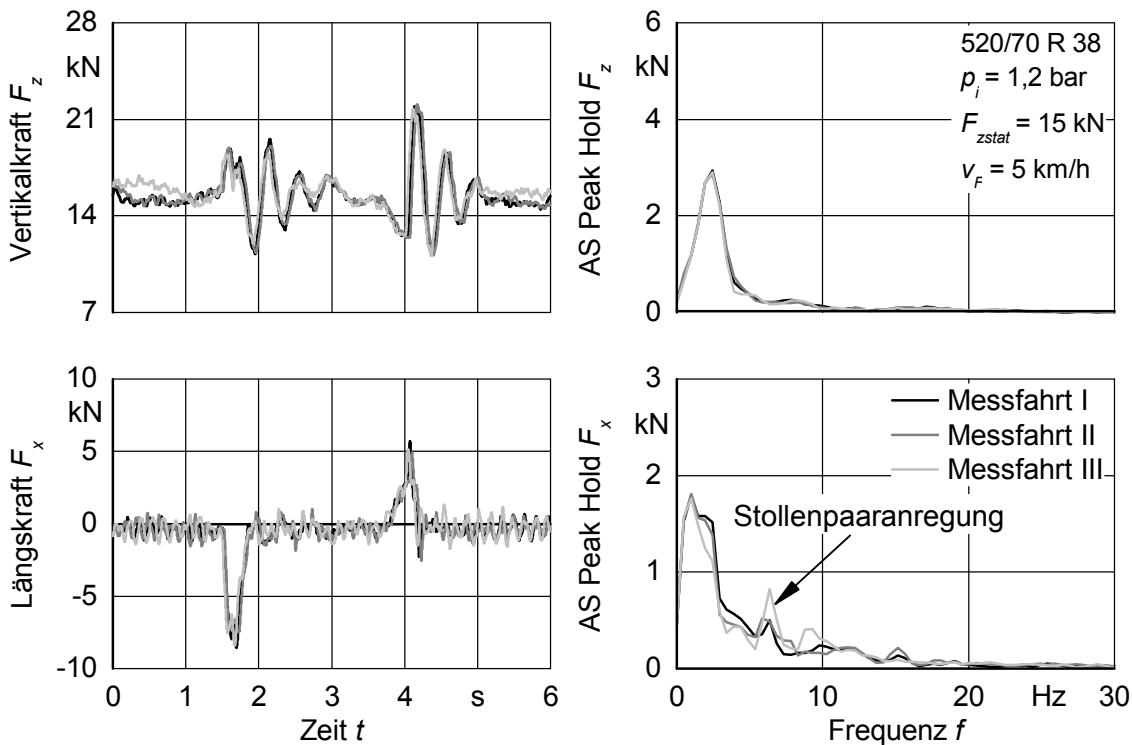


Bild 70: Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse bei einer Stufenüberfahrt

Die Messfahrten I und II wurden zu Beginn der Validierungsphase durchgeführt. Messfahrt III ist ein Ergebnis der letzten Versuchsreihe und wurde circa drei Jahre später erhoben. Die Variation der Messergebnisse beschränkt sich auf geringe Unterschiede der auftretenden Amplituden. Der Frequenzinhalt der Spektren unterscheidet sich kaum. Der dominierende Amplitudenanteil liegt bei der vertikalen Resonanzfrequenz der Reifen-Schwingenkombination. Diese beträgt circa 2,5 Hz. Die Stollenpaaranregung der Vertikalkraft spielt nur eine untergeordnete Rolle. Im Gegensatz dazu zeichnet sich die Stollenpaaranregung im Amplitudenspektrum der Längskraft relativ deutlich ab. Amplituden oberhalb von 10 Hz, die sich mit den von Brinkmann [24] für diesen Versuchsreifen gefundenen Eigenmoden in Verbindung bringen ließen, treten nicht auf. Dies deckt sich mit der Erkenntnis von Brinkmann, dass die Eigenmoden der Versuchsreifen bei der Hindernisüberfahrt im Wesentlichen nur bei einer Fahrgeschwindigkeit von 20 km/h im Amplitudenspektrum nachweisbar waren.

Ähnliche Schlussfolgerungen lassen sich aus dem Vergleich zwischen anderen Messungen ziehen. Ergänzend dazu zeigt Bild A1 im Anhang dieser Arbeit das Ergebnis von drei Impulsüberfahrten. Aufgrund der kurzen Hindernisform wäre in Zusammenhang mit dem groben Ackerschlepperreifenprofil ein besonders stark ausgeprägter Einfluss des Auftreffwinkels zu erwarten.

Auf der Versuchsfläche treten unabhängig von den Einzelhindernissen neben den reifenbedingten Anregungen stochastische Fahrbahnanregungen auf. Diese bewegen sich mit einer Höhe von einigen Millimetern in einer ähnlichen Größenordnung wie die Reifenunrundheit und rufen daher auch vergleichbar große Radlastschwankungen hervor. **Bild 71** zeigt die Radlastschwankungen auf dem Flachbandprüfstand – hier kann von einem ebenen Untergrund ausgegangen werden – und den Messungen mit der Einzelradmesseinrichtung auf der Versuchsstrecke.

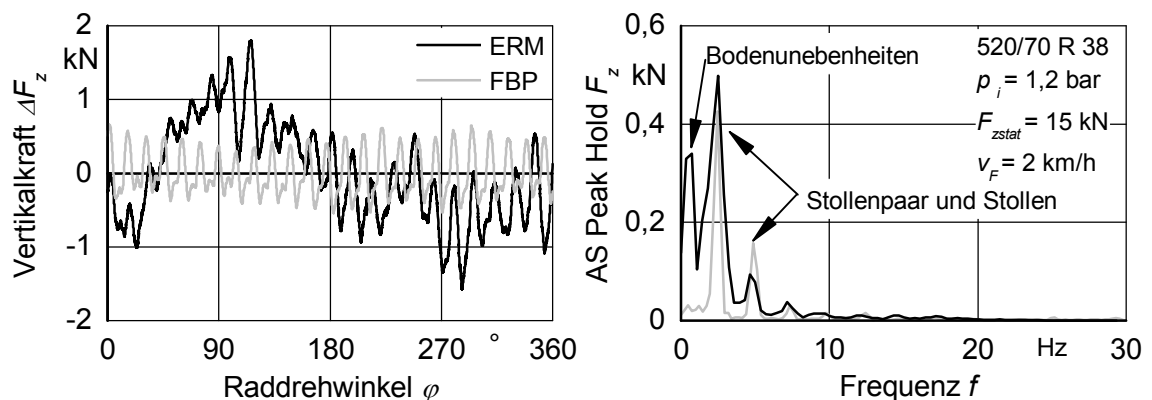


Bild 71: Radlastschwankungen bei einer Radumdrehung: Einzelradmesseinrichtung (ERM) und Flachbandprüfstand (FBP)

Die Stollenpaaranregung zeigt einen ähnlich dominanten Einfluss auf die Radlastschwankungen, wie es von Schlotter in [29] dokumentiert wurde. Die Auswertung im Frequenzbereich zeigt außerdem den Einfluss der stochastischen Fahrbahnanregungen, die in diesem Abschnitt niederfrequente Schwingungen mit einer Frequenz von circa 0,8 Hz hervorrufen. In der Simulation werden die stochastischen Fahrbahnanregungen nicht berücksichtigt. Im Vergleich zu den durch das Hindernis hervorgerufenen Radlastschwankungen treten die damit verbundenen Effekte allerdings in den Hintergrund.

Bild 72 zeigt den Vergleich zwischen dem Messergebnis der bereits in Bild 70 präsentierten Stufenüberfahrt (Messfahrt I) und dem dazugehörigen Simulationsergebnis. Die Daten sind im Zeit- und Frequenzbereich dargestellt. Zur leichteren Interpretation ist das Hindernis im Diagramm hervorgehoben.

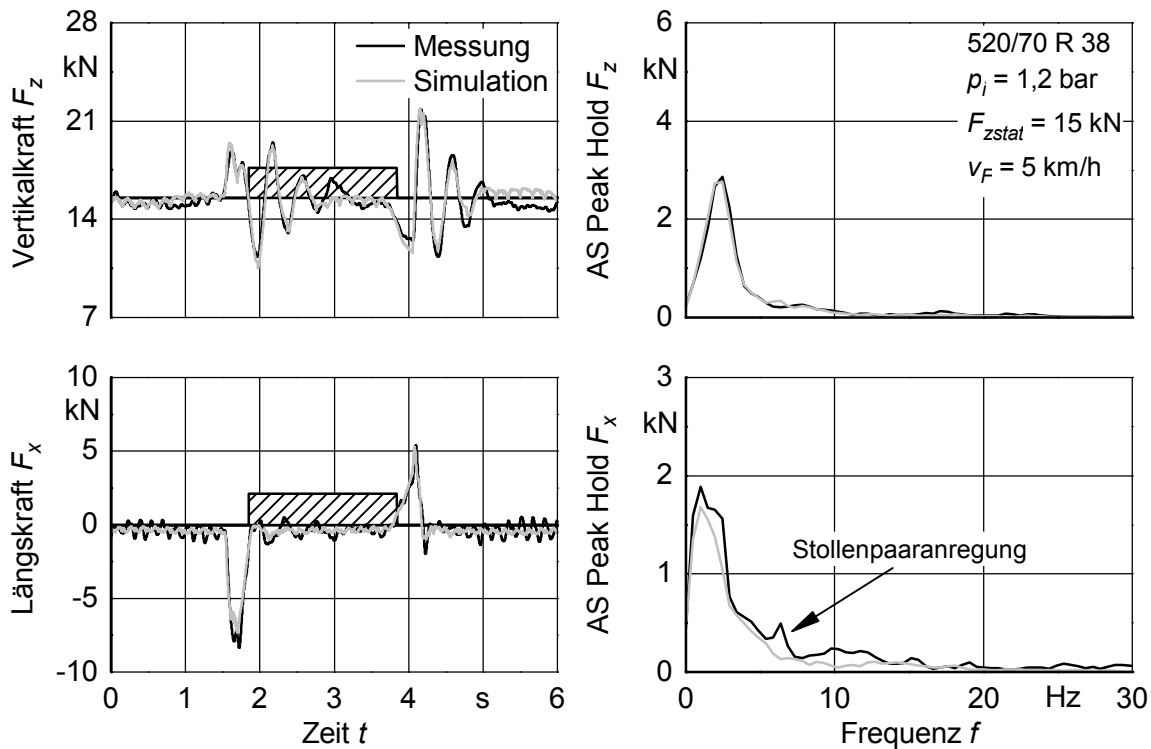


Bild 72: Darstellung einer Stufenüberquerung im Zeit- und Frequenzbereich

Das Reifenmodell kann die dynamischen Vorgänge beim Auf- und Abfahrvorgang mit großer Genauigkeit reproduzieren. Einzig die durch die Stollenpaaranregung bedingte, sehr prägnante Anregung der Längskräfte findet sich nicht im simulierten Verlauf wieder. Eigenschwingungen der Teststreifen kommen als Ursache nicht in Betracht, da diese erst ab Frequenzen oberhalb von 10 Hz auftreten [24]. Demnach liegt die Vermutung nahe, dass bei einer Baugruppe der Versuchseinrichtung eine Resonanz aufgetreten ist.

Bei der in **Bild 73** dargestellten Rampenüberfahrt mit einer Fahrgeschwindigkeit von 8 km/h ist die Anregung der Längskräfte durch die Stollenpaare noch stärker ausgeprägt.

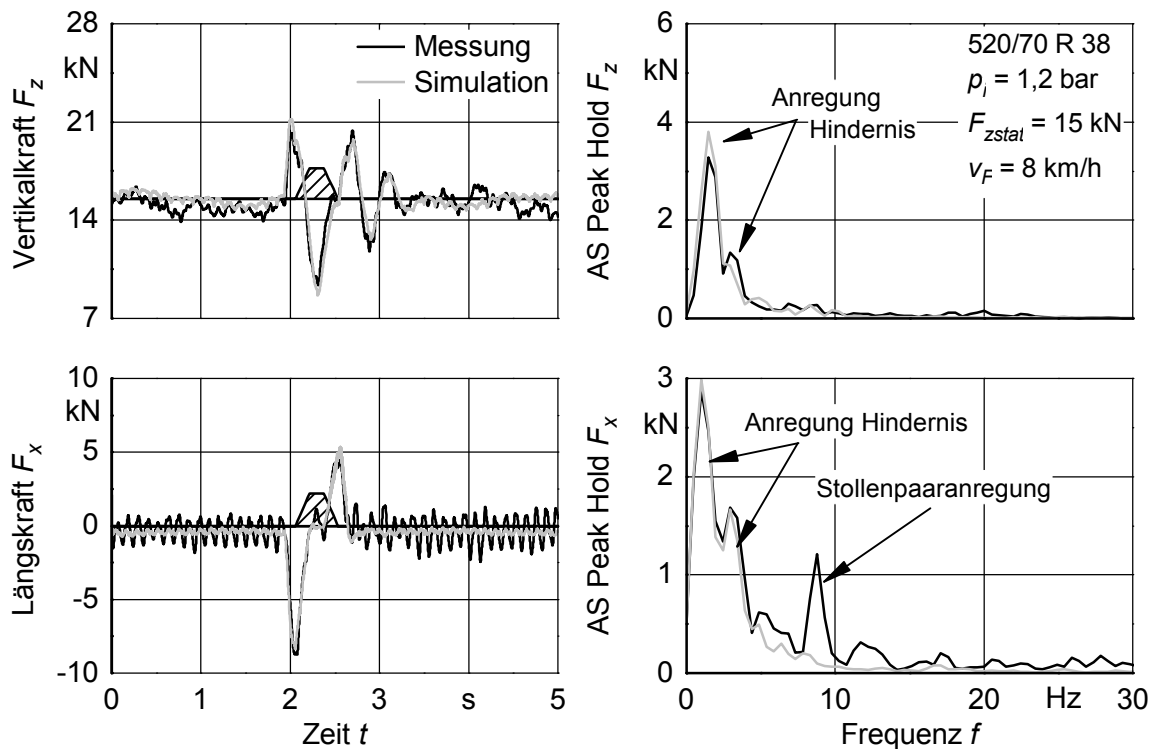


Bild 73: Auswertung einer Rampenüberfahrt im Zeit- und Frequenzbereich

Messung und Simulation zeigen im Frequenzbereich zwei ausgeprägte Maxima unterhalb von 5 Hz. Die erste Amplitude liegt bei etwa 1 Hz und ist auf die vertikale Eigenfrequenz der Reifen-Schwingenkombination zurückzuführen. Da das Rad bei dieser Geschwindigkeit den Bodenkontakt nicht verliert und der Bodenkontur folgt, ergibt sich eine weitere, erzwungene Schwingungskomponente mit einer Frequenz von circa 3 Hz.

Die aus den Amplitudenspektra zusätzlich gewonnenen Erkenntnisse beschränken sich im Wesentlichen auf eine genauere Zuordnung und Quantifizierung des Stolleneinflusses. Daher wird von dieser Darstellungsform bei den folgenden Vergleichen abgesehen.

Eine Erhöhung der Geschwindigkeit von 8 auf 10 km/h führt bei der Rampenüberfahrt zu deutlich stärkeren Radlastschwankungen, **Bild 74**. Beobachtungen während des Versuchs und auch der Verlauf der gemessenen Radnabenkräfte lassen den Schluss zu, dass das Rad zunächst auf dem Hindernis und dann während des

Ausschwingvorgangs nach dem Hindernis ein zweites Mal den Bodenkontakt verliert.

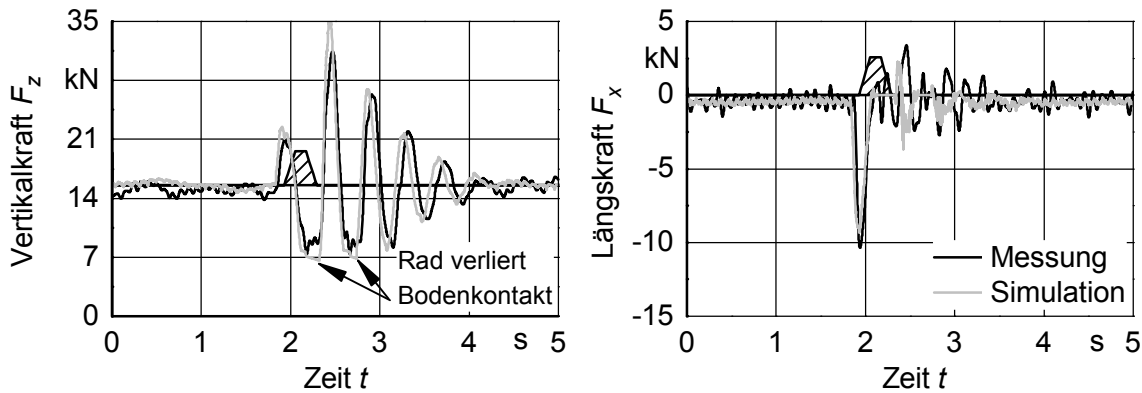


Bild 74: Rampenüberfahrt des Hinterreifens mit einer Geschwindigkeit von 10 km/h
($F_{zstat} = 15 \text{ kN}$, $p_i = 1,2 \text{ bar}$)

Das Reifenmodell kann das Messergebnis mit großer Genauigkeit reproduzieren. Die Abweichungen der Maximalkraft beim Einfedern kurz nach dem Hindernis wie auch die leichte Phasenverschiebung werden darauf zurückgeführt, dass die Kinematik der Einzelradmesseinrichtung an den unteren Anschlag stößt und demnach nicht die gesamte Vertikalkraft über das Messrad beziehungsweise die Messnabe abgetragen wird. Diese Interpretation wird durch Hochgeschwindigkeitsaufnahmen gestützt, bei denen nach Erreichen des Endanschlags ein Einfedern der gesamten Messeinrichtung zu beobachten ist.

Der Vergleich zwischen Bild 73 und den Ergebnissen in **Bild 75** zeigt, dass eine Anpassung des Reifeninnendrucks von 1,2 auf 0,8 bar keinen großen Einfluss auf die dynamischen Radnabenkräfte nimmt. Der Amplitudenverlauf der Vertikalkräfte ist nahezu identisch. Während des Auffahrvorgangs ist der Betrag der Längskraft bei dem reduzierten Reifeninnendruck circa 2 kN geringer. Das Reifenmodell entspricht diesem Verhalten.

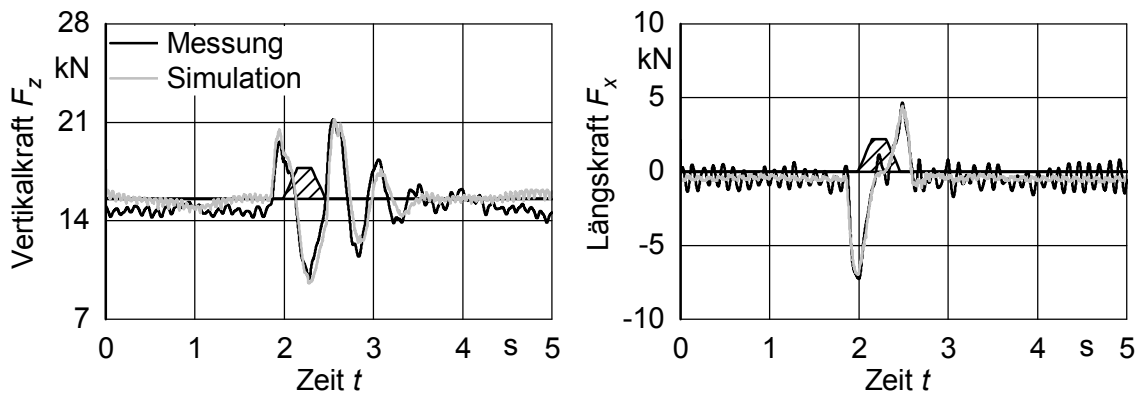


Bild 75: Rampenüberfahrt des Hinterreifens mit einem auf 0,8 bar reduzierten Reifeninnendruck ($F_{zstat} = 15$ kN, $v_f = 8$ km/h)

Bei dem Vorderreifen der Größe 480/70 R 24 sind die Radlastschwankungen erwartungsgemäß höher als bei dem deutlich größeren Hinterrad, **Bild 76**. Im Vergleich zu den in Bild 73 dargestellten Ergebnissen stellt sich trotz der etwas geringeren statischen Radlast ein höherer Fahrwiderstand beim Auffahren auf das Hindernis ein. Der Spitze-Tal-Wert der Vertikalkraft ist ebenfalls größer.

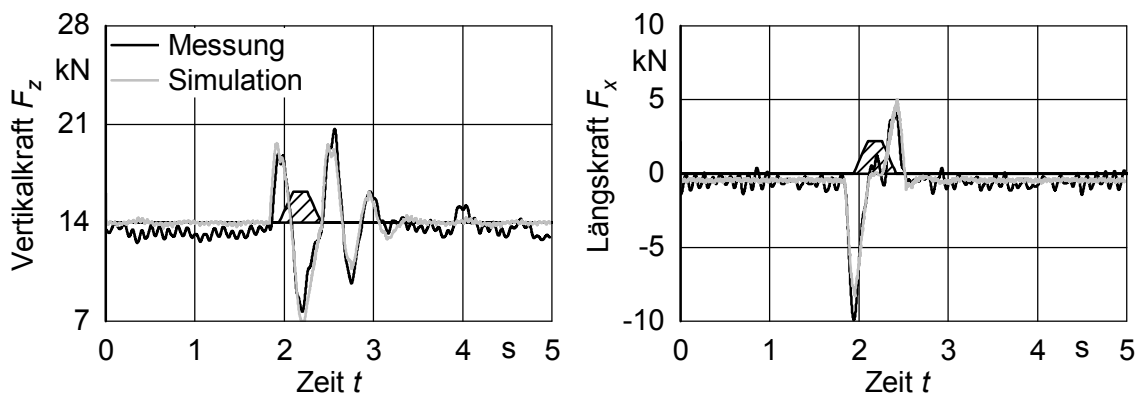


Bild 76: Rampenüberfahrt des Vorderreifens mit einer Geschwindigkeit von 8 km/h ($F_{zstat} = 14$ kN, $p_i = 1,2$ bar)

Auch bei der Stufenüberfahrt sind die dynamischen Radlastschwankungen größer, **Bild 77**.

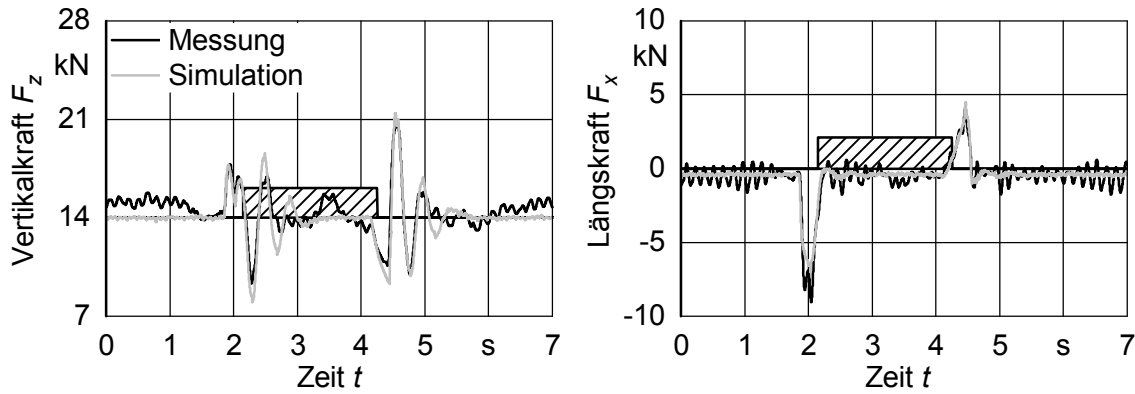


Bild 77: Stufenüberfahrt des Vorderreifens mit einer Geschwindigkeit von 5 km/h ($F_{zstat} = 14$ kN, $p_i = 1,2$ bar)

In beiden Fällen (Bild 76 und Bild 77) stimmen Messung und Simulation in hohem Maße überein. Demnach kann mit dem Reifenmodell unabhängig von der Reifengröße eine hohe Simulationsgüte erreicht werden.

Die in diesem Unterkapitel abgebildeten Diagramme stellen eine Auswahl der Validierungsergebnisse zur Hindernisüberfahrt eines einzelnen Rades dar. Ergänzend dazu sind im Anhang dieser Arbeit weitere Ergebnisse aufgeführt. Sie bestätigen die hohe Modellgüte des Reifenmodells für alle untersuchten Rahmenbedingungen beziehungsweise Parametervariationen.

6.3 Validierung des Gesamtfahrzeugs bei Hindernisüberfahrt

Die Validierung des Gesamtfahrzeugs stellt in dem Entwicklungsprozess den abschließenden Schritt dar (vergleiche Bild 9) und wurde erstmals in [177] thematisiert. Hierbei kommt der in Kapitel 3.3 beschriebene, mit Kraftmessfelgen ausgestattete Versuchsschlepper zum Einsatz. Die Messdaten wurden im Rahmen der Masterarbeit von Riehle erhoben [178].

Die Abmessungen der beidseitig überfahrenen Hindernisse sind in Bild 69 dargestellt. Einzig das vorhandene stufenförmige Hindernis wurde halbiert und somit auf eine Höhe von 0,06 m reduziert. Analog zu der Validierung des Einzelrades wurde die Teststrecke mit 3, 5, 8 und 10 km/h überfahren. Der Reifeninnendruck an Vorder- und Hinterachse beträgt 1,2 bar. Vorderachsfederung und Allradantrieb waren bei allen Versuchen deaktiviert.

Die Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse liegt auf einem vergleichbar hohen Niveau wie die der Einzelradmesseinrichtung, **Bild 78**. In dem Diagramm sind die Nabenkräfte in Längs- und Vertikalrichtung an der Hinterachse sowie am rechten Vorderrad dargestellt. Die erfassten Messgrößen sind neben der Draufsicht des MKS-Modells in der linken oberen Bildhälfte eingetragen.

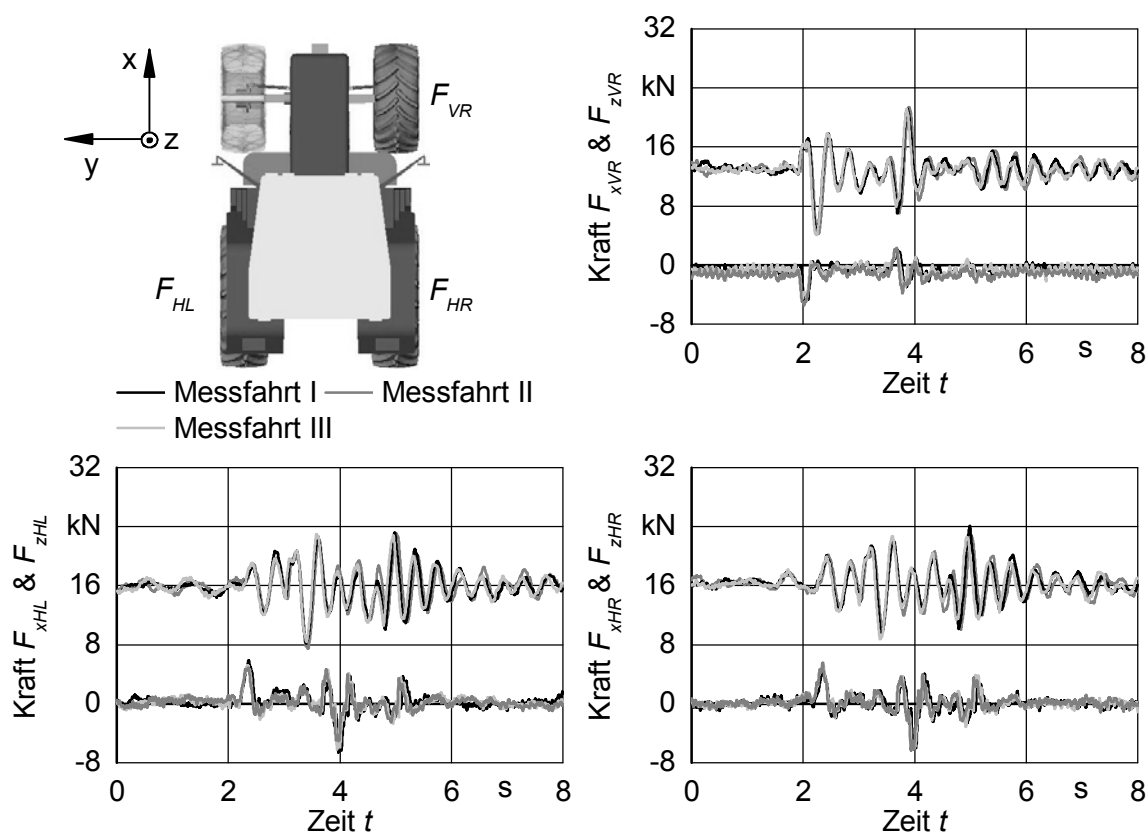


Bild 78: Reproduzierbarkeit der gemessenen Längs- und Vertikalkräfte bei einer Stufenüberfahrt mit einer Geschwindigkeit von 8 km/h

Ferhadbegović nutzte einen PI-Antriebsmomentenregler, um die Sollgeschwindigkeit des MKS-Modells einzustellen [21]. Mit diesem Konzept konnte auch nach Anpassung des Reglers keine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationsergebnis erreicht werden. Nachdem die Versuche mit deutlich erhöhter Leerlaufdrehzahl durchgeführt wurden, kann davon ausgegangen werden, dass die Winkelgeschwindigkeit der Triebräder nahezu konstant ist. Die Vorgabe einer Winkelgeschwindigkeit zur Einstellung der Fahrgeschwindigkeit erwies sich als zielführend. In **Bild 79** werden die Simulationsergebnisse beider Methoden gegenübergestellt.

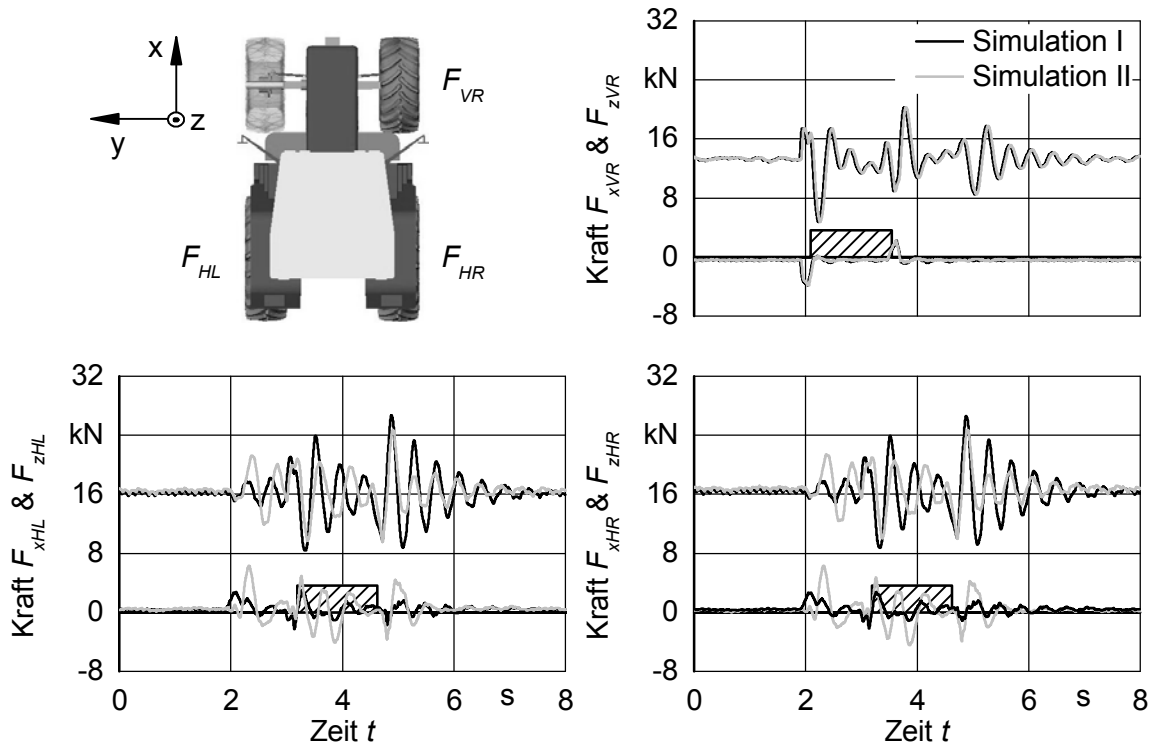


Bild 79: Simulationsergebnisse nach Vorgabe eines Antriebsmoments (Simulation I) und einer Winkelgeschwindigkeit (Simulation II) an der Hinterachse zur Geschwindigkeitseinstellung ($v_F = 8$ km/h)

Das Antriebskonzept hat nahezu keinen Einfluss auf den Kraftverlauf der geschobenen Vorderräder. Dahingegen unterscheiden sich die Kräfte an der Hinterachse deutlich. Der leicht verzögerte, deutliche Anstieg der Längskräfte an der Hinterachse beim Auffahren der Vorderräder auf das Hindernis ($t = 2$ s) ist auch für die Messergebnisse sehr charakteristisch (vgl. Bild 78) und konnte mit dem Antriebsmomentenregler in dieser Form nicht nachgebildet werden. Die vertikalen Radnabenkräfte reagieren sensibler als erwartet auf den veränderten Längskraftverlauf. Während des zuvor beschriebenen Anstiegs der Längskräfte stellen sich deutlich stärker ausgeprägte dynamische Radlastschwankungen an den Hinterrädern ein, die zu diesem Zeitpunkt noch auf dem ebenen Untergrund vor dem Hindernis abrollen. Der Einfluss der Vorderachse auf das Schwingungsverhalten der Hinterachse wird dadurch noch offensichtlicher.

