

Neuartiges Modell des Querverhaltens von FFZ-Reifen

New Approach to fork lift tires modeling

Sergey Stepanyuk
Konstantin Krivenkov
Rainer Bruns

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

Kurzfassung: Die dynamische Standsicherheit ist beim Betrieb eines Gegengewichtsgabelstaplers eine entscheidende Größe. Diese wird neben der Position des Gesamtschwerpunktes und den geometrischen Abmaßen wesentlich von den Reifeneigenschaften bestimmt. Ein neues Rechenmodell der Super-Elastik-Reifen ermöglicht genauere Simulationen, tiefere Einblicke in das dynamische Verhalten der Fahrzeuge bei der Auslegung und somit bessere dynamische Standsicherheit.

[Schlüsselwörter: Reifen, Modellierung, Mehrkörpersimulation, Querverhalten, Standsicherheit]

Abstract: Dynamic lateral safety is a major aspect in operation of a counterbalanced forklift. Lateral stability is mainly effected by the position of the mass center, geometry of the forklift and its tire characteristics. A new mathematical model of super elastic tires leads to more accurate multibody simulation, deeper understanding of dynamic behavior fork lifts and therefore to better dynamic stability.

[Keywords: Tires, Modeling, Multibody Simulation, Lateral Force, Lateral Stability]

1 NOTWENDIGKEIT EINER MEHRKÖRPERSIMULATION

Die dynamische Standsicherheit spielt beim Betrieb eines Gabelstaplers eine entscheidende Rolle. Diese wird neben der Position des Gesamtschwerpunktes und den geometrischen Abmaßen maßgeblich von den Reifeneigenschaften vorgegeben. Das Reifenverhalten bestimmt darüber, ob ein Fahrzeug in einer scharfen Kurve kippt oder rutscht. Bei der Auslegung eines Flurförderzeugs ist das Wissen über die dynamischen Eigenschaften der Reifen

wichtig, um eine hinreichende Betriebssicherheit zu gewährleisten.

Es wurden viele Versuche unternommen die dynamische Standsicherheit quantitativ zu beschreiben (vgl. [BBH09], [JPR09] und [LHR11]). Die Norm DIN ISO 22915-2 beschreibt einfache Tests zur Bestimmung der statischen und dynamischen Standsicherheit auf einer Kippbühne. Aus dem seitlichen Kippwinkel können Rückschlüsse auf das Verhalten des Fahrzeugs in einer Kurve gewonnen werden. Um eine bessere Aussage treffen zu können und dabei den Einfluss der aktiven Standsicherheitssysteme beurteilen zu können, wurde die Norm DIN EN 16203 ausgearbeitet. In der Norm wird ein Fahrverlauf beschrieben, bei dem eine L-Fahrstrecke mit Höchstgeschwindigkeit befahren wird. Die dafür notwendige Strecke wird als Vergleichsgröße verwendet.

Die Durchführung eines L-Tests ist mit vielen Schwierigkeiten verbunden. Vor allem der messtechnische Aufwand, um reproduzierbare Ergebnisse zu erzielen, stellt eine Herausforderung dar. Um bei neuen Modellen den Versuchsaufwand zu reduzieren, werden Mehrkörpersimulationen zur Beurteilung der dynamischen Standsicherheit durchgeführt. Für eine aussagekräftige Mehrkörpersimulation wird ein Reifenmodell zur Beschreibung des Fahrtverhaltens benötigt.

SE-Reifen haben ihren Ursprung als Luftreifen, die mit weichem Gummi ausgefüllt wurden [Röd02]. Es existieren viele Modelle, die das Verhalten von Luftreifen abbilden, Beispiele dafür stellen UA-Tire [Gim91] und Pasejka „Magic formula“ [Pac93] dar. Diese Modelle sind allerdings nur eingeschränkt auf superelastische Gabelstaplerreifen anwendbar. Der Grund dafür sind andere Einsatzbedingungen und die Besonderheiten des Aufbaus.

2 VERMESSUNG DER GABELSTAPLERREIFEN

Zur Ermittlung des Querverhaltens der im Referenzfahrzeug verwendeten Reifen wurde ein Reifenprüfstand verwendet, welcher für vorherige Projekte am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik aufgebaut wurde. Der Versuchsprüfstand wurde gezielt zur Vermessung einer hohen Bandbreite superelastischer Gabelstaplerreifen konzipiert. Bei der Vermessung können folgende Parameter eingestellt werden:

- Fahrgeschwindigkeit: 0 . . . 25 km/h
- Schräglaufwinkel: -90° . . . $+90^\circ$
- Schräglaufrate: 0 . . . 90 $^\circ$ /s
- Radlast: 0 . . . 35 kN
- Reifendurchmesser: 80 . . . 850 mm

Es wurde ein Messprogramm erstellt, mit dem eine große Vielfalt an Betriebszuständen simultan gemessen werden kann. Für die Bestimmung des Querverhaltens eines Reifens ist aber die Variation des Schräglaufwinkels und der Radlast von besonderem Interesse. Als Schräglaufwinkel α wird der Winkel zwischen dem Rad und der Bewegung relativ zur Fahrbahn bezeichnet, Schräglaufrate $\dot{\alpha}$ ist dadurch die zeitliche Ableitung des Schräglaufwinkels.

Bei Vermessung des Reifens wurde die Radlast schrittweise bis zur Nennlast erhöht. In jedem Schritt wurde eine Schräglaufwinkelverstellung in einem Bereich von -45° bis $+45^\circ$ bei ebenfalls schrittweiser Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit und Schräglaufrate ausgeführt. Um den Einfluss der Eigendynamik des Prüfstandes möglichst gering zu halten und die dynamischen Effekte im Reifen hervorzuheben, wurden alle Messungen bei Schräglaufraten zwischen 15 $^\circ$ /s und 30 $^\circ$ /s und einer Fahrgeschwindigkeit zwischen 0,5 km/h und 25 km/h durchgeführt.

Die Messdaten weisen ein Rauschen mit relativ breitem Frequenzband auf, welches auf mehrere Ursachen zurückgeführt werden kann. Das Reifenprofil führt zu einem schwankenden Lastkraftverlauf im mittelfrequentem Bereich. Die Beschichtung der Lauftrommel führt zu einem hochfrequenten Rauschen. Kleine Abweichungen bei der Zentrierung des Reifens während der Montage, sowie die Unrundheit des Reifens verursachen starke niederfrequente, drehzahlperiodische Schwingungen. Diese machen sich vor allem bei geringen Fahrgeschwindigkeiten bemerkbar. Durch eine geeignete Filterung der Messdaten können diese parasitären Nebenerscheinungen zum größten Teil beseitigt werden.

3 STATISCHES REIFENMODELL

3.1 ANFORDERUNGEN AN DAS MODELL

Einen umfassenden Einblick in das querdynamisches Verhalten der superelastischen Reifen liefert die Arbeit von Busch [Bus15]. In Rahmen dieser Untersuchungen wurde ein Modell mithilfe der künstlichen neuronalen Netze aufgebaut. Dieses Modell liefert physikalisch korrekte Werte, besitzt allerdings typische Nachteile eines neuronalen Netzes.

Zum ersten stellt die Erzeugung der Trainingsdatensätze einen deutlichen Aufwand dar. Zusätzlich können ungeschickt gewählte Datensätze zu einer Überanpassung des Netzes führen. Zum zweiten ermöglicht die Verwendung der künstlichen neuronalen Netze nur bedingt einen Einblick in die eigentliche Physik der Reifen. Außerdem wird das Netz über mehrere Wichtungsmatrizen beschrieben, was in der Praxis unhandlich ist. Zum dritten kann das Verhalten des neuronalen Netzes außerhalb des Messbereichs nur durch eine zusätzliche Validierung vor der Simulation abgeschätzt werden. Das stellt vor allem bei einer Modellierung der kritischen Fahrsituationen ein Hindernis dar, da die Radlast oft die Nennlast der Reifen überschreiten kann.

Für das vorliegende Superelastische Reifenmodell (SupReM) soll ebenfalls ein empirischer Ansatz gewählt werden, bei dem eine Herleitung aus Messkurven erfolgt. Mit SupReM soll bei einer möglichst geringen Versuchszahl eine hohe Approximationsgüte erreicht werden. Gleichzeitig soll das Modell einen tieferen Einblick in die physikalischen Zusammenhänge im Reifen ermöglichen. Im Gegensatz zu einem theoretischen Modell (z. B. mithilfe einer FEM-Berechnung) soll dabei der Rechenaufwand gering gehalten werden.

Außerdem wurden folgende Zielsetzungen bei der Erstellung des Modells verfolgt:

- Das Modell muss für unterschiedliche SE-Reifentypen ohne Veränderungen der Struktur gültig sein.
- Das Modell soll einfach zu implementieren sein.
- Die Anzahl der Eingangsgrößen und Parametern soll gering gehalten werden.
- Eine Übertragbarkeit auf andere Reifentypen ist erwünscht.
- Der Aufwand für die Parametrierung des Modells anhand der Messdaten soll gering sein.

3.2 STATISCHES VERHALTEN DER REIFEN

In Abbildung 1 ist ein typischer Querkraftverlauf eines SE-Reifens zu sehen. Die wichtigsten Einflussparameter sind der Schräglaufwinkel α und die Radlast F_Z , welche ei-

nen Einfluss auf die Querkraft haben. Wobei die Abhängigkeit von der Radlast ein nahezu proportionales und von dem Schräglaufwinkel ein degressives Verhalten aufweist.

Ist die Schräglaufrate gering, bildet sich keine Hysterese aus und der Graph verläuft durch den Ursprung. Dieses Verhalten kann als stationär bezeichnet und durch eine Tangens Hyperbolicus Funktion angenähert werden. Diese ist ursprungssymmetrisch und läuft für steigende Winkel gegen +1 oder -1. Das Argument der Tangens Hyperbolicus beschreibt die Steigung der Kurve im Ursprung und somit auch die „Schnelligkeit“, mit der die Funktion ihren Endwert erreicht.

Das Argument wird durch den Schräglaufwinkel und die Radlast beeinflusst. Größere Schräglaufwinkel führen

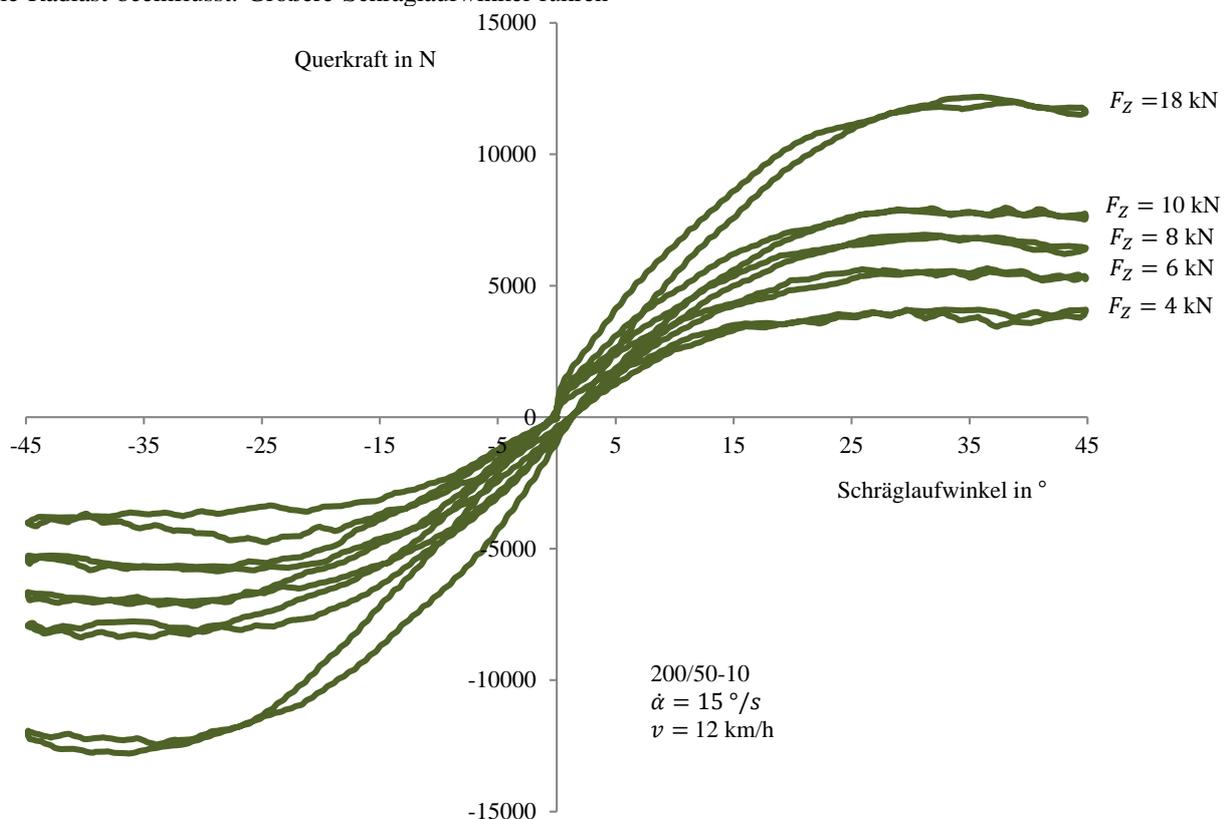


Abbildung 1: Querkraftverlauf eines SE-Reifens

In der Abbildung 2 ist der seitliche Reibbeiwert dargestellt, welcher durch eine Messung bestimmt wurde. Dieser weist bei geringen Lasten eine nahezu lineare Abhängigkeit von der Radlast auf. Bei höheren Lasten, vor allem bei Lasten oberhalb der Nennlast des Reifens, führt so eine lineare Approximation zu falschen Ergebnissen, da der modellierte Reibbeiwert gegen Null strebt und unter bestimmten Bedingungen auch negativ werden kann.

Bei weiteren Untersuchungen wurde ebenfalls festgestellt, dass der seitliche Reibbeiwert einen der Radlast unterproportionales Verhalten aufweist. Eine Approximation der Messdaten durch eine Exponentialfunktion führt zu

zu einer höheren Querkraft. Eine höhere Radlast verursacht höhere Maximalwerte der Querkraft, reduziert andererseits die Steigung der Kurve im Ursprung. Bei einer höheren Belastung der Räder steigt gleichzeitig die Steifigkeit der verwendeten Stoffe des Rades, was die Kraftübertragung verschlechtert. Diese Beobachtungen führen zu folgendem Ansatz bei der Beschreibung der Querkraft:

$$F_{Y,stat} = F_z \cdot \mu \cdot \tanh\left(\frac{\alpha}{k_{\alpha} + k_{Fz} \cdot F_z}\right).$$

F_z ist dabei die Radlast, μ ist der seitliche Reibbeiwert und k_{α} und k_{Fz} sind für die Approximation des Modells an die Messdaten zur Verfügung stehende Parameter.

deutlich besseren Ergebnissen. Durch diese Erweiterung kann das Modell wie folgt aufgefasst werden:

$$F_{Y,stat} = F_z \cdot \mu_B \cdot \exp\left(-\frac{F_z}{k_{F1}}\right) \cdot \tanh\left(\frac{\alpha}{k_{\alpha} + k_{Fz} \cdot F_z}\right).$$

Am Reifenprüfstand wird eine standardisierte Bodenbeschichtung verwendet. Wird eine Fahrt auf einer anderen Oberfläche simulieren, muss der Reibbeiwert über den Parameter μ_B eingestellt werden.

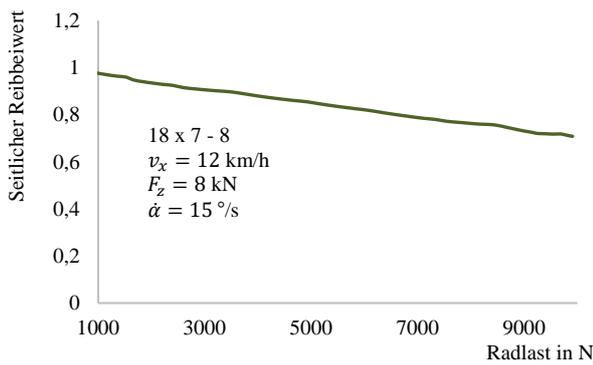


Abbildung 2: Seitlicher Reibbeiwert (Quelle: [Bus15])

4 DYNAMISCHES REIFENMODELL

Bei einer dynamischen Radverstellung treten Dämpfungseffekte auf, die sich in den Messwerten in Form einer Hysterese sichtbar werden. Diese ist annähernd symmetrisch zum Ursprung und von der Fahrgeschwindigkeit und der zeitlichen Änderung der Querkraft abhängig. So ein Verhalten kann mit Hilfe des Seil-Modells (String-Type Tire Model) [Pac72] theoretisch erklärt werden. Dabei wird die Aufstandsfläche des Reifens als eine Zusammenschaltung mehrerer vorgespannter Seile beschrieben. Diese bestehen aus mehreren Laufflächenelementen und besitzen eine Steifigkeit. Die Verformung aufgrund der Belastung definiert die Querkraftübertragung. Bei einer dynamischen Kraftänderung kann das Übertragungsverhalten des Seilmodells durch ein PT₁-Verhalten approximiert werden. In [Sch06] wurden Untersuchungen der Ackerschlepperreifen durchgeführt und ein PT₁-Übertragungsverhalten ebenfalls festgestellt.

Das gesamte Reifenmodell kann als eine Reihenschaltung einer statischen Nichtlinearität und eines linearen Übertragungsgliedes dargestellt werden. In der Literatur werden derartige Modelle als Hammerstein-Modelle bezeichnet. Diese Modelle stellen dabei Vereinfachungen der Volterrareihen dar [Ise88]. Die allgemeine Gleichung für das dynamische Modell kann somit wie folgt formuliert werden:

$$T \cdot \dot{F}_{Y,dyn} + F_{Y,dyn} = F_{Y,stat} \quad ,$$

wobei T die Zeitkonstante ist.

Zur Überprüfung der Annahmen und Bestimmung der Zeitkonstante wurden mehrere Messungen bei unterschiedlichen Schräglaufraten ($\dot{\alpha} = 5 \dots 90 \text{ }^\circ/\text{s}$) und Fahrgeschwindigkeiten ($v = 0,5 \dots 25 \text{ km/h}$) durchgeführt. Als Vergleichsgröße wurde der Wert der Hysterese bei $\alpha = 0^\circ$ gewählt, da an dieser Stelle die Steigung des Graphen ihr Maximum besitzt. Untersuchungsergebnisse sind in der Abbildung 3 und Abbildung 4 zu sehen.

Bei einer steigenden Schräglaufrate wird der Betrag der Hysterese größer. Eine steigende Geschwindigkeit führt zu einer schmaleren Hysterese. Der lineare Zusammenhang mit der Schräglaufrate bestätigt ein proportionales Übertragungsverhalten mit Verzögerung erster Ordnung. Die Zeitkonstante T ist allerdings nur für eine gegebene Fahrgeschwindigkeit v konstant. Eine ausführliche Untersuchung hat gezeigt, dass die Zeitkonstante durch folgende Gleichung beschrieben werden kann:

$$T = k_d \cdot v^{-k_v}.$$

Die Parameter k_d und k_v werden aus Messdaten geschätzt. Ein Grenzfall dieser Funktion tritt bei einer sehr geringen Geschwindigkeit ($v \rightarrow 0$) auf. Dabei kann höchstens nur die Kraft übertragen werden, die aus dem Produkt der Radlast und des Reibbeiwerts resultiert.

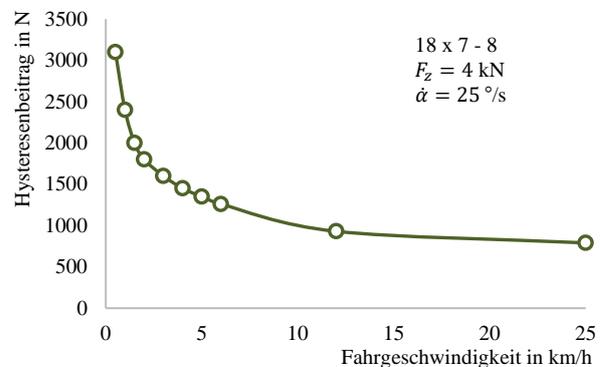


Abbildung 3: Breite der Hysterese in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit

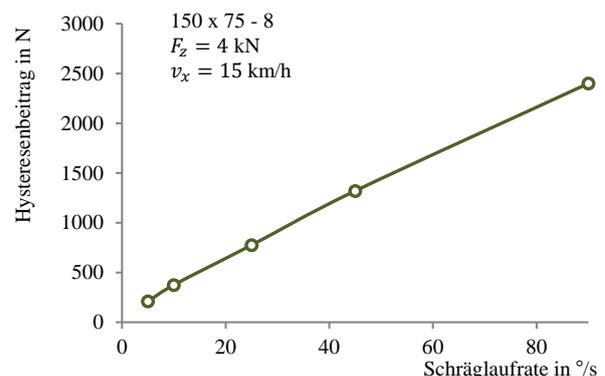


Abbildung 4: Breite der Hysterese in Abhängigkeit von der Schräglaufrate

Das dynamische Reifenmodell führt zu einem komplexeren Rechenvorgang bei der Mehrkörpersimulation und kann bei einer numerischen Berechnung zu Instabilitäten führen. Vor allem die Notwendigkeit der Differenzbildung kann einen Simulationsabbruch aufgrund der Singularitäten hervorrufen. Das kann in vielen Fällen durch eine Anpassung der Iterationsschrittweite verhindert werden. Hingegen liefert das statische Modell gute Stabilität und

Genauigkeit, allerdings nur bei kleinen zeitlichen Veränderungen der Querkraft.

Um die Größenordnungen der Schräglaufraten abzuschätzen, wurde ein L-Test mit einem vollständigen MKS-Modell durchgeführt. Vor allem bei einem raschen Gegenlenken können Schräglaufraten von mehr als 50 %/s erreicht werden. Durch ein PT_1 -Übertragungsverhalten abgebildet, kommt die Querkraft erst mit einer Verzögerung an, wodurch längere Lenkphasen notwendig werden. Daraus folgt, dass für die realitätsnahe Beurteilung der dynamischen Standsicherheit nur das dynamische Reifenmodell geeignet ist.

5 EINFLÜSSE DER FELGENGEOMETRIE

Das beschriebene Modell weist einen symmetrischen Verlauf auf. Das ist in Rädern nicht immer der Fall. Während der Messung konnten die richtungsabhängigen Unterschiede in der Verformung des Reifens deutlich beobachtet werden. Abbildung 5 zeigt eine schematische Darstellung einer Reifen-Felge-Kombination. Das Rad kann unter Umständen asymmetrisch aus mehreren Gummilagen aufgebaut sein. Der Haltewulst unterstützt den Reifen bei einer seitlichen Belastung und reduziert die Verformung. Eine starke Verformung des Reifens kann die Aufstandsfläche verkleinern und übertragbare Kräfte mindern. Dieses Verhalten konnte ebenfalls in den Messdaten beobachtet werden. Daher wird der Parameter k_r eingeführt, welcher die Richtungsabhängigkeit der Kraft abbildet:

$$k_r(F_{Y,dyn}) = \begin{cases} 1, & \text{wenn } F_{Y,dyn} < 0 \\ k_r, & \text{wenn } F_{Y,dyn} > 0 \end{cases}$$

Dieser Faktor besitzt nur bei einigen Reifenausführungen einen Wert, der stark von eins abweicht und durch eine ausgeprägte Asymmetrie zustande kommt. Somit wird das Modell durch eine zusätzliche Nichtlinearität nach der linearen Übertragungsfunktion erweitert. Die folgende Funktion beschreibt die Querkraft eines SE-Reifens:

$$F_Y = k_r(F_{Y,dyn}) \cdot F_{Y,dyn}$$

und somit:

$$\begin{aligned} k_r(T \cdot F_{Y,dyn} + F_{Y,dyn}) &= F_Z \cdot \mu_B \\ &\cdot \exp\left(-\frac{F_Z}{k_{F1}}\right) \cdot \tanh\left(\frac{\alpha}{k_\alpha + k_{F2} \cdot F_Z}\right) \end{aligned}$$

Für zeitdiskrete Systeme mit Schrittweite Δt und Rückwärtsdifferenzenquotient wird das Modell wie folgt dargestellt:

$$F_{Y,dyn_n} = \frac{1}{\frac{T}{\Delta t} + 1} \left[\frac{1}{k_r} F_{Y,stat_n} + \frac{T}{\Delta t} F_{Y,dyn_{n-1}} \right]$$

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

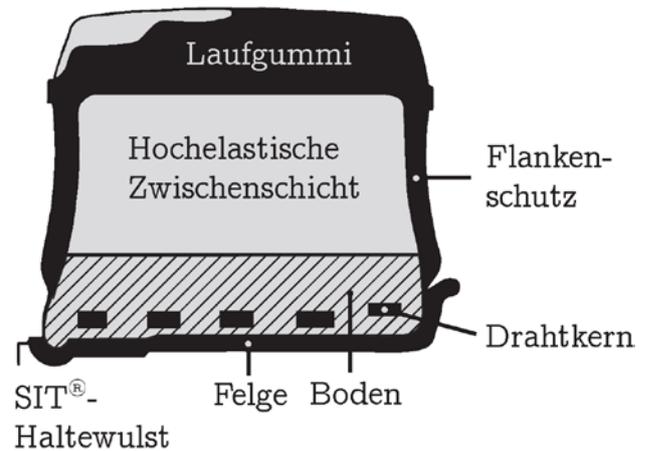


Abbildung 5: Schematischer Aufbau eines SE-Reifens (Quelle: Information der Continental AG, Hannover)

6 VERFORMUNG DES REIFENS

Bei einer seitlichen Belastung tritt eine Verformung auf, die zu einer Verschiebung und Deformation der Aufstandsfläche führt. Bei einer scharfen Kurvenfahrt führt das zur Verlagerung der Kippkante an den kurvenäußeren Rädern. Diese Verschiebung begünstigt erheblich seitliche Kippneigung der Gegengewichtsstapler. Dieser Effekt kann in den MKS-Simulationen entweder durch eine Verschiebung der Aufstandsfläche (Latsch) oder durch ein Sturzmoment abgebildet werden. Wegen einer einfacheren Implementierung wurde die Sturzmomentmethode gewählt. Der Sturzmoment wird als Produkt der Radlast und der Verschiebung in y-Richtung gebildet. Der Sturzmoment hat eine starke Abhängigkeit von der Querkraft und wird im Modell linear approximiert:

$$M_{Sturz} = \frac{F_Y}{k_M}$$

Für die kurveninneren Räder wird das Sturzmoment gleich Null gesetzt. Zwar wird die Aufstandsfläche verschoben, die Kippkante des Gesamtfahrzeugs wird dadurch aber nicht beeinflusst.

7 SCHÄTZUNG DER REIFENKENNGRÖßEN

Alle sechs freien Parameter des Modells werden durch ein Optimierungsalgorithmus aus Rohmessdaten bestimmt. Eine vorherige Glättung oder Filterung reduziert zwar den relativen Fehler, die Auswirkungen auf die geschätzten Parameter sind allerdings vernachlässigbar. Die

Optimierung erfolgt durch die Methode der generalisierten reduzierten Gradienten (GRG), wobei die Startlösung geschätzt werden muss. Als Zielgröße wird der Durchschnitt der quadrierten Abweichungen (MSE) oder quadratisches Mittel der Abweichungen (RMSE) verwendet. Diese Zielgröße wird vom Solver minimiert.

Zusätzlich wurde die Extrapolationsfähigkeit des Modells untersucht. Dafür wurde das Modell nicht mit dem vollständigen Messdatensatz, sondern nur bis zu einer Radlast, die der Hälfte der Nennlast entsprach, parametrieren. Die anschließende Extrapolation hat eine Abweichung der Querkraft unterhalb von 10 % ergeben. Dadurch wird sichergestellt, dass auch bei kurzzeitigen extremen Belastungen in dynamischen Simulationen ausreichende Extrapolationsgenauigkeit gegeben ist. Um die Güte des Reifenmodells beurteilen zu können, musste ein Gütemaß definiert werden. Dieser entspricht dem Bestimmtheitsmaß und liegt für das beschriebene Modell bei über 99 %, wodurch das Modell eine hohe Genauigkeit aufweist. Eine Gegenüberstellung der Messung und der Simulationsergebnisse sind in der Abbildung 6 zu sehen. Parameter des 200/50-10 Reifens sind in Tabelle 1 dargestellt.

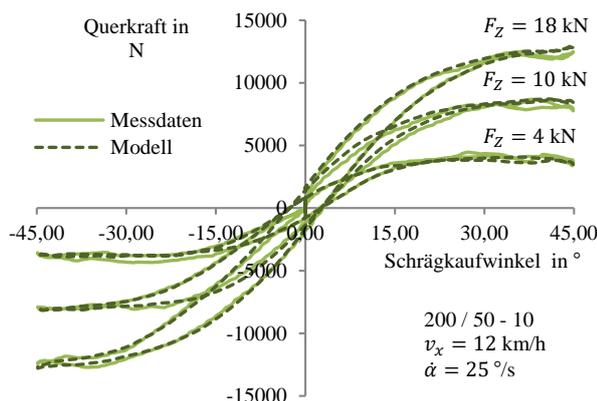


Abbildung 6: Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse und der Messdaten

8 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

In Rahmen dieser Arbeit wurde ein Modell SupReM für die Simulation der SE-Reifen aufgestellt, welches das querdynamische Verhalten mit einer hohen Genauigkeit beschreibt. Das ursprüngliche Modell auf Basis der künstlichen neuronalen Netze kann durch SupReM ohne Verlust an Qualität der Approximation, aber mit signifikantem Gewinn an Einfachheit und Adaptivität ersetzt werden. Dabei wird ein Reifen in SupReM nur durch sechs Parameter beschrieben. Durch eine übersichtliche Struktur kann das Modell in diversen Software zur Mehrkörpersimulationen relativ einfach integriert werden, ohne dass dafür aufwändige Zusatzmodule geschrieben werden müssen.

Durch mehrere Vergleichsuntersuchungen anhand der gefilterten und ungefilterten Messdaten wurde festgestellt, dass das Rauschen einen geringen Einfluss auf die geschätzten Parameter hat.

Weitere Untersuchungen haben gezeigt, dass durch hohe Schräglaufraten das dynamische Verhalten bei Standsicherheitsimulationen berücksichtigt werden muss. Zur Parametrierung der Hysterese müssen mehrere Einzelmessungen bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten durchgeführt werden. Der Zusammenhang mit der Schräglaufrate erfordert nur einen Parameter, sodass nur eine Messung notwendig ist. Wird ein Fahrzeug bei einer Simulation bei annähernd konstanten Geschwindigkeiten untersucht, ist dafür nur eine Messung notwendig.

In weiteren Schritten soll untersucht werden, ob das Modell auf andere Reifentypen, wie zum Beispiel Portalstaplerreifen oder Vulkollanrollen übertragbar ist. Eine Validierung des simulierten Fahrverhaltens durch reale Tests mit einem Referenzstapler soll zusätzlich die erreichbare Güte der Standsicherheitsimulationen zeigen.

Tabelle 1: Parameter für 200/50-10

k_{F1}	55168
k_{F2}	0,000658
k_{α}	9,28
k_r	1,007
k_d	0,0904
k_v	2,21
k_M	13,45

LITERATURVERZEICHNIS

- [BBH09] Bruns, R.; Busch, N.; Höppner, O.: Anschlussbericht: Entwicklung eines dynamischen Standsicherheitstest für Gegengewichtsstapler unter 10 t Tragkraft. Abschlussbericht, 2009.
- [Bus15] