

Parametrierung eines Integrierten Superelastikreifenmodells und Anwendung in der Gesamtfahrzeugsimulation

Parametrization of an integrated superelastic tyre model and application in the overall vehicle simulation

Arne Pross
Rainer Bruns

Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik
Fakultät für Maschinenbau
Helmut-Schmidt-Universität, Universität der Bundeswehr, Hamburg

Die Fahr- und Kippstabilität sowie die Schwingungsbelastung auf den Fahrer werden bei Flurförderzeugen erheblich durch die Reifeneigenschaften beeinflusst. Für die detaillierte Beurteilung des dynamischen Fahrzeugverhaltens kommen Mehrkörpersimulationen zum Einsatz, durch die genaue Aussagen über das Fahrzeugverhalten getroffen werden können. Um die Reifeneigenschaften im Rahmen dieser Simulationen realitätsnah abbilden zu können wird ein zuverlässiges und valides Reifenmodell benötigt, welches die auftretenden Kräfte und Momente in die Fahrzeugstruktur einleitet. Hierbei ist von besonderem Interesse, dass die speziellen nichtlinearen Eigenschaften von Flurförderzeugreifen hinsichtlich der Vertikal- und Querdynamik durch das Modell abgebildet werden können.

In diesem Beitrag wird ein dreidimensionales, nichtlineares Reifenmodell für Superelastikreifen vorgestellt, mit dem die Fahrdynamik von Flurförderzeugen bei unterschiedlichen Fahrmanövern untersucht werden kann. Nach einer kurzen Beschreibung des grundsätzlichen Modellaufbaus wird auf die Parametrierung des Modells eingegangen, wodurch der theoretische Ansatz an das reale Reifenverhalten angepasst wird. Neben experimentellen Daten werden hierfür Simulationsergebnisse herangezogen, welche durch einen eigenentwickelten strukturmechanischen Ansatz generiert werden. Im Anschluss wird das Reifenmodell durch den Vergleich zwischen Simulations- und Messergebnissen validiert bzw. verifiziert, wodurch die Gültigkeit in verschiedenen Einsatzgebieten überprüft wird.

[Schlüsselwörter: Superelastikreifen, Reifenmodell, Mehrkörpersimulation, Fahrdynamiksimulation, Finite-Elemente-Methode]

The driving and tipping stability as well as the vibration load on the driver are considerably influenced by the tyre properties of industrial trucks. Multibody simulations are used for the detailed assessment of dy-

namical vehicle behaviour, which can provide precise information on vehicle behaviour. In order to be able to realistically reproduce the tyre properties within the framework of these simulations, a reliable and valid tyre model is required which introduces the occurring forces and moments into the vehicle structure. It is of particular interest that the special nonlinear properties of industrial truck tires with regard to vertical and lateral dynamics can be mapped by the model.

This paper presents a three-dimensional, nonlinear tire model for superelastic tires that can be used to investigate the driving dynamics of industrial trucks during different driving maneuvers. After a short description of the basic model structure, the parameterization of the model is discussed, whereby the theoretical approach is adapted to the real tire behavior. In addition to experimental data, simulation results are used, which are generated by an own developed structural mechanical approach. The tire model is then validated or verified by comparing the simulation and measurement results, which checks its validity in various areas of application.

[Keywords: Superelastic tyre, Tire model, Multibody simulation, Vehicle dynamics simulation, Finite element method]

1 EINLEITUNG

Reifen bilden eine wesentliche Komponente in der Fahrdynamik, da alle Kräfte und die daraus resultierenden Momente, über den Reifen-Fahrbahn-Kontakt auf das Fahrzeug einwirken. Bei Flurförderzeugen werden die Schwingungs- und Stoßbelastungen, welche in das Fahrzeug eingeleitet werden, lediglich durch die Reifen absorbiert. Zusätzlich werden die Fahr- und Kippstabilität erheblich durch die Reifeneigenschaften beeinflusst. Hinsichtlich dieser Aspekte rücken Simulationsmodelle in den Vordergrund, welche den Einfluss des Reifens auf das Fahrverhalten bereits im Vorhinein genau prognostizieren können. Zusätzlich lassen sich durch umfangreiche und

tiefgehende Kenntnisse des dynamischen Verhaltens unterschiedlicher Reifentypen die Reifenwahl je nach Fahrzeugmodell und Einsatzfall, sowohl für die Erstausrüstung, als auch für die Nachrüstung von Ersatzreifen anpassen. Der besondere Fokus wird bei der Erstellung des Modells auf die vielseitige Einsatzmöglichkeit sowie auf die einfache Implementierung in ein Gesamtfahrzeugmodell gelegt. In zwei vorangegangenen Forschungsprojekten sind bereits separate Reifenmodelle zur Beschreibung der Vertikaldynamik [Oh17] sowie der Querdynamik [Bus15] entstanden. Das von Busch auf Basis von künstlichen neuronalen Netzen entwickelte querdynamische Modell wurde von Stepanyuk [SKB16a] in einen analytischen Ansatz überführt, wodurch eine deutlich einfachere Handhabung bei der Anwendung des Modells in der Mehrkörpersimulation realisiert werden konnte. Das in diesem Beitrag vorgestellte Modell fasst diese separaten Modellformen in einer modifizierten Form zu einem erweiterten Integrierten Reifenmodell zusammen. Mit diesem dreidimensionalen, nichtlinearen Reifenmodell besteht die Möglichkeit vielseitige fahrdynamische Untersuchungen durchzuführen.

2 BESCHREIBUNG DES REIFENMODELLAUFBAUS

In diesem Abschnitt werden der theoretische Ansatz sowie die Umsetzung des Reifenmodells im MKS-Code Adams beschrieben. Darüber hinaus werden die physikalischen Hintergründe dieses Ansatzes erläutert und mit den Modellparametern in Verbindung gebracht.

2.1 ANFORDERUNGEN AN DAS REIFENMODELL

Für die Formulierung einer geeigneten Modellform gilt es im Vorhinein die Anforderungen an diese genau zu definieren. Wie bereits eingangs beschrieben wird das Ziel verfolgt den ebenen Ansatz von Oh [Oh17] zu einem dreidimensionalen Modell zu erweitern. Somit kann die Anforderung definiert werden, dass alle drei Kontaktkräfte in x-, y- und z-Richtung und die daraus resultierenden Momente richtig abgebildet werden können. Die Kontaktkräfte, welche im Latsch auf den Reifen aufgrund des Abrollvorganges und der damit verbundenen Fahrgeschwindigkeit v_x , des Schräglaufwinkels α bei Kurvenfahrten sowie der Fahrzeugmasse einwirken sind schematisch in Abbildung 1 dargestellt. Hierbei wird als Latsch die Reifenaufstandsfläche bezeichnet, welche aus der vertikalen Last resultiert und somit den Kontakt zur Fahrbahn herstellt. Da es bei Flurförderzeugreifen im Betrieb zu sehr hohen Schräglaufwinkeln und Schräglaufraten kommen kann, tritt hierbei ein besonderes querdynamisches Verhalten auf, welches bei der Modellierung berücksichtigt werden muss. Neben fahrdynamischen Aspekten lassen sich somit zusätzlich komfortrelevante Fragestellungen, wie z.B. der Überfahrt von Hindernissen bearbeiten.

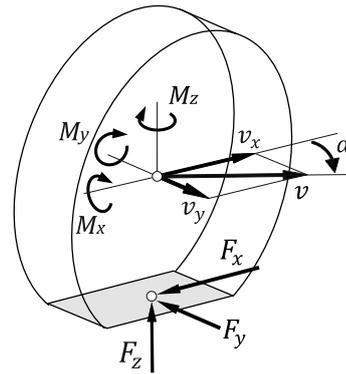


Abbildung 1. Reifenkontaktkräfte zwischen Reifen und Fahrbahn sowie die resultierenden Momente

2.2 STRUKTUR DES REIFENMODELLS

Bei der Grundstruktur des Reifenmodells handelt es sich um ein Speichenmodell, welches als separates Mehrkörpersystem formuliert wird. Diese Grundstruktur wird durch einen analytischen Ansatz erweitert, wodurch der Aufbau der dynamischen Querkraft abgebildet werden kann. Das Mehrkörpersystem, welches die mechanischen Eigenschaften des Reifens abbilden soll, orientiert sich stark an den Ansatz des Hohenheimer Reifenmodells (vgl. hierzu [Fer08] und [Wit15]) sowie in Ansätzen an das Modell von Oh [Oh17]. Während das Modell von Oh, wie eingangs bereits erwähnt, lediglich die Vertikaldynamik berücksichtigt und somit den Reifen als eben betrachtet, ist das Hohenheimer Reifenmodell ein dreidimensionales Modell. Die flexible Gummischicht des Reifens wird über eine Anordnung von vielen Feder-Dämpfer-Systemen in radialer, axialer sowie in tangentialer Richtung idealisiert. Die für den Kontakt zur Fahrbahn verantwortliche Lauffläche wird durch eine Verkettung von Starrkörpern, den sog. Kontaktelementen, modelliert. Die Verbindung zwischen den Elementen sowie zur Felge wird über die angesprochenen Feder-Dämpfer-Elemente hergestellt. Die Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn wird über eine Kontaktbedingung zwischen den Kontaktelementen und der Fahrbahngeometrie beschrieben, wodurch ein kontinuierlicher Rollkontakt abgebildet werden kann. In der Kontaktbedingung sind zusätzlich die Reibeigenschaften in Längs- und in Querrichtung des Modells separat definiert. Somit lässt sich die Anisotropie in der horizontalen Kraftübertragung, welche auf die Profilierung des Reifens und auf die Felgegeometrie zurückzuführen ist, berücksichtigen. Der schematische Aufbau des Modells ist in Abbildung 2 gezeigt. Neben der in der linken Darstellung gezeigten Seitenansicht des Speichenmodells, ist rechts eine Schnittdarstellung zur Beschreibung des axialen Verhaltens abgebildet. Zusätzlich sind in der Darstellung die zugehörigen Parameter eingetragen, welche das mechanische Verhalten des Reifens bestimmen.

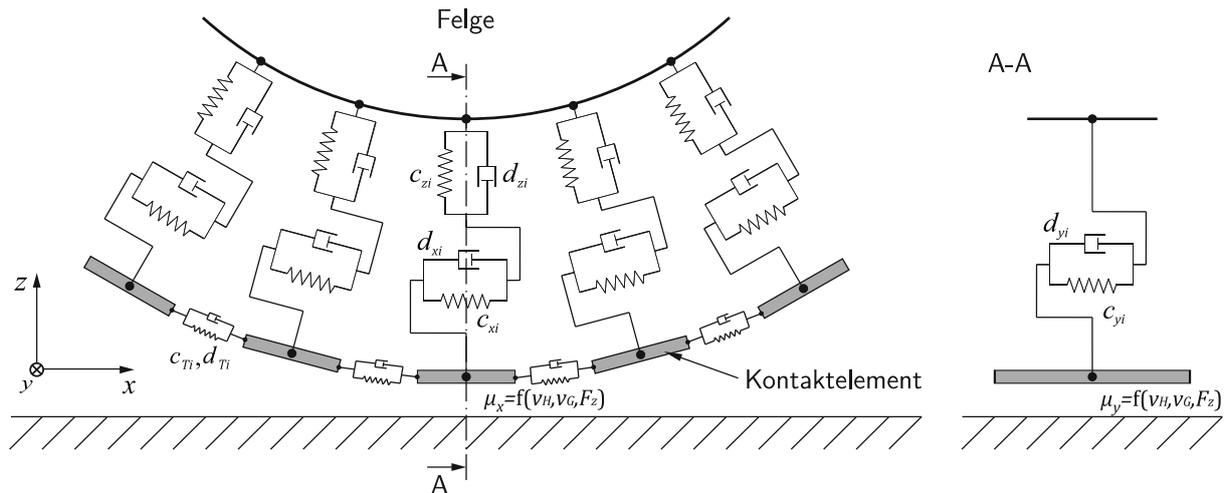


Abbildung 2. Schematischer Modellaufbau mit den zugehörigen mechanischen Parametern

Durch die tangentialen Steifigkeiten c_{xi} und Dämpfungen d_{xi} wird sichergestellt, dass der Reifen das Antriebs- sowie das Bremsmoment auf die Fahrbahn übertragen kann. Die axialen Komponenten c_{yi} und d_{yi} beschreiben die Querkraftentwicklung während einer Kurvenfahrt. Das vertikaldynamische Verhalten wird in erster Linie durch die radialen Parameter c_{zi} und d_{zi} charakterisiert. Die geometrischen Abmessungen des Reifens lassen sich durch die Lage der Kontaktelemente zur Felge bzw. durch die Größe der Elemente variieren, wodurch das Modell vollkommen parametrisch aufgebaut ist. Die Diskretisierung kann über die Anzahl der Elemente angepasst werden. Die Kraftübertragung in den drei Raumrichtungen der jeweiligen Speichen wird in Adams über ein nichtlineares dreidimensionales Kraftelement realisiert. Die nichtlinearen Steifigkeiten und Dämpfungen werden in Abhängigkeit der Verformungen bzw. der Verformungsgeschwindigkeiten in den Kraftelementen berücksichtigt. Der Reibkontakt ist über ein Coulombsches Reibmodell implementiert. Hierbei werden die Reibkoeffizienten μ_x und μ_y in Abhängigkeit der Haft- und Gleitgeschwindigkeit (v_H , v_G) sowie der Radlast F_z berechnet.

Wie oben bereits angedeutet muss der Modellierung der dynamischen Querkraft eine besondere Beachtung geschenkt werden. Aufgrund der hohen Schrägläuferten, welche bei den Lenkmanövern von Flurförderzeugen auftreten können, weist der Reifen Dämpfungseffekte auf, die sich in der Querkraft in Form einer Hysterese erkennen lassen [SKB16a]. Um diesen Effekt abbilden zu können, wird die Querkraftkomponente des oben beschriebenen Modells durch einen dynamischen Anteil erweitert, welcher eine Abhängigkeit zur Schrägläuferte und der Fahrtgeschwindigkeit aufweist. Dieser Anteil resultiert aus dem oben bereits erwähnten analytischen Ansatz von Stepanyuk und wird zusätzlich als äußere Kraft in das Mehrkörpersystem des Reifens implementiert. Die modellinternen Berechnungen zur genauen Bestimmung der Reifenkräfte werden im nächsten Abschnitt diskutiert.

Wie bereits eingangs angesprochen, wird das Modell zur Verwendung in der MKS-Software MSC Adams [MSC17] vorgesehen. Um den Aufbau des Modells so wenig zeitintensiv wie möglich zu gestalten, wird die Struktur automatisiert durch eine programminterne Programmiersprache implementiert [MSC16]. Der eingebundene Code erstellt das Modell in Abhängigkeit der definierten mechanischen und geometrischen Parameter in der gewünschten Position der Simulationsumgebung und gewährleistet somit eine einfache Handhabung.

2.3 BERECHNUNG DER REIFENKRÄFTE

Die Reifenkräfte in den drei Raumrichtungen werden durch die Kontaktelemente im Latsch in das Modell eingeleitet. Durch die Summation der Feder- und der Dämpferkräfte in den entsprechenden Richtungen resultieren F_x , F_y und F_z zwischen Felge und Latsch. Um diese Kräfte bestimmen zu können wird zusätzlich die Verformung $u(t)$ sowie die Verformungsgeschwindigkeit $\dot{u}(t)$ benötigt. Diese Größen werden aus der Relativbewegung zweier Koordinatensysteme bestimmt, welche sich auf der Felge und den jeweiligen Kontaktelement befindet.

Die vertikale Kraftübertragung, welche das Einfederungsverhalten des Reifens im statischen sowie dynamischen Zustand in erster Linie beeinflusst wird modellintern wie folgt bestimmt:

$$F_z(t) = \sum_{i=1}^{N(t)} c_{zi}u_{zi}(t) + d_{zi}\dot{u}_{zi}(t). \quad (1)$$

Hierbei stellt $N(t)$ die zeitlich veränderliche Anzahl der Kontaktelemente im Latsch dar, welche kontinuierlich während der Simulation von dem Kontaktmodell ermittelt wird. Diese Anzahl wird vereinfacht durch eine ganze Zahl dargestellt, woraus die Annahme resultiert, dass alle Elemente gleich verformt bzw. mit der gleichen Geschwindigkeit verformt werden. Diese Annahme lässt sich dadurch begründen, dass der Winkel zwischen den Spei-

chen sehr gering ist und es somit zu keinen erheblichen Abweichungen zwischen den globalen und lokalen Verformungen bzw. Verformungsgeschwindigkeiten kommt. Aus den nichtlinearen Funktionen der Steifigkeit $c_z(u_z(t))$ und der Dämpfung $d_z(u_z(t), \dot{u}_z(t))$ des Reifens werden so während der Simulation die Splines für eine Speiche ermittelt.

$$c_{zi} = \frac{c_z(u_z(t))}{N(t)} \quad \text{bzw.} \quad d_{zi} = \frac{d_z(u_z(t), \dot{u}_z(t))}{N(t)} \quad (2)$$

Die Steifigkeits- bzw. Dämpfungssplines sind hierbei in Abhängigkeit der Verformung bzw. der Verformungsgeschwindigkeit implementiert, so dass die Nichtlinearität hinsichtlich dieser Parameter berücksichtigt wird.

Das Übertragungsverhalten der Längskraft setzt sich aus zwei Komponenten zusammen. Neben der Feder-Dämpfer-Kraft zwischen Felge und Kontaktelement $F_x(t)$ muss hier noch die Kraft der Koppellemente zwischen den Kontaktelementen $F_T(t)$ berücksichtigt werden. Die Summe dieser Kräfte ergibt die Gesamtkraft in Längsrichtung:

$$F_x^{ges}(t) = F_x(t) + F_T(t) \quad (3)$$

Die beiden angesprochenen Komponenten lassen sich wie folgt bestimmen:

$$F_x(t) = \sum_{i=1}^{N(t)} c_{xi} u_{xi}(t) + d_{xi} \dot{u}_{xi}(t) \quad (4)$$

$$F_T(t) = \sum_{i=1}^{N(t)} c_{Ti} u_{Ti}(t) + d_{Ti} \dot{u}_{Ti}(t), \quad (5)$$

wobei die jeweiligen Steifigkeiten und die Dämpfungen Abbildung 2 zu entnehmen sind. Die Summe der Längskraft stellt die Reaktionskraft zur Reibkraft in Fahrtrichtung dar und ist verantwortlich für die richtige Abbildung des Längsschlupfes. Die Steifigkeit c_x ist hierbei ebenfalls als Spline ausgeführt, welcher von der Verformung in x-Richtung abhängig ist. Der Dämpfungsbeiwert d_x wird als konstant formuliert, da sich in den Simulationen lediglich ein geringer Einfluss beobachten ließ. Die Steifigkeit c_T sowie die Dämpfung d_T im Kontaktbereich wird ebenfalls durch lineare Faktoren beschrieben. Die Verteilung der Steifigkeit bzw. der Dämpfung auf die Speichen im Latsch wird nach der identischen Methode wie bei der Vertikalkraft realisiert (vgl. Gl. (2)).

Wie bereits oben angedeutet setzt sich die Querkraft aus einem quasistatischen und dynamischen Anteil zusammen. Die Bestimmung der quasistatischen Kraftübertragung erfolgt ebenfalls durch die Summe der Feder- und Dämpferkräfte in y-Richtung. Die Beschreibung der Stei-

figkeit und der Dämpfung ist hierbei identisch mit der der Umfangskraft.

$$F_y^{stat}(t) = \sum_{i=1}^{N(t)} c_{yi} u_{yi}(t) + d_{yi} \dot{u}_{yi}(t) \quad (6)$$

Der dynamische Ansatz beruht wie schon erwähnt auf dem Ansatz von Stepanyuk [SKB16a] und wird hier nur in Kürze erläutert. Der Unterschied zu Stepanyuks Modellierung besteht darin, dass der quasistatische Anteil durch die Grundstruktur des Modells nach der obigen Gleichung modellintern bestimmt wird und nicht durch eine analytische Funktion. Dies erleichtert die Parametrierung, da die Kraft lediglich von den mechanischen Parametern zur Beschreibung der Steifigkeit, Dämpfung und Reibung abhängt.

Aus mehreren Untersuchungen (u.a. von [Sch05]) ist bekannt, dass der Aufbau der Querkraft bei einer hochdynamischen Änderung des Schräglaufwinkels durch ein PT₁-Übertragungsverhalten dargestellt werden kann. Somit lässt sich die allgemeine Gleichung für das dynamische Modell wie folgt beschreiben:

$$T \dot{F}_y^{dyn}(t) + F_y^{dyn}(t) = F_y^{stat}(t), \quad (7)$$

wobei durch T die Zeitkonstante beschrieben wird, welche den Betrag der Hysterese bestimmt und aus Messwerten abgeleitet wird. Aus Gleichung (5) kann der Ausdruck für die dynamische Querkraft abgeleitet werden.

$$F_y^{dyn}(t) = F_y^{stat}(t) - T \dot{F}_y^{dyn}(t) \quad (8)$$

Unter der Annahme eines zeitdiskreten Systems mit der Schrittweite Δt und der Formulierung des Rückwärtsdifferenzenquotients ergibt sich der Ausdruck zu:

$$F_y^{dyn}(t) = F_y^{stat}(t) - \frac{T}{\Delta t} (F_{y,n}^{dyn}(t) - F_{y,n-1}^{dyn}(t)). \quad (9)$$

Hieraus lässt sich nun die Gleichung ableiten, nach der die Querkraft bei einer dynamischen Radverstellung berechnet wird:

$$F_y^{dyn}(t) = \frac{1}{1 + \frac{T}{\Delta t}} \left(F_y^{stat}(t) + \frac{T}{\Delta t} F_{y,n-1}^{dyn}(t) \right). \quad (10)$$

Dieser Ansatz wird in das Mehrköpersystem des Reifens implementiert und lässt somit eine Berechnung der Querkraft bei hochdynamischen Fahrmanövern zu.

Im nächsten Schritt gilt es ein Kontaktmodell zu formulieren, welches die Reibeigenschaften des Reifens richtig abbildet. Hierbei ist von großer Bedeutung, dass sich der Reibbeiwert in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit und der Belastungsrichtung definieren lässt. Das in Adams implementierte Coulombsche Reibmodell erwartet neben der Angabe des Haft- und Gleitreibbeiwertes

(μ_H, μ_G) zusätzlich die zugehörigen Geschwindigkeiten (v_H, v_G) , wodurch die Reibungsverhältnisse beim Blockieren oder Durchrutschen des Reifens angepasst werden. Der Übergang zwischen Haft- und Gleitreibung wird durch eine nichtlineare Funktion abgebildet. Der Verlauf dieser Funktion ist in Abbildung 3a) dargestellt.

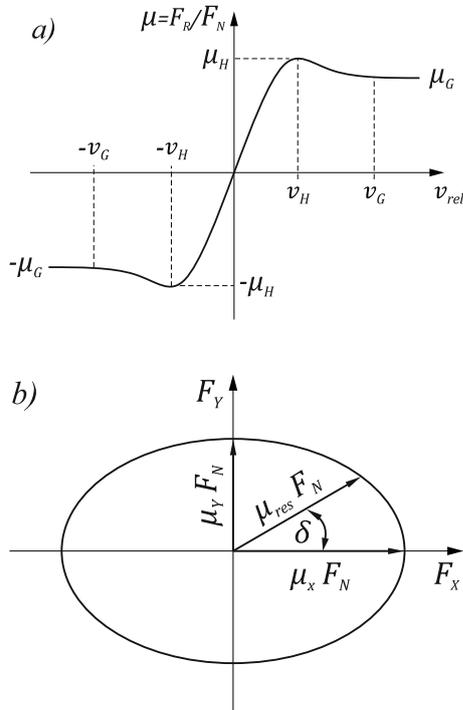


Abbildung 3. Unterscheidung der Reibkoeffizienten beim Haften und Gleiten (a); Kammscher Reibkreis zur Beschreibung anisotroper Reibung (b)

Dieses Reibmodell bietet jedoch lediglich die Möglichkeit die Reibkoeffizienten sowie die Relativgeschwindigkeiten so zu definieren, dass sie in alle Raumrichtungen gleich sind. Bei der Modellierung des Reibkontaktes von Reifen ist diese Annahme jedoch nicht zutreffend, so dass eine Erweiterung des Modells notwendig ist. Um die anisotropen Eigenschaften des Reifens zu berücksichtigen wird das Modell so modifiziert, dass die Reibkoeffizienten für die Längs- und Querrichtung separat definiert werden können. Hierbei werden die Grenzen der übertragbaren Reibkräfte in die beiden Kraftrichtungen durch einen zur Ellipse verzerrten Kammschen Kreis abgebildet (s. Abbildung 3b)) [Wit15]. Der resultierende Reibkoeffizient μ_{res} bei der Überlagerung einer Längs- F_x und Querkraft F_y kann demnach nach Vorgabe der Reibkoeffizienten μ_x und μ_y durch eine Ellipsengleich bestimmt werden.

$$\mu_{res} = \frac{\mu_y}{\sqrt{1 - \varepsilon^2 \cos^2 \delta}} \quad (11)$$

In diesem Zusammenhang stellt ε die numerische Exzentrizität dar und wird bestimmt durch:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{\mu_x^2 - \mu_y^2}}{\mu_x} \quad (12)$$

Der Kraftwinkel δ beschreibt den Zusammenhang zwischen der Längs- und Querkraft und ergibt sich somit zu:

$$\delta = \tan^{-1} \frac{F_y}{|F_x|} \quad (13)$$

Durch diesen Ansatz lässt sich nun die Anisotropie der Kraftübertragung abbilden wodurch der Reibkoeffizient allgemeingültig abgebildet wird.

3 PARAMETRIERUNG DES REIFENMODELLS

Um den vorgestellten Modellansatz auf das reale Verhalten des Reifens anzupassen, gilt es die oben beschriebenen reifenspezifischen Modellparameter zu ermitteln. Hierfür werden neben experimentellen Daten zusätzlich strukturmechanische Analysen verwendet, da einige Parameter durch Versuchsdaten schwer zu ermitteln sind. Auf den Aufbau des strukturmechanischen Modells und den Einsatz in der Parameteridentifikation wurde bereits sehr detailliert in dem Beitrag [PB18] eingegangen und wird hier nicht nochmals in diesem Umfang behandelt.

Zur Bestimmung der radialen Steifigkeit und Dämpfung des Reifens werden Untersuchungen am stehenden Rad durchgeführt. Hierfür kommt ein Hydropuls-Prüfstand zum Einsatz, welcher durch einen speziellen Aufbau die Aufnahme des Reifens ermöglicht (s. Abbildung 4). Über den servohydraulischen Zylinder wird der Reifen stets mittig gegen eine Plattform gedrückt, wodurch die resultierende Kraft gemessen wird. Dies kann sowohl quasistatisch als auch dynamisch geschehen, wodurch die Abhängigkeit der Steifigkeit und Dämpfung von der Radlast und der Einfederungsgeschwindigkeit betrachtet werden kann.

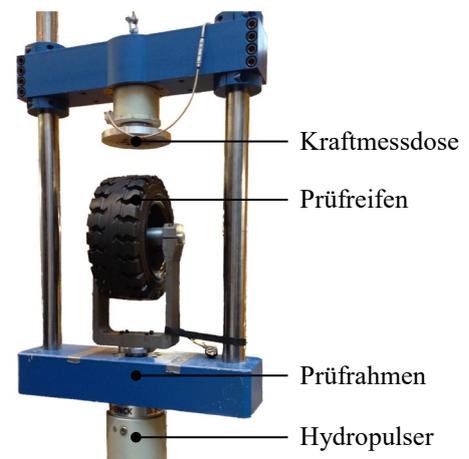


Abbildung 4. Hydropuls-Prüfstand zur Untersuchung des Einfederungsverhaltens

Zur Ermittlung der Steifigkeit werden Einfederungskennlinien bei verschiedenen Einfederungsgeschwindigkeiten ermittelt. Hieraus kann abgeleitet werden, dass die Abhängigkeit von der Geschwindigkeit sehr gering ist. Somit kann aus der gemessenen Kraft-Weg Kurve direkt der nichtlineare Spline der Steifigkeit wie folgt bestimmt und in das Modell implementiert werden:

$$c_z(u_z) = \frac{dF_z(u_z)}{du_z}. \quad (14)$$

Aus [ODF+13] und zahlreichen Untersuchungen ist bekannt, dass die Dämpfung eine deutlich stärkere Abhängigkeit von der Belastungsgeschwindigkeit aufweist. Somit wird der Reifen durch eine dynamische Kraft belastet und das resultierende Wegsignal messtechnisch aufgenommen.

$$F(t) = F_m + A \sin(2\pi f t). \quad (15)$$

Durch die Variation der mittleren Radlast F_m , der Amplitude A oder der Frequenz f kann die Dämpfung in Abhängigkeit dieser Faktoren bestimmt werden. Der Prüfstand wird hierbei als Einmassenschwinger idealisiert, wodurch sich unter Vorgabe der ermittelten Steifigkeit die Dämpfung bestimmen lässt. Da die Frequenz und die Radlast die größten Einflussfaktoren darstellen, werden diese bei der Implementierung der Dämpfung in das Modell berücksichtigt.

Für die Identifikation der weiteren Parameter kommt der speziell für Flurförderzeugreifen entwickelte Industriereifenprüfstand des MTL zum Einsatz. Hierbei handelt es sich um einen Außentrommelprüfstand, mit dem das Längs- und Querkraftübertragungsverhalten in Abhängigkeit verschiedenster Kenngrößen vermessen werden kann. Da der Prüfstands Aufbau bereits in zahlreichen Veröffentlichungen vorgestellt wurde (vgl. [BB12], [Bus15]), wird dieser hier nicht nochmals im Detail thematisiert.

Die Bestimmung der Längs- und Quersteifigkeit des Reifens wird ebenfalls quasistatisch durchgeführt, da auch hier keine starke Abhängigkeit von der Belastungsgeschwindigkeit zu erwarten ist. Für die Betrachtung in Längsrichtung wird der Reifen mit einer definierten Radlast und im gebremsten Zustand gegen die Trommel gedrückt. Im Anschluss wird die Trommel sehr langsam rotiert, wodurch der Reifen in Längsrichtung deformiert wird. Aus der Rotation der Trommel und dem gemessenen Kraftsignal kann der nichtlineare Kraft-Weg Verlauf ermittelt werden. Zur Ermittlung des Kraft-Weg Verhaltens in Querrichtung wird der Reifen lediglich um 90° gedreht. Aus diesen Zusammenhängen können die nichtlinearen Splines der Längs- und Quersteifigkeit nach dem Ansatz oben (vgl. Gl. (14)) ermittelt und in das Modell eingebunden werden. Die Dämpfungen in die jeweiligen Richtungen können mit dieser Methode leider nicht bestimmt werden, da die Dynamik der Trommel hierfür nicht ausreicht. Wie oben bereits kurz angedeutet haben diese Pa-

rameter auch keinen signifikanten Einfluss auf das Modellverhalten und werden somit im Rahmen der Modellverifizierungen gewählt.

Die Bestimmung der Kontaktparameter μ_x, μ_y sowie die zugehörigen Geschwindigkeiten v_H, v_G werden aus den gemessenen Umfangskraft-Schlupf- bzw. Querkraft-Schräglaufwinkel-Kurven abgeleitet. Aus diesen Kurven kann die Funktion des Reibbeiwertes der jeweiligen Richtung in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit abgeleitet werden. Die Reibbeiwerte werden hierbei durch

$$\mu_x = \frac{F_x(S_x)}{F_z} \quad \text{bzw.} \quad \mu_y = \frac{F_y(\alpha)}{F_z} \quad (16)$$

bestimmt, wobei S_x den Umfangsschlupf und α den Schräglaufwinkel darstellt. Die Relativgeschwindigkeit kann durch die Differenz der Umfangsgeschwindigkeit der Trommel und der des Reifens berechnet werden. Aus diesen Funktionsverläufen können nun die Haft- bzw. Gleitreibbeiwerte und die zugehörigen Relativgeschwindigkeiten ermittelt und in Abhängigkeit der Radlast in das Reibmodell implementiert werden.

Im letzten Schritt der Modellparametrierung gilt es die Parameter des tangential angeordneten Feder-Dämpfer-Systems c_{Ti} und d_{Ti} zu bestimmen, welche zwischen den Kontaktelementen angeordnet sind und somit für die korrekte Darstellung des Latsches zuständig sind. Da sich die experimentelle Bestimmung dieser Parameter als äußerst schwierig darstellt, kommt hierfür ein strukturelles Modell, welches mit der Finite-Elemente-Methode formuliert wurde zum Einsatz. Mit diesem Modell werden statische und dynamische Einfederungen des Reifens simuliert und sich die Verformung und die Verformungsgeschwindigkeit des Latsches in Umfangsrichtung ausgegeben. Durch die Implementierung dieser Daten in Adams kann die Steifigkeit bzw. die Dämpfung so optimiert werden, dass die Forderung:

$$u_T^{FEM}(t) = u_T^{MKS}(t) \quad \text{bzw.} \quad \dot{u}_T^{FEM}(t) = \dot{u}_T^{MKS}(t) \quad (17)$$

erfüllt wird.

4 VALIDIERUNG UND VERIFIZIERUNG DES REIFENMODELLS

In diesem Abschnitt soll das vorgestellte Integrierte Reifenmodell durch experimentelle Daten verifiziert bzw. validiert und somit die Gültigkeit nachgewiesen werden. Hierfür werden unterschiedliche Messdaten herangezogen, so dass die verschiedenen Aspekte des Modells geprüft werden können.

Im ersten Schritt wird die vertikale Kraftübertragung des rollenden Reifens mit den Simulationsergebnissen verglichen. Um dies zu untersuchen wurde im Rahmen eines Vorgängerprojektes [ODF+13] der Trommel-

prüfstand des MTL durch eine zusätzliche Komponente erweitert, mit der das vertikale Schwingungsverhalten des Reifens analysiert werden kann. Hierbei wird der Reifen in eine Vorrichtung (sog. Schwinge) integriert, die an einer Seite drehbar gelagert ist und somit in vertikaler Richtung eine nahezu geradlinig freie Bewegung ausführen kann. Der Reifen stützt sich am oberen Punkt der Trommel ab und nimmt somit die definierte Geschwindigkeit an. Durch die Platzierung einer Schwelle auf der Trommel, besteht die Möglichkeit die Vertikaldynamik und somit das Übertragungsverhalten der Vertikalkraft beim Überfahren dieses Hindernisses separat zu analysieren. Über Weg- und Beschleunigungssensoren auf der Schwinge kann die Kinematik des Aufbaus in vertikaler Richtung messtechnisch ermittelt werden. Neben der Variation der Geschwindigkeit kann der Aufbau mit Gewichten beschwert werden, was zu einer variablen Radlast führt.

Durch ein detailliertes Mehrkörpermodell des Prüfstandes, in dem das Reifenmodell integriert ist, können die Messergebnisse mit denen aus der Simulation verglichen werden, wodurch eine Validierung des Vertikalkraftverhaltens möglich ist. Hierfür wird das Beschleunigungssignal an einer zuvor definierten Stelle verwendet. Während die Frequenz der dabei entstandenen Schwingung Aufschluss über die Steifigkeit des Reifens gibt, enthält das Abklingverhalten Informationen über die Dämpfungseigenschaften. Abbildung 5 stellt die gemessene und simulierte vertikale Beschleunigung beim Überfahren einer 5 mm hohen Schwelle dar.

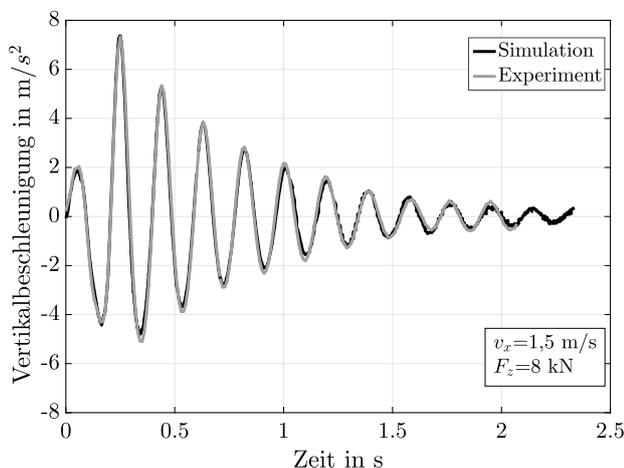


Abbildung 5. Validierung des vertikalen Kraftübertragungsverhaltens bei $F_z=8 \text{ kN}$

Es lässt sich zeigen, dass sowohl die Frequenz der Schwingung als auch das Abklingverhalten von dem Modell sehr gut wiedergegeben werden können.

In Abbildung 6, in der das Beschleunigungssignal für eine variierte Radlast und Fahrgeschwindigkeit dargestellt ist, lässt sich ebenfalls eine gute Übereinstimmung der Verläufe entnehmen.

Somit konnte nachgewiesen werden, dass die vertikale Kraftübertragung bei verschiedenen Radlasten und Ge-

schwindigkeiten korrekt von dem Modell abgebildet werden kann. Darüber hinaus bestätigt dieses Ergebnis die oben beschriebene Methode zur Bestimmung der Steifigkeits- und Dämpfungsparameter in vertikaler Richtung.

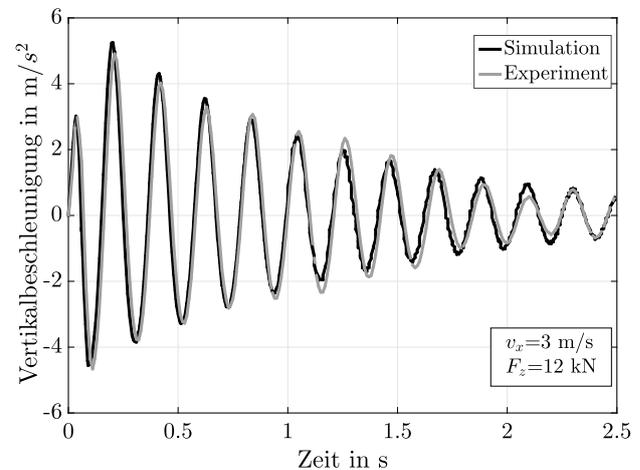


Abbildung 6. Validierung des vertikalen Kraftübertragungsverhaltens bei $F_z=12 \text{ kN}$

Im nächsten Schritt wird die Gültigkeit des Modells bei der Übertragung der Längskraft überprüft. Das stationäre Übertragungsverhalten der Kraft in dieser Richtung wird durch Umfangsreibbeiwert-Schlupf Kurven charakterisiert. Hierbei wird in der Regel zwischen Antriebs- und Bremsschlupf unterschieden. Da es jedoch im realen Betrieb von Flurförderzeugen zu keinen hohen Anfahrtsbeschleunigungen kommt, ist in diesem Zusammenhang lediglich der Schlupf beim Bremsen von Interesse. Um das Kraftübertragungsverhalten beim Bremsen zu untersuchen wird der Reifen am Trommelprüfstand unter vordefinierten Radlasten und Geschwindigkeiten vermessen. Hierbei wird der Reifen mit der definierten Radlast an die rotierende Trommel gepresst und aus dem Zustand des freien Rollens abgebremst, bis es zu einem vollkommenen Blockieren des Reifens kommt. Aus den aufgenommenen Umfangsgeschwindigkeiten der Trommel v_T und des Reifens v_R kann im Anschluss der Bremsschlupf S_{Bx} in Umfangsrichtung bestimmt werden:

$$S_{Bx} = \frac{v_T - v_R}{v_T} \quad (18)$$

Aus der gemessenen Umfangs- F_x und Radlast F_z kann der Umfangsreibbeiwert μ_x abgeleitet werden (s. Gl. (16)). Diese Größe gibt nun in Abhängigkeit des Bremsschlupfes das Kraftübertragungsverhalten in Umfangsrichtung detailliert wieder. Aus dieser Kurve kann neben der maximalen Kraftübertragung zusätzlich der Übergang zwischen Gleit- und Haftreibung entnommen werden.

Durch die Abbildung des Prüfstandes als Mehrkörpersystem mit dem eingebundenen Reifenmodell kann das simulative Kraftübertragungsverhalten mit dem messtechnisch aufgenommenen verglichen werden. In Abbildung 7 ist die Gegenüberstellung der Simulations- und Messergeb-

nisse exemplarisch für $F_z = 10$ kN dargestellt. Hieraus lässt sich entnehmen, dass das Modell die gemessene Kurve qualitativ sehr gut abbilden kann.

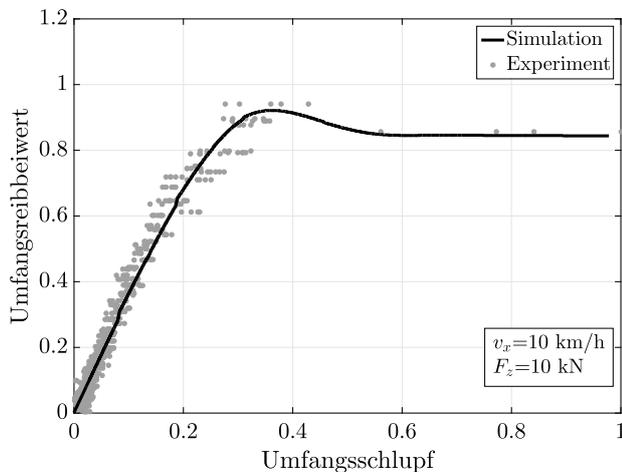


Abbildung 7. Validierung des stationären Längskraftübertragungsverhalten

Gerade in dem Bereich, in dem die höchste Umfangskraft übertragen wird ($S_B \approx 0,35$) und somit von besonders hohem Interesse ist, zeigen die Kurven eine hohe Übereinstimmung. Aufgrund einer zu ungenauen Messtechnik des Prüfstandes kann der Bereich in dem es zum Übergang von Gleit- zu Haftreibung kommt leider nicht detailliert genug aufgelöst werden, wodurch die Richtigkeit des simulierten Verlaufes in diesem Bereich in Frage gestellt werden muss. Es kann jedoch hierzu die Aussage getroffen werden, dass dieser angesprochene Bereich für Flurförderzeugreifen ohnehin von untergeordnetem Interesse ist.

Nachdem die Gültigkeit des Modells hinsichtlich der Übertragung der Vertikal- und Umfangskraft erfolgreich nachgewiesen werden konnte gilt es als letzten Schritt das Verhalten der quasistatischen und dynamischen Querkraft zu betrachten. Für die experimentellen Untersuchungen kommt ebenfalls der Trommelprüfstand zum Einsatz, mit dem eine umfangreiche Analyse der Querkraftübertragung möglich ist. Neben der Radlast und der Geschwindigkeit kann zusätzlich noch die Schräglaufrate $\dot{\alpha}$ variiert werden. Durch die Variation der Schräglaufrate besteht die Möglichkeit zwischen der Untersuchung des quasistatischen und dynamischen Verhaltens zu unterscheiden.

Abbildung 8 zeigt den Vergleich der simulierten und gemessenen Querkraft in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels bei einer Schräglaufrate von $1^\circ/\text{s}$ und einer Geschwindigkeit von 12 km/h . Die Verläufe zeigen bei allen untersuchten Radlasten eine sehr gute Übereinstimmung. Dies bedeutet, dass der beschriebene Modellansatz ohne die Implementierung eines zusätzlichen analytischen Modells die quasistatische Querkraft mit höchster Genauigkeit abbilden kann.

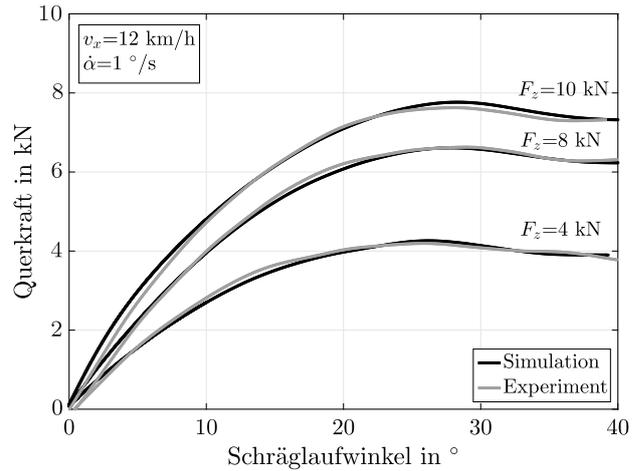


Abbildung 8. Validierung des quasistatischen Querkraftübertragungsverhaltens bei verschiedenen Radlasten

Wie bereits oben beschrieben zeigt die Querkraftkennlinie bei Erhöhung der Dynamik Dämpfungseffekte in Form einer Hysterese. Zur Validierung des querdynamischen Modellansatzes sind in Abbildung 9 die simulierten und experimentellen Kennlinien bei einer erhöhten Schräglaufrate und verschiedenen Radlasten dargestellt. Auch hier lässt sich aus allen Kurven eine hohe Modellgüte ableiten. Neben der Radlast wurde ebenfalls die Geschwindigkeit und die Schräglaufrate in weiteren Simulationsläufen variiert und mit Messdaten verglichen. Die Gültigkeit konnte auch in diesen Bereichen nachgewiesen werden.

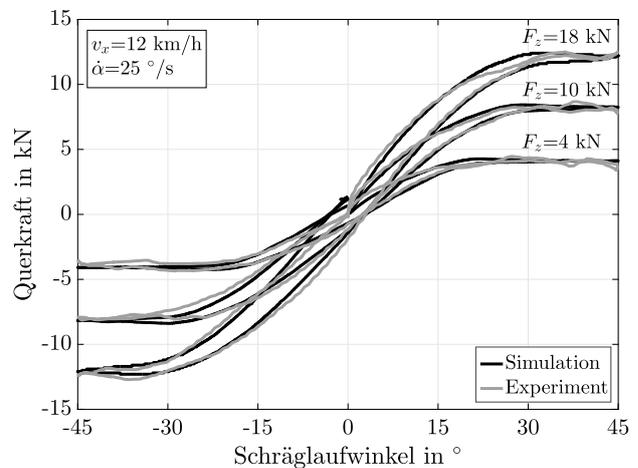


Abbildung 9. Validierung des dynamischen Querkraftübertragungsverhaltens bei verschiedenen Radlasten

Durch die Validierung mit Hilfe der verschiedenen Prüfstandsergebnisse kann somit festgehalten werden, dass der dreidimensionale Ansatz in alle Richtungen eine hohe Modellgüte aufweist. Zusätzlich kann aus der hohen Übereinstimmung der Simulations- und Messdaten eine hohe Genauigkeit bei der Parameteridentifikation abgeleitet werden.

5 ANWENDUNG IN DER GESAMTFAHRZEUGSIMULATION

Nachdem die Gültigkeit des Reifenmodells durch die verschiedenen Prüfstandsergebnisse erfolgreich nachgewiesen werden konnte, wird das Modell nachfolgend im Rahmen der Gesamtfahrzeugsimulation eingesetzt. Diese Simulationen beinhalten neben Schwellenüberfahrten, mit denen geprüft wird, ob das Reifenmodell die Stöße bzw. das Schwingungsverhalten korrekt in das Fahrzeug einleitet verschiedene Kurvenfahrten, durch die der richtige Aufbau der Querkraft untersucht wird.

Die vertikale Kraftübertragung des Reifens in das Fahrzeug wird über verschiedene Schwellenüberfahrten analysiert. Die Schwellenhöhen und Fahrtgeschwindigkeiten sind hierbei identisch mit denen, die am Trommelprüfstand zu Validierung des Modells verwendet wurden. Zum Abgleich des Mess- und Simulationsergebnisse wird wieder das Beschleunigungssignal in vertikaler Richtung verwendet, welches im Bereich der Vorderachse aufgenommen wird. Das Mehrkörpersystem des Staplers wird aus detaillierten CAD-Daten abgeleitet, welche von dem Fahrzeughersteller zur Verfügung gestellt wurden. Das Gewicht sowie die Massenträgheitsmomente wurden im Vorhinein ermittelt und in das Simulationsmodell eingebunden (vgl. hierzu [SKB16b]). Bei dem Modell handelt es sich lediglich um ein Starrkörpermodell, welches die Relativbewegungen zwischen den separaten Komponenten nur bedingt berücksichtigt. Diese Idealisierung beeinflusst die Abbildung des Schwingungsverhaltens erheblich und muss bei dem Vergleich zwischen Mess- und Simulationsdaten berücksichtigt werden. Da sich die Relativbewegungen zwischen den Komponenten im Bereich des Hubgerüsts durch eine aufgenommene Last enorm verstärken, wird bei den folgenden Validierungen auf Messwerte, welche ohne Last generiert werden zurückgegriffen.

Um die äußeren Einflüsse zu minimieren und somit die Reproduzierbarkeit der Messdaten zu erhöhen, werden mehrere Versuchsfahrten absolviert und für die Validierung gemittelt. In Abbildung 10 sind exemplarisch die gemessenen und simulierten Beschleunigungssignale bei einer Geschwindigkeit von 2 m/s bzw. 3 m/s ohne Last dargestellt. In beiden Fällen zeigt der Vergleich eine qualitativ gute Übereinstimmung. Insbesondere die Beschleunigungsspeaks, welche direkt nach dem Auftreffen des Reifens auf die Schwelle entstehen, können sehr genau wiedergegeben werden. Bei weiterer Erhöhung der Geschwindigkeit nimmt der Einfluss der schwingenden Komponenten im Bereich des Hubgerüsts stark zu, wodurch das Schwingungssignal, welches aufgrund der Reifens entsteht, überlagert wird. Somit ist ein Vergleich zwischen den Daten leider nicht möglich.

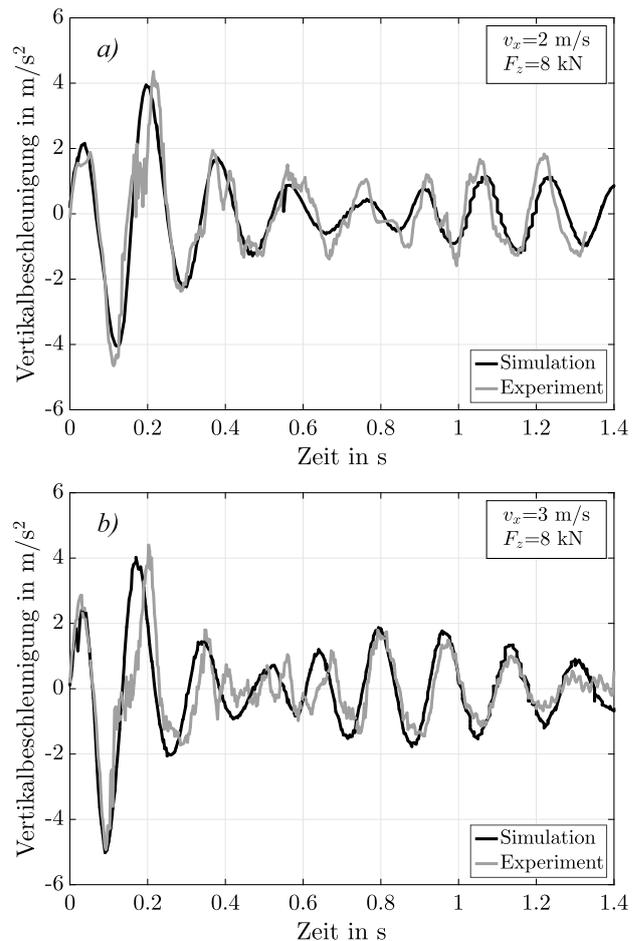


Abbildung 10. Vergleich der gemessenen und simulierten Vertikalbeschleunigung bei $v_x = 2 \text{ m/s}$ (a) und $v_x = 3 \text{ m/s}$ (b)

Somit kann durch den Vergleich festgehalten werden, dass die Vertikalkraft durch das Reifenmodell richtig in die Fahrzeugstruktur eingeleitet wird. Trotz des relativ einfachen Modellaufbaus und der nur bedingt berücksichtigten äußeren Einflüsse lassen sich gute Übereinstimmungen zwischen Mess- und Simulationsergebnissen erzielen. Die entstandenen Abweichungen sind zum größten Teil auf das Fahrzeugmodell zurückzuführen, welches einen höheren Detaillierungsgrad aufweisen müsste.

Für den Nachweis, ob die stationäre bzw. dynamische Querkraft auch im Rahmen einer Gesamtfahrzeugsimulation korrekt übertragen wird, werden verschiedene Kurvenfahrten simuliert und mit Versuchsdaten verglichen. Um das Modell im stationären Zustand zu validieren werden die Verläufe der Trajektorien im Fahrzeugschwerpunkt bei einer stationären Kreisfahrt verglichen. Hierbei werden neben unterschiedlichen Lenkeinschlägen und somit Kreisdurchmesser verschiedene Fahrtgeschwindigkeiten betrachtet. Abbildung 11 zeigt exemplarisch den Abgleich zwischen einer gemessenen und simulierten Trajektorie, welche bei einer Geschwindigkeit von $v_x = 3,2 \text{ m/s}$ entstanden ist. Die gemessene Trajektorie kann sehr gut durch die Simulation abgebildet werden, was bestä-

tigt, dass das stationäre Modell zu Übertragung der Querkraft richtig implementiert und parametrisiert wurde.

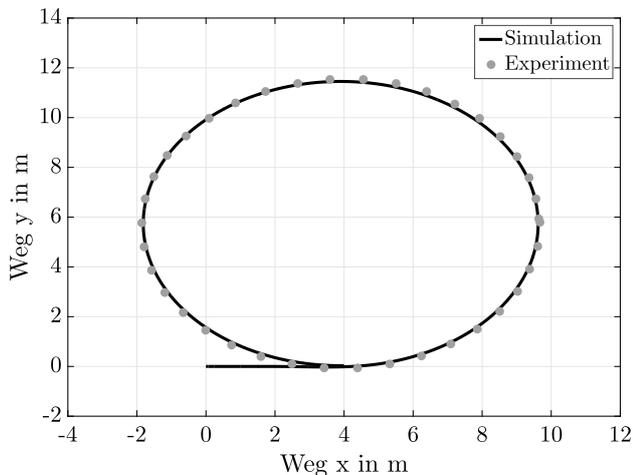


Abbildung 11. Vergleich zwischen einer gemessenen und simulierten Trajektorie bei einer stationären Kreisfahrt

Zur Validierung der dynamischen Querkraftübertragung wird ein L-Test simulativ und experimentell verglichen. Auch hier wird die Übereinstimmung der Trajektorie aus der Simulation und der Messfahrt betrachtet. Bei diesem Test wird das Fahrzeug vorerst auf einer geraden Strecke bis zu einer definierten Geschwindigkeit beschleunigt. Im Anschluss wird durch ein abruptes Lenkmanöver eine 90° Kurve eingeleitet. Durch dieses schlagartige Einlenken treten sehr hohe Schräglaufraten auf, wodurch sich dieses Fahrmanöver sehr gut zur Überprüfung des dynamischen Modells eignet. Abbildung 12 stellt die gegenübergestellten Schwerpunktrajektorien des gemessenen und simulierten L-Tests dar. Die Geschwindigkeit des Fahrzeugs beträgt hierbei 4,5 m/s und das Einleiten der Kurve wird mit einer Schräglaufrate von 36,6 %/s vollzogen. Bei dem Vergleich der Trajektorien ist ein nahezu identischer Verlauf zu erkennen, was auf eine richtige Arbeitsweise des Modells schließen lässt.

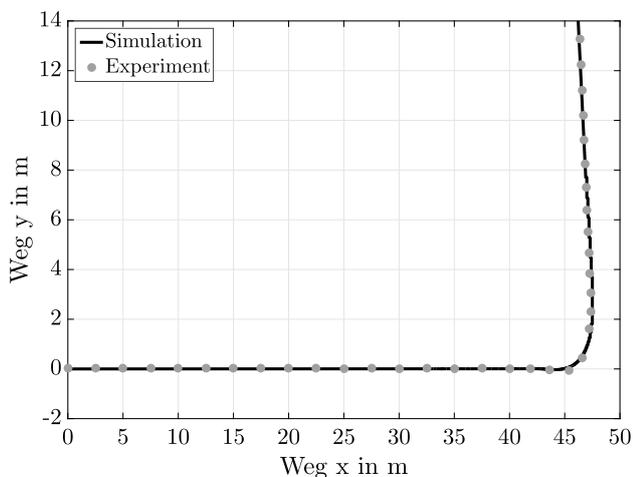


Abbildung 12. Vergleich zwischen einer gemessenen und simulierten Trajektorie beim L-Test

Grundsätzlich lässt sich somit sagen, dass die Implementierung und somit die Verschmelzung der beiden Modellformen erfolgreich war. Das Reifenmodell ermöglicht somit neben Komfortuntersuchungen, wie die gezeigten Hindernisüberfahrten, zusätzlich fahrdynamische Betrachtungen in Form von Fahr- und Kippstabilitätsuntersuchungen.

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

In diesem Beitrag konnte ein erfolgreich validiertes Integriertes Reifenmodell für Superelastikreifen vorgestellt werden, welches im Bereich der Komfort- sowie Fahrdynamiksimulation Anwendung findet. Das Modell wurde hierbei als dreidimensionales Speichenmodell formuliert, welches als separates Mehrkörpersystem über eine programminterne Programmiersprache in ein Fahrzeugmodell eingebunden wird. Durch die Kraftübertragung in alle Raumrichtungen hebt sich das Modell von dem von Oh bzw. Busch und Stepanyuk ab und bietet eine vielseitige Einsatzmöglichkeit. Die Parametrierung des Modellansatzes erfolgte weitestgehend über experimentelle Daten, die mit Hilfe eines Hydropulsers bzw. eines Trommelprüfstandes ermittelt wurden. Die Modellparameter, welche sich aus experimentelle Daten schwierig ableiten ließen, wurden mit Hilfe eines eigenentwickeltes strukturmechanisches Modells bestimmt und in das Mehrkörpersystem implementiert. Im Anschluss wurde das Modell durch zahlreiche Simulationsläufe verifiziert und durch den Vergleich mit Prüfstandsergebnissen validiert. Die Gegenüberstellungen zeigten in allen Bereichen sehr gute Übereinstimmungen. Anschließend wird das Modell im Rahmen einer Gesamtfahrzeugsimulation auf seine Gültigkeit überprüft. Hiefür wurden Schwellenüberfahrten sowie verschiedene Kurvenfahrten simuliert und mit den Daten entsprechender Messfahrten verglichen. Auch hier konnten gute Übereinstimmungen erzielt werden, wodurch das Modell den geforderten Anforderungen entspricht.

Um dem Modell ein noch breiteres Einsatzgebiet zuzuordnen zu können werden im weiteren Verlauf der Arbeit neben der separaten Übertragung des Längs- und Querkraftverhaltens zusätzlich die Überlagerung dieser Kräfte betrachtet. Hieraus können Erkenntnisse darüber gewonnen werden, ob das formulierte Kontaktmodell den Zustand des überlagerten Schlupfes richtig abbilden kann. Ein weiterer Aspekt, welcher bei Flurförderzeugreifen einer großen Bedeutung zuzuordnen ist, ist die Entstehung des Sturzmomentes, welches bei Kurvenfahrten aufgrund der Verformung des Latsches entsteht und somit die Kippeigenschaften des Fahrzeuges beeinflusst. Zur Vervollständigung der Modellierung muss zusätzlich noch die richtige Abbildung dieses Momentes untersucht werden. Zusätzlich gilt es den Detaillierungsgrad des Gesamtfahrzeugmodells hinsichtlich des Schwingungsverhaltens zu

erhöhen. Damit ließen sich die Zweifel, welche beim Vergleich zwischen den simulierten und gemessenen Schwellenüberfahrten auftraten reduzieren, woraus eine höhere Aussagekraft hinsichtlich der Gültigkeit des Reifenmodells abgeleitet werden kann.

LITERATUR

- [BB12] Bruns, R.; Busch, N.: *Messung und Modellierung der Kennfelder von Gabelstaplerreifen*, Forschungsbericht, Hamburg, 2012.
- [Bus15] Busch, N.: *Querdynamisches Verhalten von Industriereifen und dessen Einfluss auf die Fahrdynamik von Gabelstaplern*. Dissertation, Hamburg, Helmut-Schmidt-Universität Hamburg, Institut für Maschinenelemente und Technische Logistik, 2015.
- [Con07] Continental AG: *Technischer Ratgeber Industrie- / MPT- / EM-Reifen*. Hannover, PR-Artikel, 2007.
- [Fer08] Ferhadbegović, B.: *Entwicklung und Applikation eines instationären Reifenmodells zur Fahrdynamiksimulation von Ackerschleppern*. Dissertation, Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Agrartechnik, 2008.
- [MSC16] MSC, Adams. Adams View Command Language Help. In: MSC Software Corporation, 2016.
- [MSC19] MSC, Adams: *Adams Users Manual*. In: MSC Software Corporation, 2019.
- [ODF+13] Oh, S. Y.; Danilov, E.; Fischer, G.; Günthner, W. A.; Bruns, R.: *Untersuchung und Modellierung der Schwingungsübertragung von Flurförderzeugreifen*. In: Logistics Journal: Proceedings, Vol. 2013.
- [Oh17] Oh, S. Y.: *Modellierung und Entwicklung eines Flurförderzeugreifenmodells als Mehrkörpersystem*. Dissertation, München, Technische Universität München, Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik, 2017.
- [PB18] Pross, A.; Bruns, R.: *Parameteridentifikation mit Hilfe eines strukturmechanischen Modells für Superelastikreifen*. In: Logistics Journal: Proceedings, Vol. 2018.
- [Sch05] Schlotter, V.: *Einfluss dynamischer Radlastschwankungen und Schräglaufwinkeländerungen auf die horizontale Kraftübertragung von Ackerschlepperreifen*. Dissertation, Stuttgart, Universität Stuttgart Institut für Agrartechnik, 2005.
- [SKB16a] Stepanyuk, S.; Krivenkov, K.; Bruns, R.: *Neuartiges Modell des Querverhaltens von FFZ-Reifen*. In: Logistics Journal: Proceedings, Vol. 2016.
- [SKB16b] Stepanyuk, S.; Krivenkov, K.; Bruns, R.: *Untersuchungen der Gewichtsreduktionspotenziale eines Gegengewichtsstaplers mithilfe aktiver Systeme*. In: Logistics Journal: Proceedings, Vol. 2016.
- [Wit15] Witzel, P.: *Ein validiertes Reifenmodell zur Simulation des fahrdynamischen und fahrkomfortrelevanten Verhaltens von Ackerschleppern bei Hindernisüberfahrt*. Dissertation, Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Agrartechnik, 2015.

Arne Pross, M.Sc. studierte Maschinenbau an der Technischen Universität Braunschweig und ist seit Dezember 2015 am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik an der Helmut-Schmidt-Universität in Hamburg als wissenschaftlicher Mitarbeiter tätig.

Prof. Dr.-Ing. Rainer Bruns hat Luft- und Raumfahrt an der Technischen Universität Braunschweig studiert und ist seit 1992 Leiter des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Technische Logistik an der Helmut-Schmidt-Universität in Hamburg.

Adresse: Helmut-Schmidt-Universität, Universität der Bundeswehr Hamburg, Fakultät für Maschinenbau, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik, Holstenhofweg 85, 22043 Hamburg,

E-Mail: arne.pross@hsu-hh.de

Tel.: 040 6541 / 2910

E-Mail: rainer.bruns@hsu-hh.de

Tel.: 040 6541 / 2855