Die Bedeutung der Längskraftberechnung auf die vertikalen Schwingungen wurde bereits von Lines erkannt [34]. Er resümierte, dass zur Präzisierung der Vertikal-

kraftberechnung seines Reifenmodells ein genaueres Längskraftmodell erstellt werden müsse. Lethonen stellte bei der Validierung seines MKS-Traktormodells fest, dass die Simulation die gegenseitige Beeinflussung der Vorder- und Hinterradschwingungen aufeinander nicht darstellen kann [179]. Retroperspektiv liegt die Vermutung nahe, dass dies auf das Antriebsstrangmodell und das stationäre lineare Längskraftmodell nach Fiala [180] zurückzuführen ist.

Nach erfolgreicher Validierung des Einzelradverhaltens spielt demnach bei der Überprüfung des Gesamtfahrzeugverhaltens nicht nur die Genauigkeit des von Böhler [17] erstellten MKS-Modells eine wichtige Rolle. Auch die Qualität der Längskraftberechnung gewinnt bei den angetriebenen Hinterrädern an Bedeutung und trägt entscheidend zur Simulationsgüte bei. Dies ist ein zweiter wichtiger Aspekt, nachdem zur Validierung des Einzelradverhaltens bei Hindernisüberfahrt (Kapitel 6.2) nur der gezogene Betriebszustand untersucht wurde. **Bild 80** zeigt das Validierungsergebnis für eine Stufenüberfahrt mit 8 km/h.

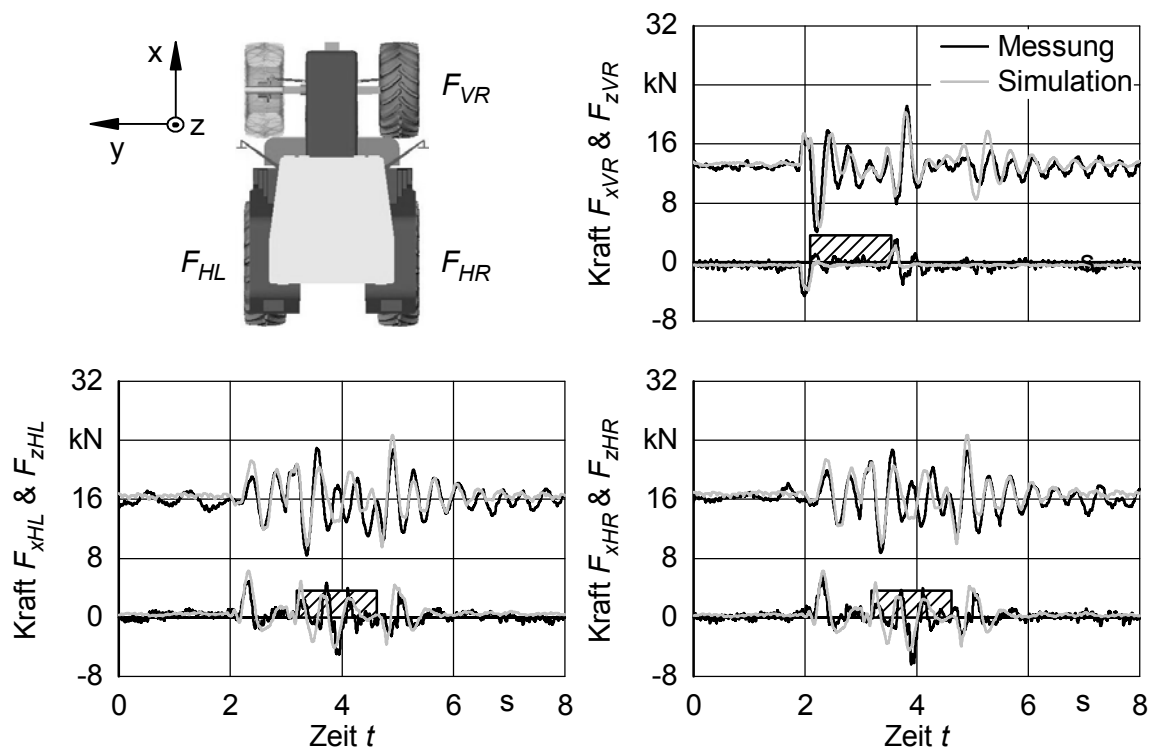


Bild 80: Stufenüberfahrt mit einer Geschwindigkeit von 8 km/h

Die simulierten Verläufe stimmen mit den Messergebnissen gut überein, was auch für den Einfluss der Vorderachsschwingungen auf die dynamischen Hinterradkräfte gilt ($t = 2,3$ s). Das Herabfahren der Hinterräder vom Hindernis verursacht umgekehrt auch an der Vorderachse Schwingungen, die von der Simulation leicht überschätzt werden.

Eine Erhöhung der Geschwindigkeit um 2 km/h ruft deutlich höhere Radlastschwankungen hervor, **Bild 81**.

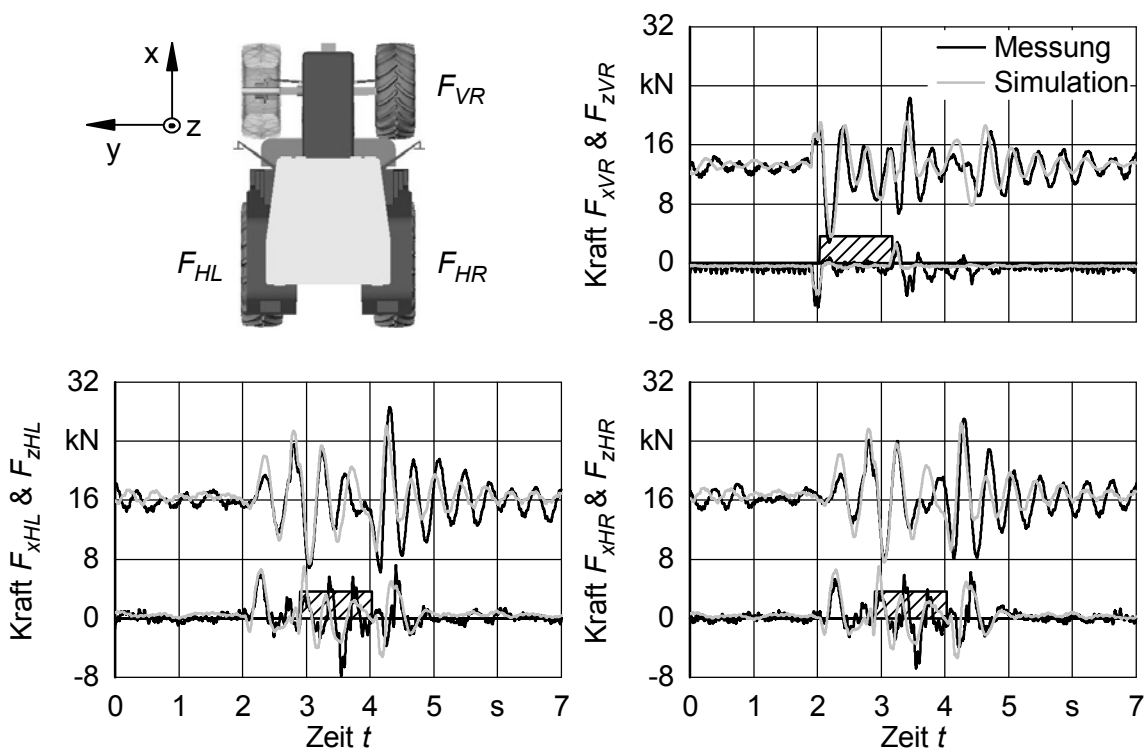


Bild 81: Stufenüberfahrt mit einer Geschwindigkeit von 10 km/h

Beim Herabfahren vom Hindernis schwingen die gemessenen Nabenkräfte an der Hinterachse länger nach. Ein möglicher Grund für diese Abweichungen sind die verwendeten Parametersätze. Diese wurden für die Räder des Versuchsschleppers nicht extra erhoben, sondern von den baugleichen Testrädern übernommen (vergleiche Kapitel 5). Folglich ergeben sich Ungenauigkeiten im Bereich der Feder- und Dämpfereigenschaften. Auch die Reifenunrundheit und damit die Eigenanregung des Systems entsprechen nicht exakt den praktischen Gegebenheiten.

Im Vergleich zu dem stufenförmigen Hindernis stellen sich an dem höheren, impulsförmigen Hindernis größere Radlastschwankungen ein, **Bild 82**.

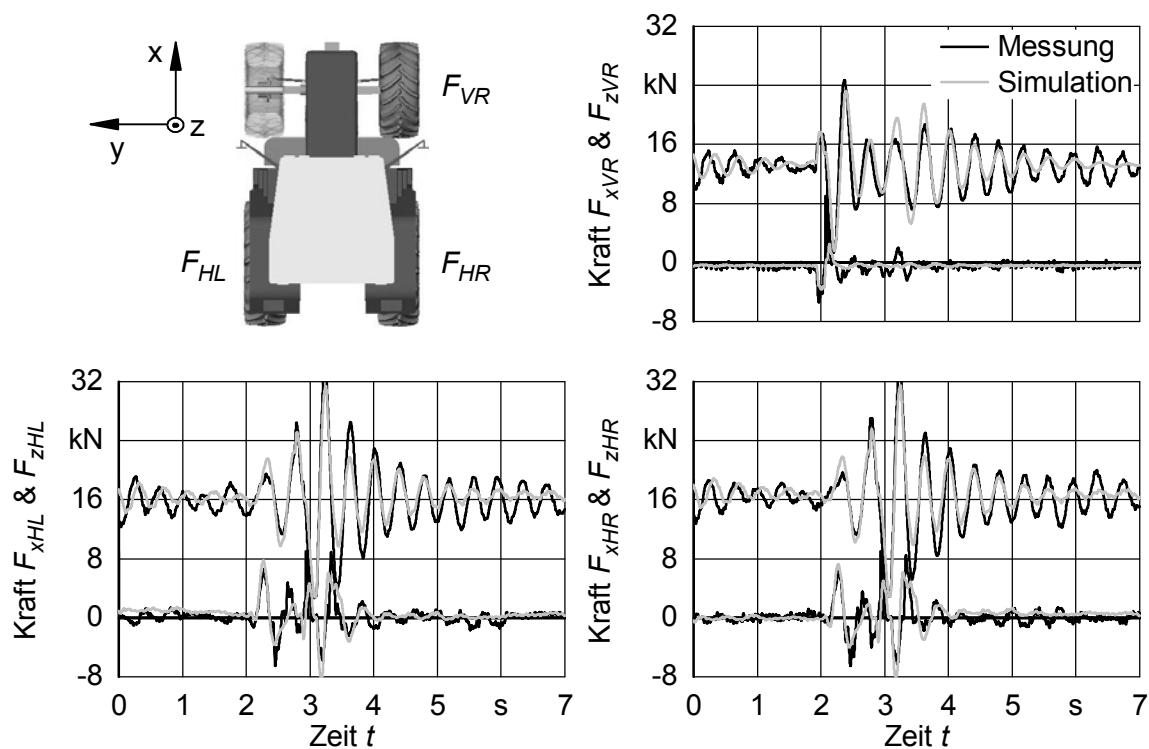


Bild 82: Impulsüberfahrt mit einer Geschwindigkeit von 10 km/h

Während des Versuchs konnte ein Abheben der Vorder- und Hinterräder beobachtet werden. Dies lässt sich auch aus dem Verlauf der Vertikalkräfte ableiten und von der Simulation wiedergegeben. Auch bei der Impulsüberfahrt schwingen die gemessenen Nabenkräfte der Hinterachse länger nach. Frequenz und Phase von Simulation und Messung stimmen aber gut überein.

Ergänzend zu den hier diskutierten Diagrammen sind im Anhang der Arbeit weitere Ergebnisse aufgeführt, die ein vergleichbar hohes Maß an Übereinstimmung zeigen.

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim wird seit Ende der siebziger Jahre des letzten Jahrhunderts intensive Forschungsarbeit im Bereich der Untersuchung und Modellierung von großvolumigen Ackerschlepperreifen geleistet. Die meisten Projekte zielten auf eine Beschreibung und Simulation des fahrdynamischen Verhaltens auf ebener Fahrstrecke ab. Ferhadbegović [21] fasste die Ansätze von Langenbeck [39] und Plesser [44] zusammen und erweiterte sie zu einem dreidimensionalen Modell – dem Hohenheimer Reifenmodell. Diese und alle anderen Dissertationen des Instituts zu Ackerschlepperreifen sind die Ausgangsbasis und das Fundament dieses Folgeprojekts, das ohne die umfangreichen Vorarbeiten in dieser Form nicht möglich gewesen wäre. Zu einem ähnlichen Schluss kam vor fast 900 Jahren auch der Philosoph Bernhard de Chartres und beschrieb seine Erkenntnis treffend mit der Metapher "nanos gigantum humeris insidentes".

Innerhalb des von der DFG unterstützten Vorhabens wurde das Einsatzspektrum des Hohenheimer Reifenmodells hinsichtlich der Überfahrt von Hindernissen und damit der Bearbeitung komfortrelevanter Fragestellungen erweitert. Bei der Entwicklung standen eine einfache Parametrierbarkeit, kurze Rechenzeiten und eine hohe Modellgüte im Vordergrund. Dazu wurde ein echtzeitfähiges Speichermodell erstellt, dessen Aufbau und Funktionsweise völlig unabhängig von dem bisherigen Einpunktkontaktmodell gestaltet sind.

Alle siebzehn Reifenparameter haben einen physikalischen Hintergrund. Zu deren Bestimmung stehen am Institut ein Flachbandprüfstand und eine Einzelradmessanordnung zur Verfügung.

Innerhalb der umfangreichen dreigliedrigen Validierung konnte auf ebener Fahrbahn eine vergleichbar hohe Modellgüte wie die des dreidimensionalen transienten Hohenheimer Reifenmodells nach Ferhadbegović [21] aufgezeigt werden. Auch die Vergleiche zwischen den gemessenen und simulierten Längs- und Vertikalkräften eines gezogenen Rades während der Hindernisüberfahrt zeigen eine

sehr gute Übereinstimmung. Dies gilt für alle untersuchten Einflussgrößen: Hindernisform, Reifengröße, Fahrgeschwindigkeit, Reifeninnendruck sowie statische Radlast. Die Validierung des Gesamtfahrzeugs stellt den finalen Schritt des nach dem V-Modell [133] gestalteten Entwicklungsprozesses dar. Verglichen wurden – ähnlich wie bei der Validierung des einzelnen Rades – gemessene und simulierte Radnabenkräfte. In diesem Zusammenhang konnte an den angetriebenen Hinterrädern des Versuchsschleppers ein deutlicher Einfluss der Längskräfte auf die dynamischen, vertikalen Radnabenkräfte festgestellt werden. Die Simulation spiegelt diesen Aspekt mit großer Genauigkeit wider und erreicht auch insgesamt eine gute Korrelation mit den Messdaten.

Bisher stand die Berechnung der Längs- und Vertikalkräfte bei der Überfahrt von Unebenheiten im Vordergrund. Im nächsten Schritt könnte die Tauglichkeit des Reifenmodells untersucht werden, die damit verbundenen Seitenkraftschwankungen zu simulieren. Schlotter [29] hat in diesem Bereich umfassende analytische Vorarbeit geleistet, stieß jedoch bei der Simulation mit dem von ihm verwendeten Reifenmodell an Grenzen.

Brinkmann [24] zeigte auf, dass unter bestimmten Rahmenbedingungen einige der Starrkörpermoden eines Reifens messbare komfortrelevante Schwingungen hervorrufen können. Seine Erkenntnisse könnten in dem bereits genehmigten DFG-Projekt aufgegriffen und in das Reifenmodell implementiert werden. Da er dieselben Testreifen untersuchte, steht eine breite Datenbasis für die Parametrierung und Validierung zur Verfügung.

Die Interaktion zwischen dem Reifen und nachgiebigem Boden stellt ein weiteres Themenfeld dar. So könnte nicht nur das Fahrverhalten der Landmaschine, sondern auch deren Rückwirkung auf den Ackerboden simuliert werden. Innerhalb einer Literaturrecherche sollte dabei zunächst geklärt werden, ob vorhandene Bodenmodelle für dieses Vorhaben angewandt, beziehungsweise sinnvoll ergänzt werden können. Neben der Definition einer geeigneten Schnittstelle zwischen Reifen- und Bodenmodell ist in diesem Zusammenhang zu evaluieren, inwiefern es erforderlich ist, den Linienkontakt des Speichenmodells zu einem Flächenkontakt

zu erweitern. Dazu wäre es denkbar, mehrere Speichenebenen aneinander zu koppeln.

Ungeachtet der möglichen Ergänzungen steht mit dem erweiterten Hohenheimer Reifenmodell ein valides Werkzeug zur Verfügung, mit dem die Fahreigenschaften von Ackerschleppern und selbstfahrenden Erntemaschinen untersucht und der Entwicklungsprozess optimiert werden kann. Auch dies kann Gegenstand weiterer Forschungsarbeit sein.

8 ANHANG

Ergänzend zu den in den Kapiteln 6.2 und 6.3 diskutierten Diagrammen werden weitere Ergebnisse von Hindernisüberfahrten dargestellt.

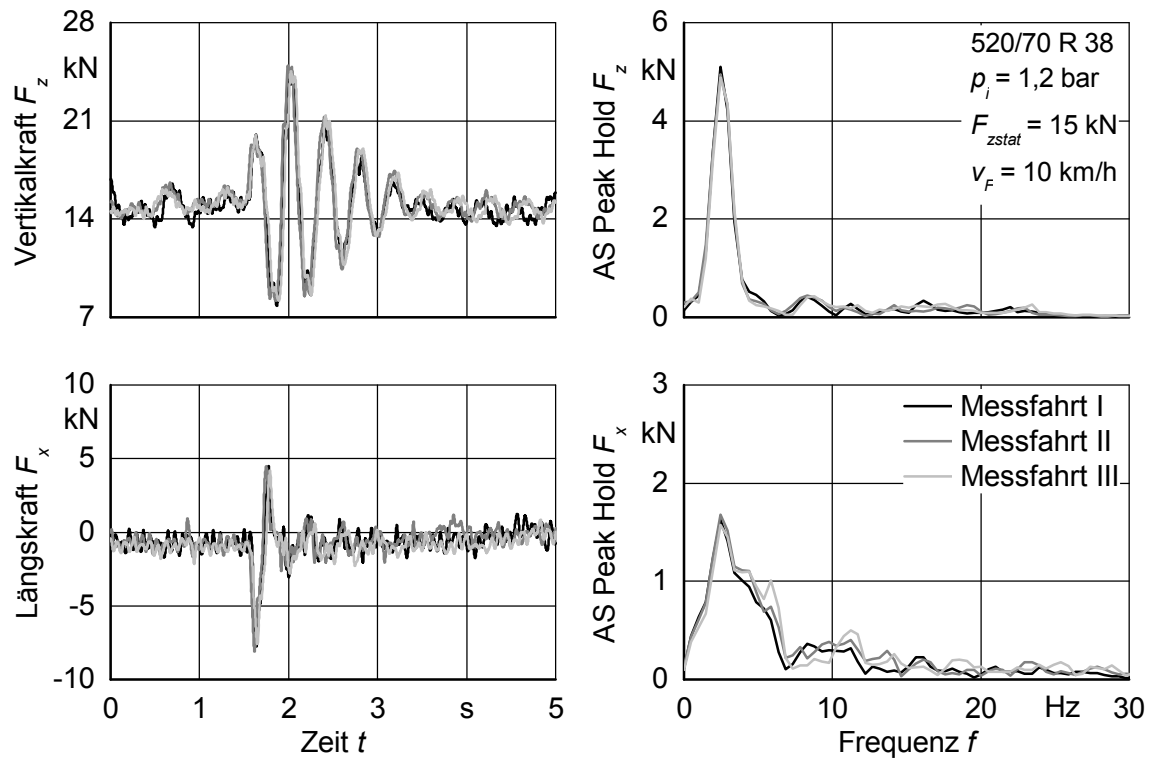


Bild A1: Reproduzierbarkeit der Messergebnisse bei einer Impulsüberfahrt

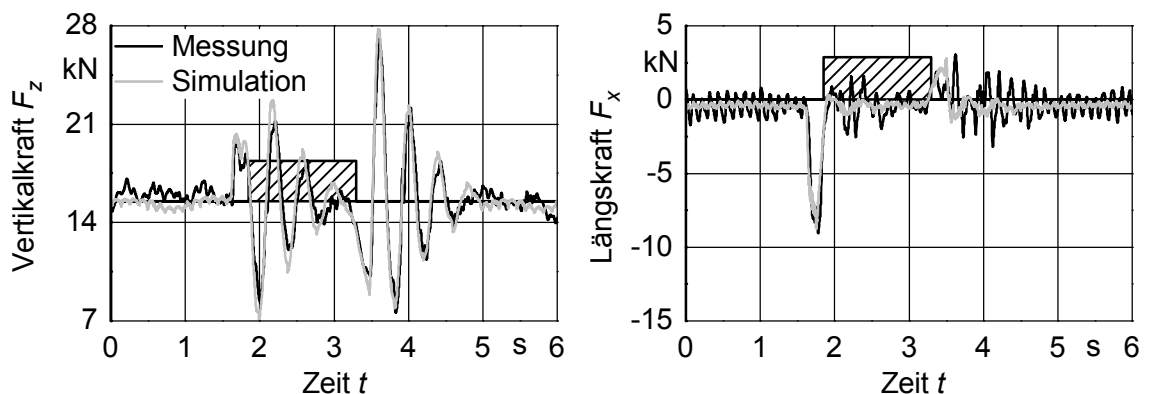


Bild A2: Stufenüberfahrt mit Hinterreifen ($F_{zstat} = 15 \text{ kN}$, $v_f = 8 \text{ km/h}$, $p_i = 1,2 \text{ bar}$)

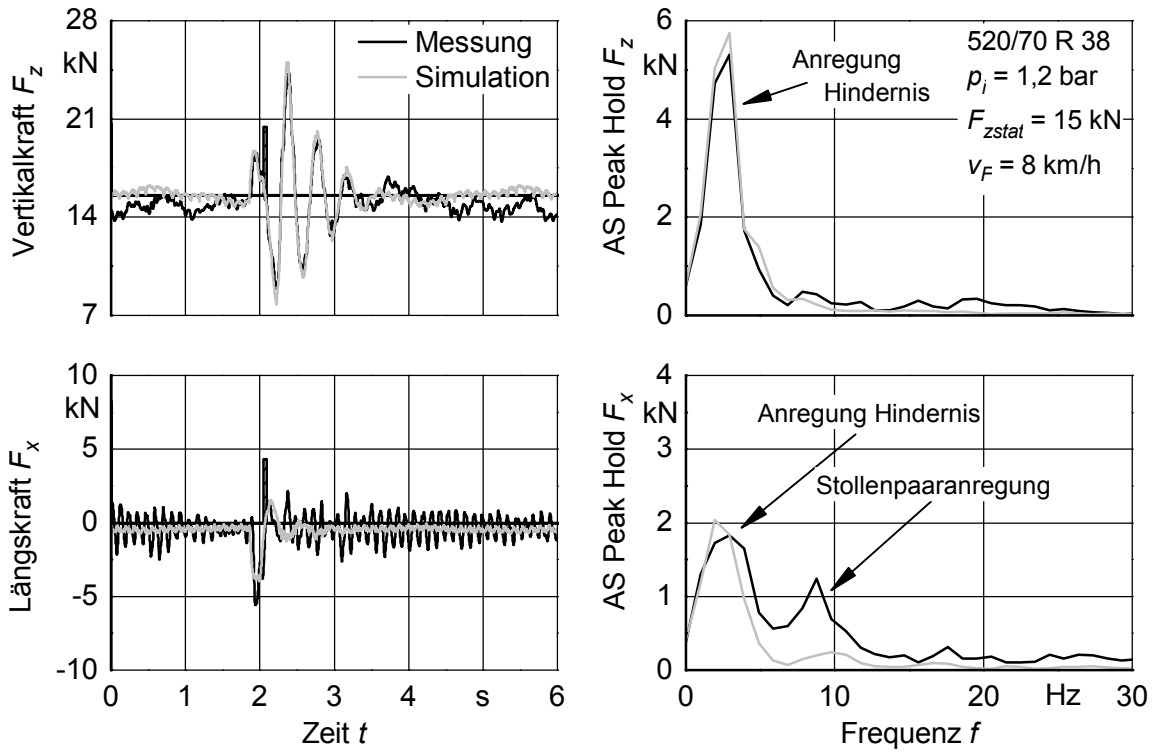


Bild A3: Darstellung einer Impulsüberfahrt im Zeit- und Frequenzbereich

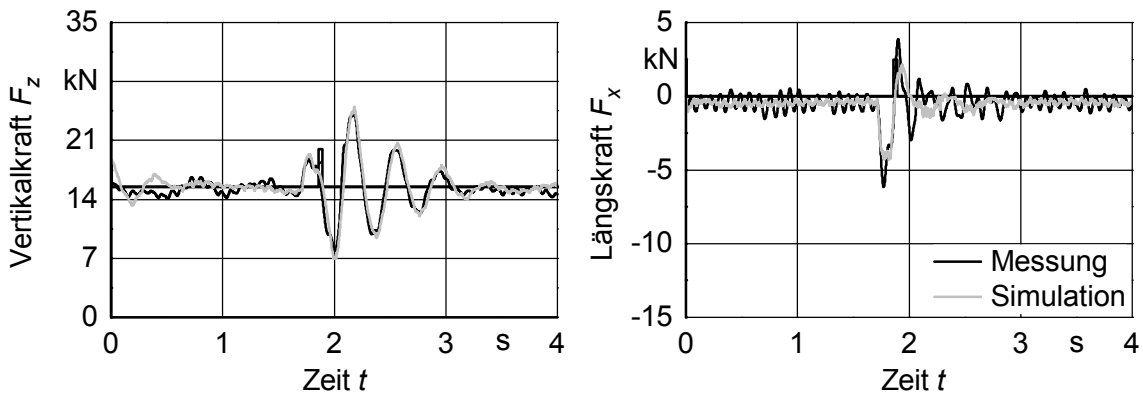
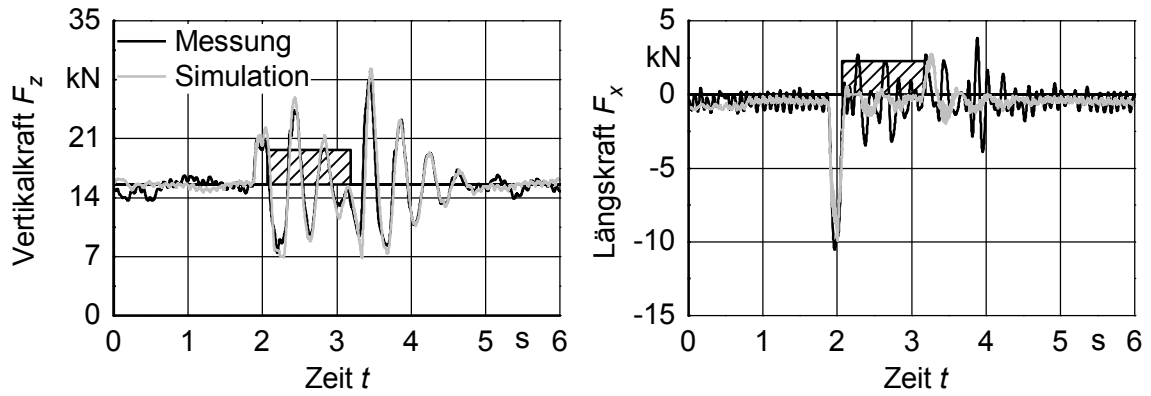
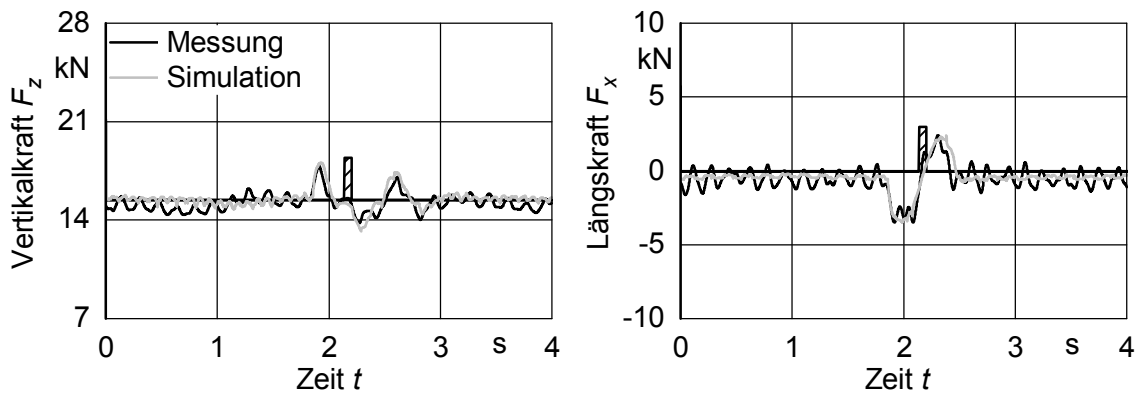
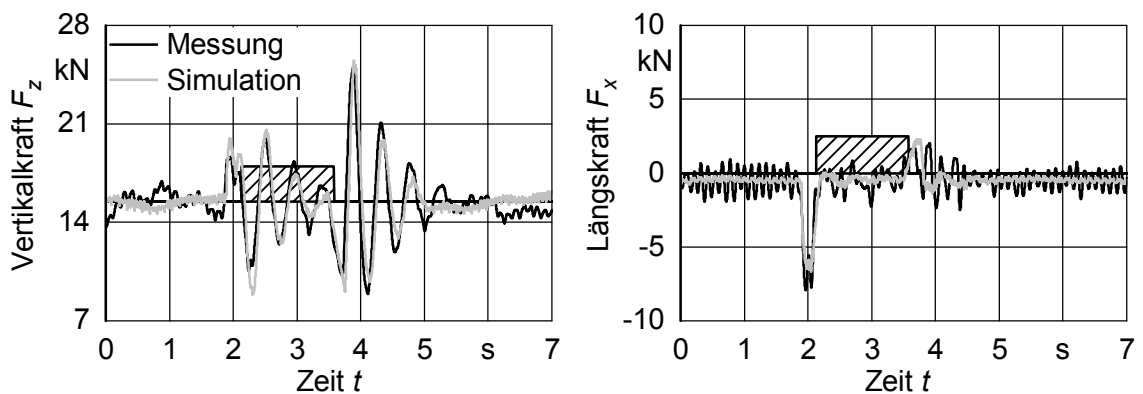


Bild A4: Impulsüberfahrt mit Hinterreifen ($F_{zstat} = 15 \text{ kN}$, $v_f = 10 \text{ km/h}$, $p_i = 1,2 \text{ bar}$)

Bild A5: Stufenüberfahrt mit Hinterreifen ($F_{zstat} = 15$ kN, $v_f = 10$ km/h, $p_i = 1,2$ bar)Bild A6: Impulsüberfahrt mit Hinterreifen ($F_{zstat} = 15$ kN, $v_f = 5$ km/h, $p_i = 0,8$ bar)Bild A7: Stufenüberfahrt mit Hinterreifen ($F_{zstat} = 15$ kN, $v_f = 8$ km/h, $p_i = 0,8$ bar)

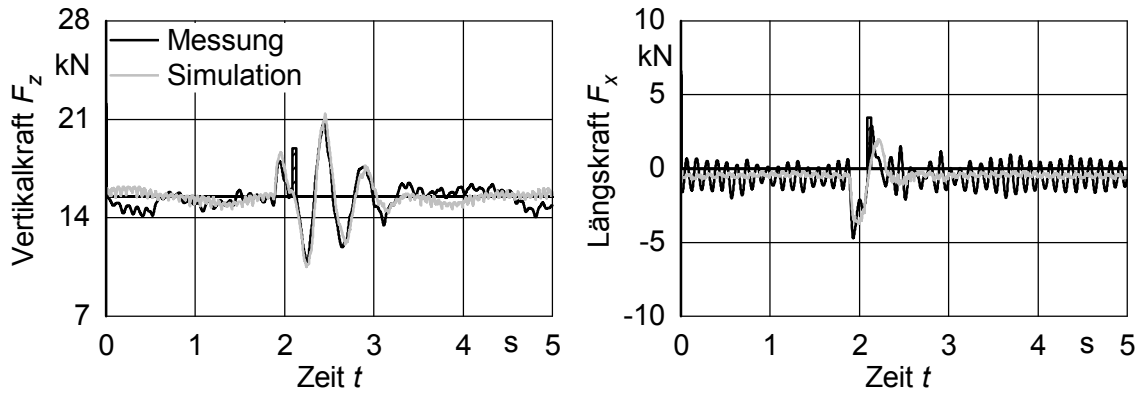


Bild A8: Impulsüberfahrt mit Hinterreifen ($F_{zstat} = 15$ kN, $v_f = 8$ km/h, $p_i = 0,8$ bar)

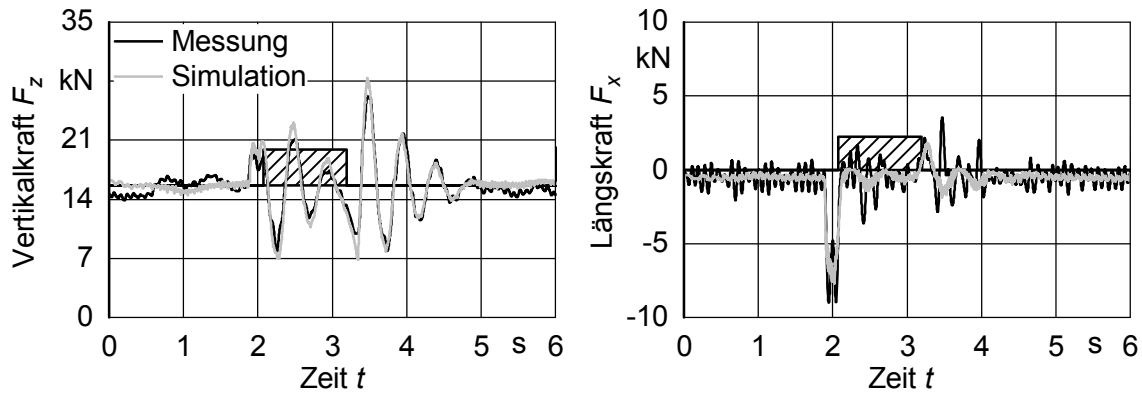


Bild A9: Stufenüberfahrt mit Hinterreifen ($F_{zstat} = 15$ kN, $v_f = 10$ km/h, $p_i = 0,8$ bar)

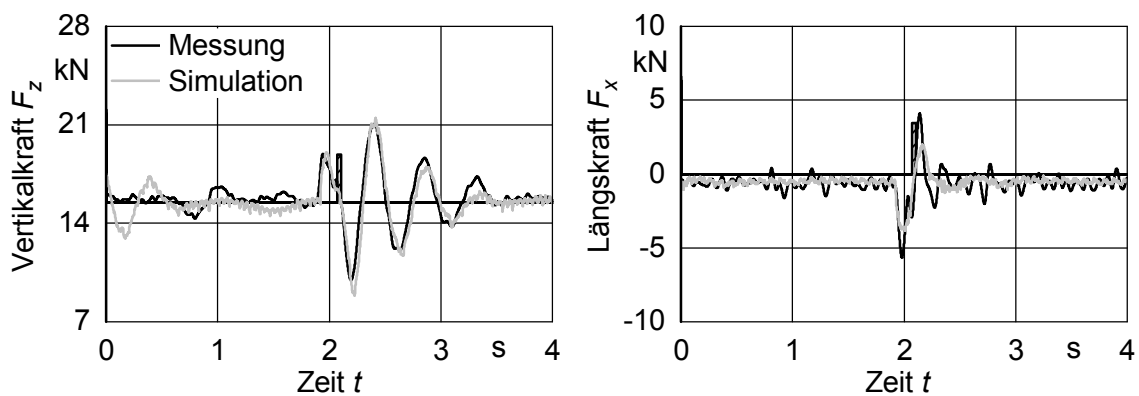


Bild A10: Impulsüberfahrt mit Hinterreifen ($F_{zstat} = 15$ kN, $v_f = 10$ km/h, $p_i = 0,8$ bar)

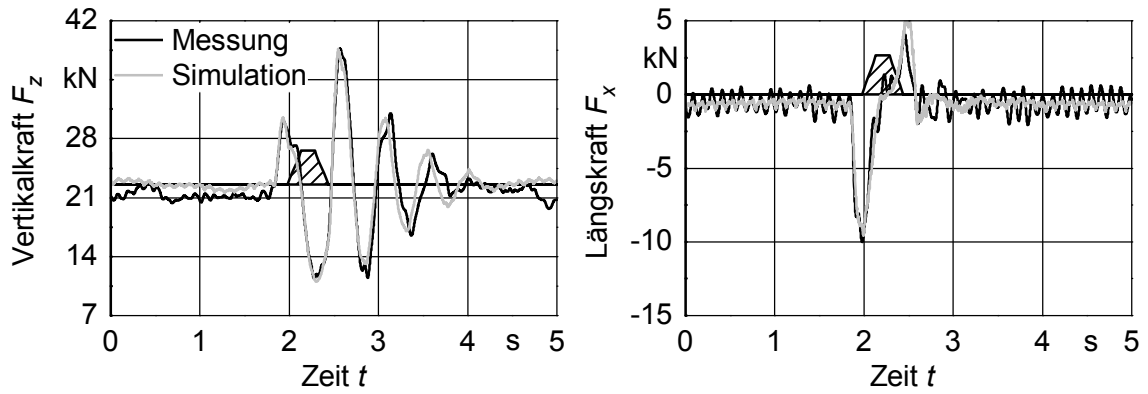


Bild A11: Rampenüberfahrt mit Hinterreifen ($F_{zstat} = 22,5$ kN, $v_f = 8$ km/h, $p_i = 1,2$ bar)

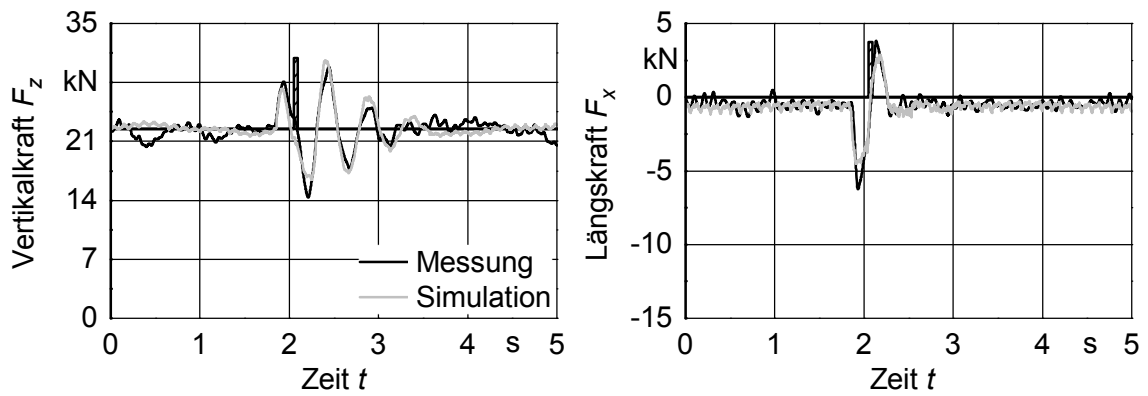


Bild A12: Impulsüberfahrt Hinterreifen ($F_{zstat} = 22,5$ kN, $v_f = 8$ km/h, $p_i = 1,2$ bar)

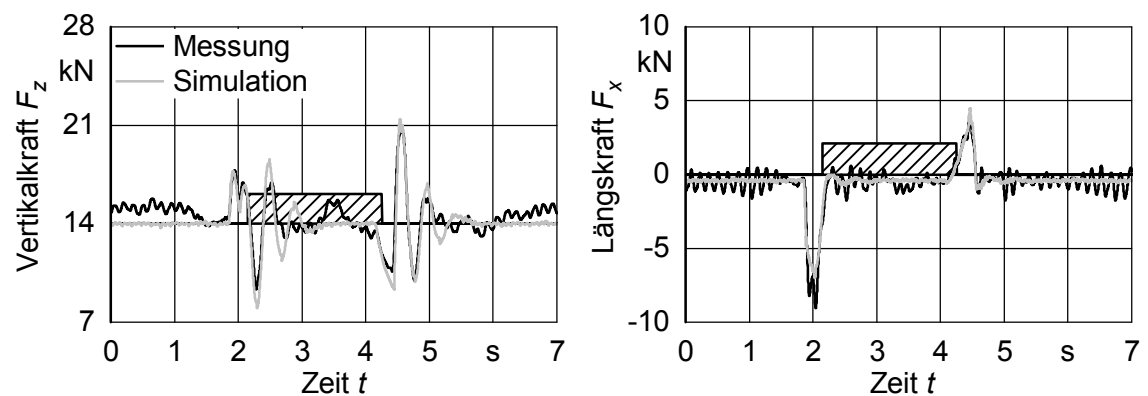


Bild A13: Stufenüberfahrt mit Vorderreifen ($F_{zstat} = 14$ kN, $v_f = 5$ km/h, $p_i = 1,2$ bar)

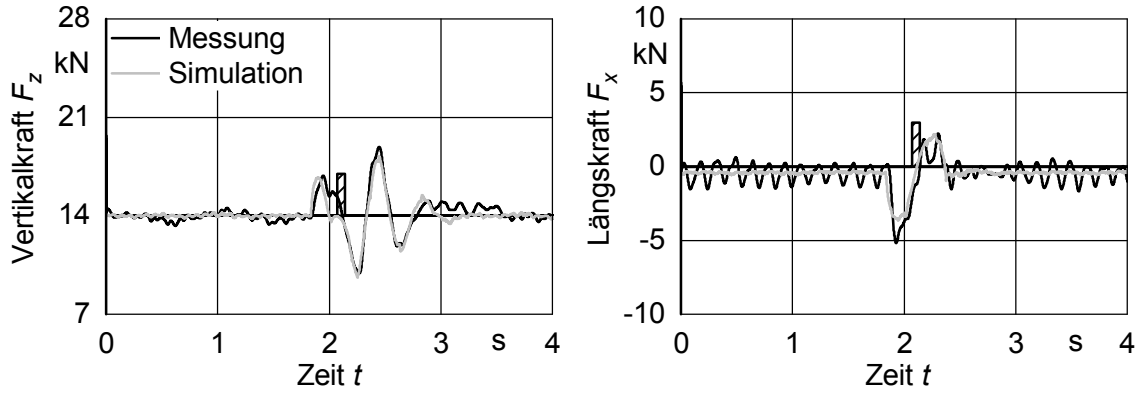


Bild A14: Impulsüberfahrt mit Vorderreifen ($F_{zstat} = 14 \text{ kN}$, $v_f = 5 \text{ km/h}$, $p_i = 1,2 \text{ bar}$)

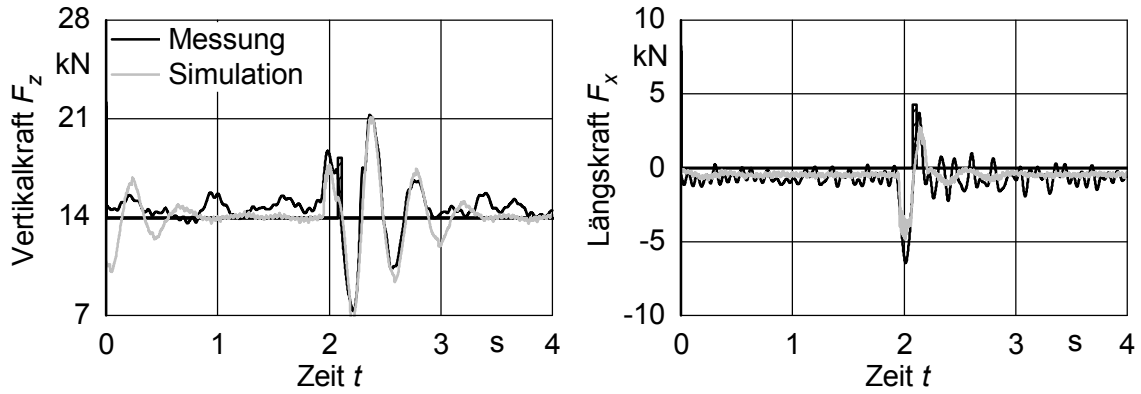


Bild A15: Impulsüberfahrt Vorderreifen ($F_{zstat} = 14 \text{ kN}$, $v_f = 10 \text{ km/h}$, $p_i = 1,2 \text{ bar}$)

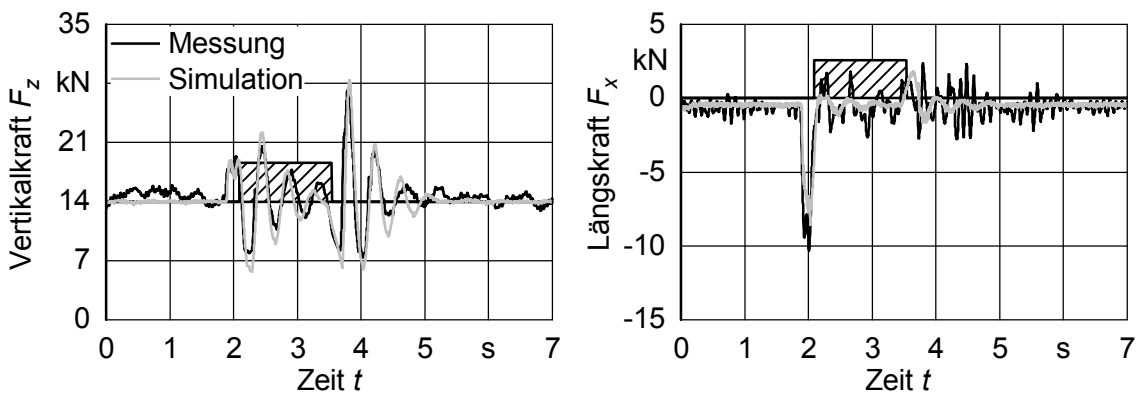


Bild A16: Stufenüberfahrt Vorderreifen ($F_{zstat} = 14 \text{ kN}$, $v_f = 10 \text{ km/h}$, $p_i = 1,2 \text{ bar}$)

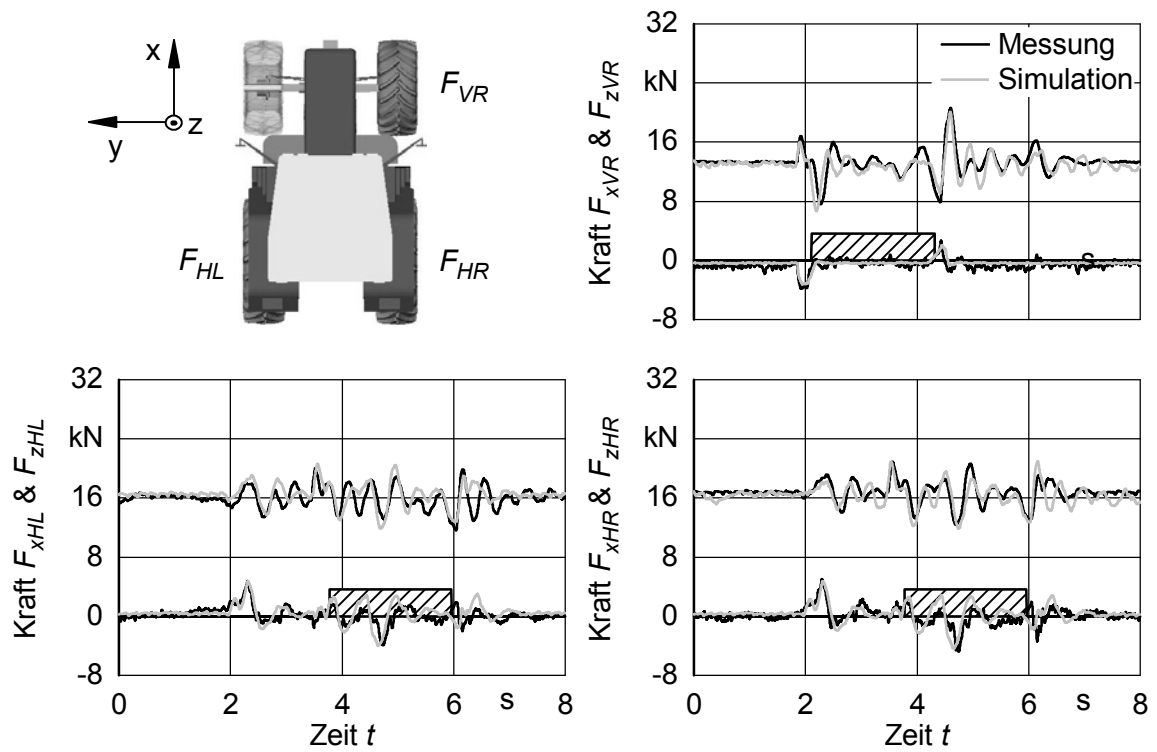


Bild A17: Stufenüberfahrt mit einer Geschwindigkeit von 5 km/h

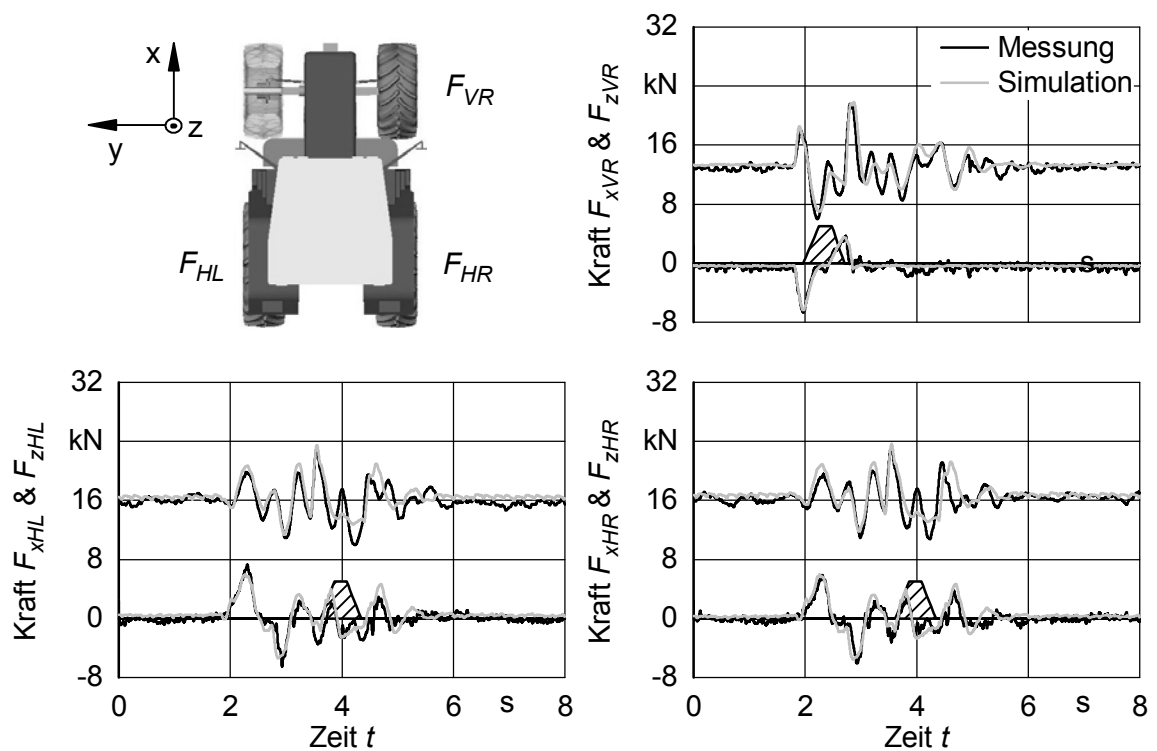


Bild A18: Rampenüberfahrt mit einer Geschwindigkeit von 5 km/h

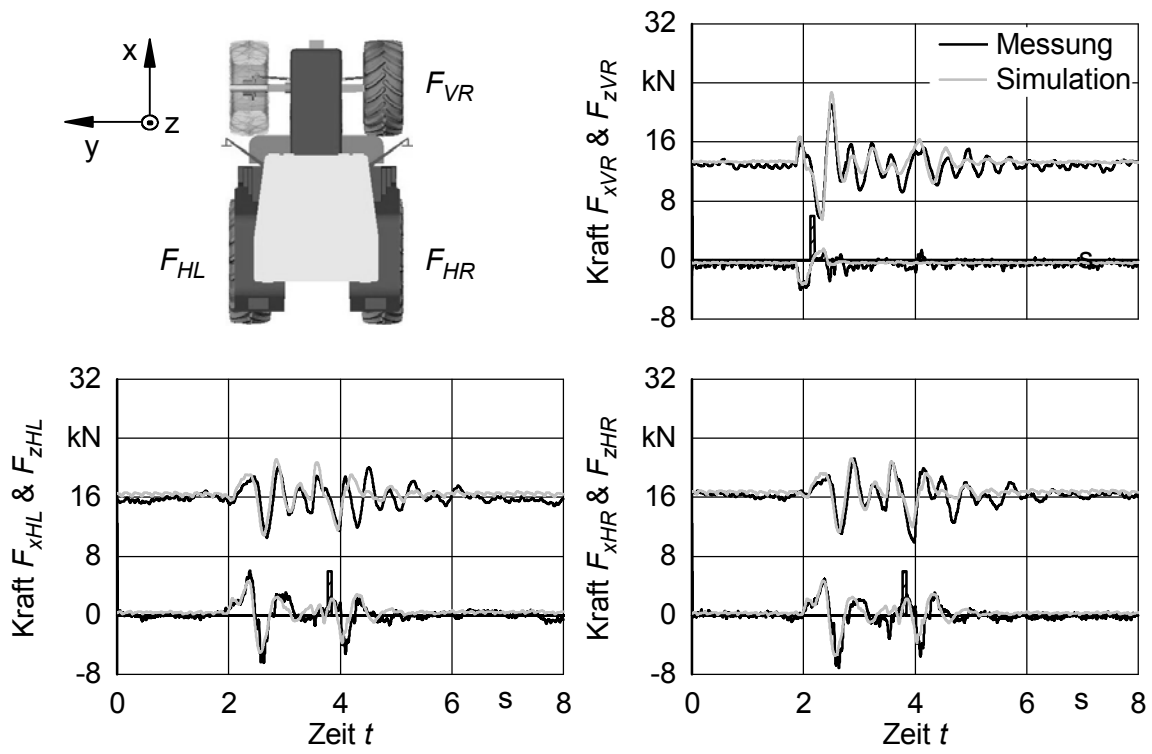


Bild A19: Impulsüberfahrt mit einer Geschwindigkeit von 5 km/h

Tabelle A1: Modellparameter des Reifens 520/70 R 38 ($p_i = 1,2$ bar)

Parameter	Wert	Einheit	Quelle
konstr. Radius r_{constr}	0,8755	m	Hersteller
Reifenunrundheit A_n & φ_n	Tabelle 5	mm & rad	Flachbandprüfstand
Reibbeiwert μ_x	Bild 43	-	Einzelradmesseinrichtung
Reibbeiwert μ_y	0,87	-	Einzelradmesseinrichtung
Rollwiderstandsbw. ρ_{kor}	0,02	-	Einzelradmesseinrichtung
radiale Federsteifigkeit c_{1r}	Bild 46	kN/m	Flachbandprüfstand
radiale Federsteifigkeit c_{2r}	Bild 46	-	Flachbandprüfstand
interradiale Federst. c_{1ir}	Tabelle 7	kN/m	Flachbandprüfstand
interradiale Federst. c_{2ir}	Tabelle 7	kN/m ²	Flachbandprüfstand
tangentiale Federst. c_t	200	kN/m	Einzelradmesseinrichtung
tangentiale Federst. d_t	0,6	kNs/m	konstant*
Torsionssteifigkeit c_{tor}	350	kNm/rad	Einzelradmesseinrichtung
Torsionsdämpfung d_{tor}	50	kNms/rad	geschätzt
axiale Federsteifigkeit c_a	42	kN/m	Einzelradmesseinrichtung
axiale Dämpfung d_a	0,6	kNs/m	konstant*
Quersteifigkeit c_y	160	kN/m	Einzelradmesseinrichtung
Querdämpfung d_y	5	kNs/m	geschätzt

*kaum Einfluss auf Simulationsergebnis, allerdings wichtig für die numerische Stabilität des Modells

9 LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Böttinger, S.: Mähdrescher. In: Jahrbuch Agrartechnik, Band 24. Braunschweig: Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge 2012, S. 1-14.
- [2] Renius, K.T.: Gesamtentwicklung Traktoren. In: Jahrbuch Agrartechnik, Band 18. Münster: Landwirtschaftsverlag 2006, S. 59-67.
- [3] Fröba, N.: Traktoren bei landwirtschaftlichen Transport- und Umschlagarbeiten. Landtechnik 53 (1998) Sonderheft, S. 212-214.
- [4] Lines, J.A., M. Stiles und R. Whyte: Whole Body Vibration during Tractor Driving. Journal of Low Frequency Noise and Vibration 14 (1995) H. 2, S. 87-104.
- [5] Seufert, H. und H. Bernhardt: Ungebremstes Wachstum. DLG-Mitteilungen 116 (2001) H. 7, S. 12-19.
- [6] Hoppe, U. und H.J. Meyer: Ursachen von Traktorunfällen. Landtechnik 60 (2005) H. 2, S. 90-91.
- [7] Renius, K.T., H. Knechtges und M. Geimer: Gesamtentwicklung Traktoren. In: Jahrbuch Agrartechnik, Band 23. Frankfurt: DLG, 2011, S. 55-61.
- [8] Rimmelman, A., B. Völker und K. Tischler: Hydraulic Power Brakes with ABS for Tractors and Mobile Equipment. VDI/MEG-Tagung Landtechnik, 06./07.11.2009 Hannover. In: VDI-MEG, VDI-Berichte Nr. 2060. Düsseldorf: VDI-Verlag 2009, S. 97-103.
- [9] • Hoppe, U.: Einfluss der Hinterachsfederung auf die Fahrdynamik von Traktoren. Dissertation Technische Universität Berlin, 2007, Forschungsberichte aus dem Fachgebiet Konstruktion von Maschinensystemen Nr. 2. Duisburg: WiKu 2007.
- [10] -, -: ISO 2631 / 1-1985 (E): Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements. 1985.
- [11] Himmelhuber, F.: Die Innovation bei aktiv geregelten Luftfederungen - mikroprozessorgesteuerte Kennlinienanpassung in Fahrersitzen. VDI/MEG-Tagung Landtechnik, 04./05.11.2005 Hannover. In: VDI-Berichte Nr. 1895. Düsseldorf: VDI-Verlag 2005, S. 113-118.
- [12] Himmelhuber, F.: Die aktiv geregelte Luftfederung für den Traktorsitz. Landtechnik 60 (2006) H. 3, S. 132-133.

- [13] • Thomas, B.: Konzeption und Simulation eines passiven Kabinenfederungssystems für Traktoren. Dissertation Technische Universität Braunschweig, 2001, Forschungsberichte des Instituts für Landmaschinen- und Fluidtechnik. Aachen: Shaker 2001.
- [14] • Sarami, S.: Development and Evaluation of a Semi-active Suspension System for Full Suspension Tractors. Dissertation Technische Universität Berlin, 2009, Forschungsberichte aus dem Fachgebiet Konstruktion von Maschinensystemen Nr. 3. Duisburg: WiKu 2009.
- [15] Böhler, H.: Einsatz von Simulationen bei der Produktentwicklung von Traktoren. Landtechnik 58 (2003) H. 3, S. 156-157.
- [16] Ki, N.: Application of Simulation to Tractor Test and Design. VDI/MEG-Tagung Landtechnik, 04./05.11.2005 Hannover. In: VDI-Berichte Nr. 1895. Düsseldorf: VDI-Verlag 2005, S. 147-154.
- [17] • Böhler, H.: Traktormodell zur Simulation der dynamischen Belastungen bei Transportfahrten. Dissertation Technische Universität München, 2001, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 14, Nr. 104. Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.
- [18] Patiño, M., G. Wolf und C. von Holst: Hybrider Simulationsansatz zur Analyse virtueller Prototypen. VDI/MEG-Tagung Landtechnik, 07./08.10.2004 Dresden. In: VDI-Berichte Nr. 1855. Düsseldorf: VDI-Verlag 2004, S. 465-470.
- [19] Schieschke, R.: Zur Relevanz der Reifendynamik in der Fahrzeugsimulation. VDI-Berichte Nr. 778 (1989), S. 249-264.
- [20] Schlotter, V. und A. Keen: The dynamic characteristics of off road tyres. In: Proceedings of the 9th European Conference of the ISTVS, 08./09.11.2003 Harper Adams, U.K. S. 460-479.
- [21] • Ferhadbegović, B.: Entwicklung und Applikation eines instationären Reifenmodells zur Fahrdynamiksimulation von Ackerschleppern. Dissertation Universität Stuttgart, 2009, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 475. Aachen: Shaker 2009.
- [22] Ferhadbegović, B., C. Brinkmann, H.D. Kutzbach und S. Böttinger: Hohenheim Tyre Model - A Dynamic Model for Agricultural Tyres. In: Proceedings of the 16th CIGR World Congress: Agricultural Engineering for a Better World, 03.-07.09.2006 Bonn. Düsseldorf: VDI-Verlag 2006, CD Publikation.
- [23] • Schulze Zumkley, H.: Reifenparameterermittlung aus Fahrversuchen mit einem Ackerschlepper unter besonderer Berücksichtigung des Hohenheimer Reifenmodells. Dissertation Universität Stuttgart, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG. Aachen: Shaker (in Arbeit).
- [24] • Brinkmann, C.: Experimental Investigation on Tractor Tire Vibration Properties. Dissertation Universität Stuttgart, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG. Aachen: Shaker (in Arbeit).

- [25] • Adamski, D.: Simulation in der Fahrwerktechnik. Wiesbaden: Springer Vieweg 2014.
- [26] • Zhang, T.: Höherfrequente Übertragungseigenschaften der Kraftfahrzeug-Fahrwerksysteme. Dissertation Technische Universität Berlin, 1991, D 83.
- [27] Peng, C. und J.A. Lines: Ground induced vibration on unsuspended agricultural tractors. International Journal of Vehicle Design 4 (1997) H. 2-4, S. 166-182.
- [28] Yilmaz, C., G.M. Hulbert und N. Kikuchi: Reducing Tire-Induced Noise and Vibration. Tire Science and Technology, TSTCA 34 (2006), S. 135-147.
- [29] • Schlotter, V.: Einfluss dynamischer Radlastschwankungen und Schräglaufländerungen auf die horizontale Kraftübertragung von Ackerschlepperreifen. Dissertation Universität Stuttgart, 2006, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 437. Aachen: Shaker 2006.
- [30] • Yeh, C.K.: Experimentelle Untersuchungen über Unwuchten und Unrundheiten von Ackerschlepperreifen. Dissertation Technische Universität Berlin, 1992, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 219.
- [31] Zoz, F.M.: The Cause of Powerhop. ASABE-Paper No. 071110.
- [32] Wiley, J.C. und R.J. Turner: Power Hop Instability of Tractors. ASABE-Paper No. 913C0108.
- [33] Keen, A.: The Tyre and Suspension Characteristics of an off Road Vehicle Determined Using a Single Wheel Tester. EAEC European Automotive Congress, 18.-20.06.2001 Bratislava. S. 1-10.
- [34] • Lines, J.A.: The Suspension Characteristics of Agricultural Tractor Tyres. Dissertation Cranfield Institute of Technology, 1991.
- [35] Keen, A.: The Effect of Wheel Vibration on Traction - An Investigation using a Single Wheel Tester. In: Proceedings of the 6th APISTVS Conference, 03.-05.12.2001 Bangkok, Thailand. S. 316-323.
- [36] Keen, A.: The Effect of Wheel Vibration by Ground Displacement on Traction. In: Proceedings of the 15th International Conference of the ISTVS, 25.-29.09.2005 Hayama, Japan. CD Publikation 2005.
- [37] Schrogl, H.: Die Zugkraft hängt vom Reifen ab. Württembergisches Wochenblatt für Landwirtschaft (1979) H. 41, S. 11-14.
- [38] • Schrogl, H.: Dynamische Eigenschaften von Ackerschlepper-Triebradreifen bei höheren Rollgeschwindigkeiten. Dissertation Universität Hohenheim, 1989, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 159.

- [39] • Langenbeck, B.: Untersuchungen zum Fahrverhalten von Ackerschleppern unter besonderer Berücksichtigung der Reifeneigenschaften. Dissertation Universität Stuttgart, 1992, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 55. Düsseldorf: VDI-Verlag 1992.
- [40] -, -: ISO 5008: Agricultural wheeled tractors and field machinery - Measurement of whole-body vibration of the operator. 1979.
- [41] Armbruster, K. und H.D. Kutzbach: Combined lateral and longitudinal forces on driven angled tractor tyres. Journal of Terramechanics 28 (1991) H. 4, S. 331-338.
- [42] • Armbruster, K.: Untersuchung der Kräfte an schräglaufenden angetriebenen Ackerschlepperrädern. Dissertation Universität Stuttgart, 1991, VDI Fortschritt Bericht, Reihe 14, Nr. 53. Düsseldorf: VDI-Verlag 1991.
- [43] • Barrelmeyer, T.: Untersuchung der Kräfte an gelenkten und angetriebenen Ackerschlepperrädern bei Gelände- und Straßenfahrt. Dissertation Universität Stuttgart, 1996, VDI Fortschritt Bericht, Reihe 14, Nr. 79. Düsseldorf: VDI-Verlag 1996.
- [44] • Plesser, J.: Dynamisches Verhalten von Ackerschlepperreifen in Vertikal- und Längsrichtung auf fester Fahrbahn. Dissertation Universität Stuttgart, 1997, VDI Fortschritt Bericht, Reihe 14, Nr. 83. Düsseldorf: VDI-Verlag 1997.
- [45] Böttinger, S., J. Haberland, C. Brinkmann und S. Jantzen: Driving Comfort with Agricultural Tractors - State of the Art and Objectification of the Evaluation. In: Proceedings of 10th European Conference of the ISTVS, 03.-06.10.2006 Budapest, Ungarn. CD Publikation 2006.
- [46] Haberland, J., C. Brinkmann und S. Böttinger: Fahrkomfortuntersuchungen mit verschiedenen Traktorreifen. Landtechnik 62 (2007) H. 4, S. 210-211.
- [47] • Sharon, I.: Untersuchungen über die Schwingungseigenschaften großvolumiger Niederdruckreifen. Dissertation Technische Universität Berlin, 1975, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 3.
- [48] • Kising, A.: Dynamische Eigenschaften von Traktor-Reifen. Dissertation Technische Universität Berlin, 1988, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 14, Nr. 40. Düsseldorf: VDI-Verlag 1988.
- [49] Siefkes, T.: Dynamische Kennwerte von AS-Reifen im Prüfstandsversuch und im Freiland. VDI/MEG Kolloquium Landtechnik, 27./28.04.1989 München. In: VDI-MEG, Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge 1989, S. 146-155.
- [50] • Siefkes, T.: Die Dynamik in der Kontaktfläche von Reifen und Fahrbahn und ihr Einfluß auf das Verschleißverhalten von Traktor-Triebradreifen. Dissertation Technische Universität Berlin, 1994, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 14, Nr. 67. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994.

- [51] • von Holst, C.: Vergleich von Reifenmodellen zur Simulation der Fahr-
dynamik von Traktoren. Dissertation Technische Universität Berlin, 2001,
VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 14, Nr. 102. Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.
- [52] Coenenberg, H.H.: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern I.
Landtechnische Forschung 12 (1962) H. 1, S. 7-12.
- [53] Coenenberg, H.H.: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern I.
Landtechnische Forschung 11 (1961) H. 6, S. 145-150.
- [54] • Wendeborn, J.O.: Ein Beitrag zur Verbesserung des Fahrkomforts auf
Ackerschleppern. Dissertation Technische Universität Braunschweig,
1968, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 14, Nr. 8. Düsseldorf: VDI-Verlag
1968.
- [55] Hofmann, K. und H. Müller: Vertikal- und Horizontalkräfte an luftbereiften
Rädern beim Überfahren von Hindernissen. Agrartechnik 24 (1974) H. 3,
S. 148-151.
- [56] • Müller, H.: Beitrag zur rechnerischen Ermittlung von Belastungen in
Tragwerken landwirtschaftlicher Fahrzeuge beim Überqueren großer
Fahrbahnunebenheiten. Dissertation Technische Universität Dresden,
1976.
- [57] Lines, J.A. und K. Murphy: The stiffness of agricultural tractor tyres. Jour-
nal of Terramechanics 28 (1991) H. 1, S. 49-64.
- [58] Lines, J.A. und K. Murphy: The radial damping of agricultural tractor tyres.
Journal of Terramechanics 28 (1991) H. 2/3, S. 229-241.
- [59] Lines, J.A. und N.A. Young: A Machine for Measuring the Suspension
Characteristics of Agricultural Tyres. Journal of Terramechanics 26 (1989)
H. 3/4, S. 201-210.
- [60] Nguyen, N.V.: The enveloping characteristics of an agricultural tyre. Div.
Note DN 1461, AFRC Institute of Engineering Research, Silsoe,
Großbritannien, 1988.
- [61] • Einsle, S.: Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens
bei transienten und extremen Fahrmanövern. Dissertation Technische
Universität Dresden, 2010.
- [62] Bösch, P., D. Ammon und F. Klempau: Reifenmodelle - Wunsch und Wirk-
lichkeit aus der Sicht der Fahrzeugentwicklung. 4. Darmstädter Reifenkol-
loquium, 17.10.2002 Darmstadt. In: VDI-Fortschritt-Berichte. Düsseldorf:
VDI-Verlag 2002, S. 87-101.
- [63] Pacejka, H.B.: Tyre factors and vehicle handling. International Journal of
Vehicle Design 1 (1979) H. 1, S. 1-23.

- [64] Badalamenti, J.M. und G.R. Doyle: Radial-Interradial Spring Tire Models. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design* 110 (1988), S. 70-75.
- [65] • Zegelaar, P.W.A.: The Dynamic Response of Tyres to Brake Torque Variations and Road Unevennesses. Dissertation Delft University of Technology, 1998.
- [66] Harth, V., M. Fayet, L. Maiffredy und C. Renou: Wheel - Obstacle Interaction Models for Off-Road Vehicles. In: *Proceedings of the 8th European Conference of the ISTVS*, 18.-22.06.2000 Umea, Schweden. S. 164-171.
- [67] • Schmeitz, A.J.C.: A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre Rolling over Arbitrarily Uneven Road Surfaces. Dissertation Delft University of Technology, 2004.
- [68] Bandel, P. und C. Monguzzi: Simulation Model of the Dynamic Behavior of a Tire Running over an Obstacle. *Tire Science and Technology, TSTCA* 16 (1988) H. 2, S. 62-77.
- [69] Captain, K.M., A.B. Boghani und D.N. Wormley: Analytical Tire Models for Dynamic Vehicle Simulation. *Vehicle System Dynamics* 8 (1979) H. 1, S. 1-32.
- [70] Crolla, D.A., D.N.L. Horton und R.M. Stayner: Effect of Tyre Modelling on Tractor Ride Vibration Predictions. *Journal of Agricultural Engineering Research* 47 (1990), S. 55-57.
- [71] Böhler, H.: Dynamische Belastungen des Traktors bei Transportfahrten-Vergleich von Messung und Simulation. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 07./08-10.1999 Braunschweig. In: *VDI-Berichte Nr. 1503*. Düsseldorf: VDI-Verlag 1999, S. 37-42.
- [72] Pacejka, H.B. und E. Bakker: The Magic Formula Tyre Model. *Vehicle System Dynamics* 21 (1992) Sonderheft 1, S. 1-18.
- [73] Kisilowski, J. und Z. Lozia: Modelling and Simulating the Braking Process of Automotive Vehicle on Uneven Surface. *Vehicle System Dynamics* 15 (1986) H. 6, S. 250-263.
- [74] Marx, B., B. Johanning und S. Böttinger: Nickschwingungstilgung durch Topzylinder. *Landtechnik* 67 (2012) H. 3, S. 191-195.
- [75] • Lugner, P. und M. Plöchl: *Tire Model Performance Test (TMPT)*. Dorchester, Großbritannien: Taylor & Francis 2007.
- [76] • Maurice, J.P.: Short Wavelength and Dynamic Tyre Behaviour under Lateral and Combined Slip Conditions. Dissertation Delft University of Technology, 2000.

- [77] Pacejka, H.B. und I.J.M. Besselink: Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. *Vehicle System Dynamics* 27 (1997) Sonderheft, S. 234-249.
- [78] Schmeitz, A.J.C. und J.P. Pauwelussen: An efficient dynamic and handling tyre model for arbitrary road unevennesses. Tagung Reifen Fahrwerk Fahrbahn, 18./19.10.2001, Hannover. In: VDI-Berichte Nr. 1632. Düsseldorf: VDI-Verlag 2001, S. 173-199.
- [79] Schmeitz, A.J.C., S.T.H. Jansen und H.B. Pacejka: Application of a semi-empirical dynamic tyre model for rolling over arbitrary road profiles. *International Journal of Vehicle Design* 36 (2004) H. 2/3, S. 194-215.
- [80] Gipser, M.: FTire - The tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics* 45 (2007) Sonderheft 1, S. 139-151.
- [81] Oertel, C. und A. Fandre: Das Reifenmodellsystem RMOD-K. *Automobil-technische Zeitschrift* 103 (2001) H. 11, S. 1074-1079.
- [82] Mancosu, F., R. Sangalli, F. Cheli, G. Ciarlariello und F. Braghin: A Mathematical-physical 3D Tire Model for Handling/Comfort Optimization on a Vehicle: Comparison with Experimental Results. *Tire Science and Technology, TSTCA* 28 (2000) H. 4, S. 210-232.
- [83] Belluzzo, D., F. Mancosu, R. Sangalli, F. Cheli und S. Bruni: New Predictive Model for the Study of Vertical Forces (up to 250 Hz) Induced on the Tire Hub by Road Irregularities. *Tire Science and Technology, TSTCA* 30 (2002) H. 1, S. 2-18.
- [84] • Gipser, M.: Pneumatic Tire Models: the Detailed Mechanical Approach. In: *Road and Off-Road Vehicle System Dynamics Handbook*. London: Taylor and Francis, 2007.
- [85] Ferhadbegović, B., S. Böttinger und H.D. Kutzbach: A Multi-Body Model of an Agricultural Tractor for Driving Dynamics Analysis. 8th Asia-Pacific Conference of the ISTVS, 23.-26.06.2007 Fairbanks, USA. CD Publikation 2007.
- [86] Plessner, J.: Longitudinal Dynamics of Agricultural Tyres. In: *Proceedings of the 6th European Conference of the ISTVS*, 28.-30.09.1994 Wien, Österreich. 1994, S. 263-276.
- [87] Clover, C.L. und J.E. Bernard: Longitudinal Tire Dynamics. *Vehicle System Dynamics* 29 (1998) H. 4, S. 231-259.
- [88] Ferhadbegović, B., C. Brinkmann, H.D. Kutzbach und S. Böttinger: Hohenheim Tyre Model - A Transient Model for Driving Dynamics Simulation. 10th European Conference of the ISTVS, 03.-06.10.2006 Budapest, Ungarn. CD Publikation 2007.

- [89] Ferhadbegović, B., C. Brinkmann, H.D. Kutzbach und S. Böttinger: Hohenheimer Reifenmodell - ein dynamisches dreidimensionales Modell für Fahrdynamiksimulation. Agrartechnische Forschung 13 (2007) H. 1, S. 1-14.
- [90] Ferhadbegović, B., S. Böttinger und H.D. Kutzbach: Handling Analysis of Agricultural Tractors Using Multibody Simulation. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 09./10.11.2007 Hannover. In: VDI-Berichte Nr. 2001. Düsseldorf: VDI-Verlag 2007, S. 103-108.
- [91] Marx, B., B. Johannung und S. Böttinger: Traktionsmanagement und Nickschwingungstilgung für Traktorgespanne. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 27./28.10.2010 Braunschweig. In: VDI-Berichte Nr. 2111. Düsseldorf: VDI-Verlag 2010, S. 43-48.
- [92] Witzel, P., D. Heim und S. Böttinger: Hohenheim Tire Model for use in agricultural industry. SIMPACK News (2011) Dezemberausgabe, S. 28-30.
- [93] Witzel, P., H. Schulze Zumkley und S. Böttinger: Hindernisüberfahrt mit dem Hohenheimer Reifenmodell. Landtechnik 66 (2011) H. 1, S. 64-66.
- [94] Witzel, P. und S. Böttinger: Erweiterung des Hohenheimer Reifenmodells zu einem Radialmodell. Landtechnik 66 (2011) H. 2, S. 144-146.
- [95] Witzel, P. und S. Böttinger: Upgrading of the Hohenheim Tyre Model to a radial approach for the simulation of obstacle passages. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 11./12.11.2011 Hannover. In: VDI-Berichte Nr. 2124. Düsseldorf: VDI-Verlag 2011, S. 431-437.
- [96] El-Razaz, A.S.A. und D.A. Crolla: A Multi-Spoke Model for Off-Road Tyres. In: Proceedings of 4th European Conference of the ISTVS, 21.-23.03.1989 Wageningen, Niederlande, S. 44-53.
- [97] Davis, D.C.: A Radial-Spring Terrain-Enveloping Tire Model. Vehicle System Dynamics 4 (1975) H. 1, S. 55-69.
- [98] Lozia, Z.: A Two-Dimensional Model of the Interaction between a Pneumatic Tire and an Even and Uneven Road Surface. Vehicle System Dynamics 17 (1988) H. 6, S. 227-238.
- [99] Siefkes, T.: Der AS-Reifen als Bindeglied zwischen Fahrzeug und Boden. VDI/MEG Kolloquium Landtechnik, 26.-28.09.1989 Berlin. Düsseldorf: VDI-Verlag 1989, S. 65-79.
- [100] Siefkes, T. und H. Göhlich: Tire simulation as a basis for vehicle performance prediction. In: Proceedings of the 5th European Conference of the ISTVS, 04.-06.09.1991 Budapest, Ungarn, S. 399-406.
- [101] Zachow, D.: 3D Membrane Shell Model in Application of a Tractor and PKW Tyre. Vehicle System Dynamics 27 (1997) Sonderheft 1, S. 163-172.

- [102] Böhm, F.: Reifenmodell für hochfrequente Rollvorgänge auf kurzwelligen Fahrbahnen. In: VDI-Berichte Nr. 1088. Düsseldorf: VDI-Verlag 1993, S. 65-81.
- [103] Eichler, M.: A Ride Comfort Tyre Model for Vibration Analysis in Full Vehicle Simulations. *Vehicle System Dynamics* 27 (1997) Sonderheft 1, S. 109-122.
- [104] Oertel, C. und A. Fandre: Ride Comfort Simulations and Steps towards Life Time Calculations: RMOD-K and ADAMS. International ADAMS Users' Conference, 1999 Berlin. S. 1-17.
- [105] Einsle, S.: Reifenmodelle - Simulation und Messung der Reaktionsgrößen am Reifen bei Schlagleistenüberfahrt. Diplomarbeit Technische Universität Dresden, 2004.
- [106] Gallrein, A. und M. Bäcker: CDTire: a tire model for comfort and durability applications. *Vehicle System Dynamics* 45 (2007) Sonderheft, S. 69-77.
- [107] Weber, D., M. Bäcker und M. Obermayr: Deformierbarer Boden in MKS-Reifensimulationen. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 06./07.11.2012 Karlsruhe. In: VDI-MEG, VDI-Berichte Nr. 2173. Düsseldorf: VDI-Verlag 2012, S. 403-416.
- [108] Lugner, P. und M. Plöchl: Results. *Vehicle System Dynamics* 45 (2007) Supplement 1, S. 29-55.
- [109] Gallrein, A.: Mündliche Mitteilung zur Modellhistorie von CD Tire. Fraunhofer-Institut, wissenschaftlicher Mitarbeiter, 02.12.2013.
- [110] -, -: RMOD-K 7. IAT Dynamics mbH, <http://www.rmod-k.com>, 29.11.2013.
- [111] Oertel, C.: RMOD-K Formula Documentation. FH Brandenburg - FB Technik-Mechatronik, 2011.
- [112] Gipser, M.: DNS-Tire 3.0: die Weiterentwicklung eines bewährten strukturellmechanischen Reifenmodells. Darmstädter Reifenkolloquium, 10.10.1996 Darmstadt. In: VDI-Berichte Nr. 512. Düsseldorf: VDI-Verlag 1996, S. 52-62.
- [113] Gipser, M., R. Hofer und P. Lugner: Dynamical tyre forces response to road unevennesses. *Vehicle System Dynamics* 27 (1997) H. 1, S. 94-108.
- [114] Gipser, M.: Reifenmodelle für Komfort- und Schlechtwegsimulationen. 7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 06./07.10.1998 Aachen. S. 519-540.
- [115] Gipser, M.: ADAMS/FTire - A Tire Model for Ride & Durability Simulations. International ADAMS Users' Conference, 2000 Tokyo, Japan, S. 1-13.

- [116] Gipser, M.: Reifenmodelle in der Fahrzeugdynamik: eine einfache Formel genügt nicht mehr, auch wenn sie magisch ist. MKS-Simulation in der Automobilindustrie, 2001 Graz, Österreich, S. 1-16.
- [117] Dorfi, H.R.: A Study of the In-Plane Force Transmission of Tires. Tire Science and Technology, TSTCA 32 (2004) Nr. 4, S. 188-213.
- [118] Nakahara, J. und M. Minakawa: Validation of Ride Comfort Simulation Using a Test Vehicle, which Measures Road Profile and Vehicle Vibrations Simultaneously. 5. Internationales Stuttgarter Symposium, 18.-20.02.2003 Stuttgart. In: Bargende, M. und J. Wiedemann, Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren. Renningen: expert 2003, S. 494-508.
- [119] Riepl, A., W. Reinalter und G. Fruhmann: Rough road simulation with tire model RMOD-K and FTire. Vehicle System Dynamics 41 (2004) Sonderheft. S. 734-743.
- [120] Stallmann, M.J., P. Schalk Els und C.M. Bekker: Parameterization and modelling of large off-road tyres for ride analyses: Part 1 – Obtaining parameterization data. Journal of Terramechanics 55 (2014), S. 73-84.
- [121] Stallmann, M.J. und P. Schalk Els: Parameterization and modelling of large off-road tyres for ride analyses: Part 2 – Parameterization and validation of tyre models. Journal of Terramechanics 55 (2014), S. 85-94.
- [122] Bosch, H.R.B., H.A. Hamersma und P. Shalk Els: FTire Parameterisation of an SUV Tyre. In: Proceedings of the 18th International Conference of the ISTVS, 22.-25.09.2014 Seoul, Südkorea. CD Publikation 2014.
- [123] Taheri, Sh., C. Sandu, S. Taheri, E. Pinto und D. Gorsich: A technical survey on Terramechanics models for tire-terrain interaction used in modeling and simulation of wheeled vehicles. Journal of Terramechanics 57 (2015), S. 1-22.
- [124] Taheri, Sh., C. Sandu und S. Taheri: Development and Implementation of a Hybrid Soft Soil Tire Model (HSSTM). In: Proceedings of the 18th International Conference of the ISTVS, 22.-25.09.2014 Seoul, Südkorea. CD Publikation 2014.
- [125] Weinhold, O., S. Baumann, M. Obermayr und C. von Holst: Prozesskette zur Parametrierung von Reifenmodellen in der Landtechnik. 13. Internationale VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, 25.-26.10.2011 Hannover. In: VDI-Berichte Nr. 2137. Düsseldorf: VDI-Verlag 2011, S. 323-332.
- [126] • Herkt, S.: Model Reduction of Nonlinear Problems in Structural Mechanics: Towards a Finite Element Tyre Model for Multibody Simulation. Dissertation Technische Universität Kaiserslautern, 2008.
- [127] Chang, Y.P., M. El-Gindy und D.A. Streit: Literature survey of transient dynamic response tyre models. International Journal of Vehicle Design 34 (2004) H. 4, S. 354-386.

- [128] Regli, G. und A. Handke: Simulation der Wechselwirkung Reifen-Boden mit Hilfe finiter Elemente. VDI/MEG Kolloquium Landtechnik, 27./28.04.1989 München. In: VDI-MEG, Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge. 1989, S. 38-45.
- [129] Fodor, E., S. Kriston, F. Nandori, L. Sarközi und T. Szabo: A Finite Element System for the Hierarchical Design of Agricultural Tires. Tire Science and Technology, TSTCA 26 (1998) H. 4, S. 222-240.
- [130] Biris, S.S., N. Ungureanu, E. Maican, E. Murad und V. Vladut: FEM Model to Study the Influence of Tire Pressure on Agricultural Tractor Wheel Deformations. In: Proceedings of the 10th International Scientific Conference Engineering for Rural Development, 26./27.05.2001 Jelgava, Lettland. S. 223-228.
- [131] • Li, H.: Analysis of Off-Road Tire-Soil Interaction through Analytical and Finite Element Methods. Dissertation Technische Universität Kaiserslautern, 2013.
- [132] Ropers, C.: Untersuchung der Reifenschwingung bei Überfahrt von Einzelhindernissen. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 04./05.11.2005 Hannover. In: VDI-Berichte Nr. 1895. Düsseldorf: VDI-Verlag 2005, S. 387-403.
- [133] -, -: VDI 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. Berlin: Beuth 2004.
- [134] • Böge, A.: Handbuch Maschinenbau. Wiesbaden: Springer Vieweg 2013.
- [135] Armbruster, K. und H.D. Kutzbach: Development of a Single Wheel Tester for Measurements on Driven Angled Wheels. In: Proceedings of the 4th European Conference of the ISTVS, 21.-23.03.1989 Wageningen, Niederlande. S. 8-14.
- [136] Gaßmann, S.: Konstruktive Erweiterung einer Versuchseinrichtung für AS-Reifen. Studienarbeit HS 611 S, 2005, Universität Stuttgart, unveröffentlicht.
- [137] • Späth, R.: Dynamische Kräfte an Standardtraktoren und ihre Wirkungen auf den Rumpf. Dissertation Technische Universität München, 2003, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 14, Nr. 115. Düsseldorf: VDI-Verlag 2003.
- [138] Haberland, J., C. Brinkmann und S. Böttinger: Fahrkomfort bei Traktoren - Zusammenhänge zwischen subjektiven und objektiven Messungen. Landtechnik 62 (2007) H. 5, S. 324-325.
- [139] -, -: Goodyear: Farm und Industrie/Baumaschinenreifen. Goodyear GmbH & Co. KG, Köln, 2006.
- [140] Geimer, M., T. Krüger und P. Linsel: Co-Simulation, gekoppelte Simulation oder Simulatorkopplung? Ölhydraulik und Pneumatik 50 (2006) H. 11-12, S. 572-576.

- [141] Arévalo Montaña, C.: Entwicklung eines Mehrkörpersimulation-Modells eines Traktor-Anhänger-Gespans in Matlab/Simulink. Masterarbeit M 194 H, 2012, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik, unveröffentlicht.
- [142] Rulka, W.: SIMPACK, ein Rechenprogramm zur Simulation von Mehrkörpersystemen mit großen Bewegungen. Finite Elemente in der Praxis, Computergestütztes Berechnen und Konstruieren, T-Programm, 1989 Reutlingen, S. 206-245.
- [143] -, -: DIN ISO 8855: Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe. Berlin: Beuth 2013 .
- [144] • Pickel, P.: Simulation fahrdynamischer Eigenschaften. Dissertation Technische Universität Berlin, 1993, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 14, Nr. 65. Düsseldorf: VDI-Verlag 1993.
- [145] -, -: MATLAB® Documentation. MathWorks®, <http://www.mathworks.com/help/matlab/ref/fft.html>, 02.08.2012.
- [146] • Angermann, A., M. Beuschel, M. Rau und U. Wohlfarth: MATLAB® - Simulink® - Stateflow®. München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag 2009.
- [147] Rothacker, E.: Erweiterung einer MATLAB Auswertroutine zur Darstellung von Mess- und Simulationsdaten. Bachelorarbeit S 688 S, 2013, Universität Stuttgart, Lehrgebiet Landmaschinen, unveröffentlicht.
- [148] • Pacejka, H.B.: Tyre and Vehicle Dynamics. Oxford: Butterworth-Heinemann 2002.
- [149] Witzel, P. und S. Böttinger: The new Hohenheim tyre model. 14. Internationales Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik, 18./19.03.2014 Stuttgart. In: Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart, Band 2. Wiesbaden: Springer Vieweg 2014, S. 181-195.
- [150] Witzel, P., S. Böttinger und H.D. Kutzbach: The advanced Hohenheim Tyre Model for the simulation of obstacle passages. In: Proceedings of the 18th International Conference of the ISTVS, 22.-25.09.2014 Seoul, Südkorea. CD Publikation 2014.
- [151] Witzel, P. und S. Böttinger: Advancement and Validation of the Hohenheim Tyre Model. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 08./09.11.2013 Hannover. In: VDI-MEG, VDI-Berichte Nr. 2193. Düsseldorf: VDI-Verlag 2013, S. 73-81.
- [152] Brinkmann, C., V. Schlotter und B. Ferhadbegović: Untersuchungen zur Verschiebung des Aufstandspunktes für angetriebene Reifen. Landtechnik 60 (2005) H. 2, S. 78-79.
- [153] Ferhadbegović, B.: Rückstellmomentberechnung bei landwirtschaftlichen Reifen auf festem Boden. Landtechnik 62 (2007) H. 4, S. 212-213.

- [154] • Moldenhauer, P.: Modellierung und Simulation der Dynamik und des Kontakts von Reifenprofilblöcken. Dissertation Technische Universität Bergakademie Freiberg, 2010.
- [155] Oertel, C.: On Modeling Contact and Friction Calculation of Tyre Response on Uneven Roads. *Vehicle System Dynamics* 27 (1997) Sonderheft, S. 289-302.
- [156] Lunzman, S., D. Kennedy und S. Miller: Physical Modeling of Mechanical Friction in Simulink. *Matlab Digest* (2008) H. 5, S. 1- 6.
- [157] • Mitschke, M. und H. Wallentowitz: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Heidelberg: Springer 2004.
- [158] • Oertel, C.: Untersuchung von Stick-Slip-Effekten am Gürtelreifen. Dissertation Technische Universität Berlin, 1990, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12, Nr. 147. Düsseldorf: VDI-Verlag 1990.
- [159] Grečenko, A.: Das Slip-Drift-Modell des Rades anwendbar für weiche oder starre Fahrbahn. In: VDI-Gesellschaft Fahrzeug und Verkehrstechnik, VDI-Berichte Nr. 1088. Düsseldorf: VDI-Verlag 1993, S. 99-108.
- [160] Kutzbach, H.D., S. Böttinger und M. Schreiber: Some Remarks to Traction Mechanics. In: Proceedings of the 11th European Regional Conference of the ISTVS, 05.-08.10.2009 Bremen. CD Publikation 2009.
- [161] • Backfisch, K. P.: *Das große Reifenbuch*. Königswinter: Heel 2006.
- [162] Grečenko, A.: Binomic Slip-Thrust Equation for Tractors on Predominantly Frictional Soils. *Journal of Terramechanics* 4 (1967) H. 4, S. 37-54.
- [163] • Haken, K.-L.: Konzeption und Anwendung eines Meßfahrzeugs zur Ermittlung von Reifenkennfeldern auf öffentlichen Straßen. Dissertation Universität Stuttgart, 1993.
- [164] • Heine, A.: Experimenteller Beitrag zum Schräglauf- und Lenkmomentverhalten rollender Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge auf starrer Fahrbahn und nachgiebiger Fahrbahn. Dissertation Universität Hohenheim, 1991, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG Nr. 199.
- [165] Schüring, D.: Zur Theorie des Geländerads. *Forschung im Ingenieurwesen* 35 (1969) H. 1, S. 7-12.
- [166] Steinkampf, H.: Zur Methodik der Rollradien- und Radschlupfmessung. *Grundlagen der Landtechnik* 21 (1971) H. 2, S. 40-44.
- [167] Duquesne, F. und R. Verschoore: Moment arm and rolling radius of elastic tyres. *Agricultural Engineering Journal* 4 (1995) H. 1/2, S. 81-100.
- [168] Meyer, W.E. und H.W. Kummer: Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. *Automobiltechnische Zeitschrift* 66 (1964) H. 9, S. 245-250.

- [169] • Frik, S.: Untersuchungen zur erforderlichen Modellkomplexität bei der Fahrdynamiksimulation. Dissertation Universität Duisburg, 1994, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12, Nr. 208. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994.
- [170] Schreiber, M. und H.D. Kutzbach: A traction prediction model for agricultural tyres. In: Proceedings of the 10th European Conference of the ISTVS, 03.-06.10.2006 Budapest, Ungarn. CD Publikation 2006.
- [171] Senger, G.: Über dynamische Radlasten beim Überrollen kurzweiliger Unebenheiten durch schwere Luftreifen. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik, Düsseldorf: VDI-Verlag 1967, H. 187.
- [172] -, -: IEEE Std 610.12.1990: IEEE Standard Glossary of Software Engineering Terminology. New York, USA: The Institute of Electrical and Electronics Engineers 1990.
- [173] Pacejka, H.B.: In-Plane and Out-of-Plane Dynamics of Pneumatic Tyre. Vehicle System Dynamics 10 (1981) H. 4, S. 221-251.
- [174] Kummer, H.W. und W.E. Meyer: Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn - Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie Teil 2. Automobiltechnische Zeitschrift 69 (1967) H. 11, S. 382-386.
- [175] Weber, R. und H.-G. Persch: Seitenkraft-Frequenzgänge von Luftreifen. Automobiltechnische Zeitschrift 77 (1975) H. 2, S. 7.
- [176] -, -: 70/311/EWG: Richtlinie des Rates der Europäischen Gemeinschaften vom 8. Juni 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die Lenkanlagen von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern. Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften 1970, Nr. L 133/10.
- [177] Witzel, P. und S. Böttinger: Das Hohenheimer Reifenmodell – Weiterentwicklung zu einem dreidimensionalen Ansatz und dessen Validierung. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 19./20.11.2014 Berlin. In: VDI-Berichte Nr. 2226. Düsseldorf: VDI-Verlag 2014, S. 197-202.
- [178] Riehle, D.: Erhebung und Auswertung von Messdaten mit einem Versuchs-Schlepper bei Hindernisüberfahrt. Masterarbeit M 127 H, 2014, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik, unveröffentlicht.
- [179] Lehtonen, T.J.: Validation of an agricultural tractor MBS model. International Journal of Heavy Vehicle Systems 12 (2005) H. 1, S. 16-27.
- [180] Fiala, E.: Seitenkräfte am rollenden Luftreifen. VDI-Zeitung 96 (1954) H. 29, S. 973-979.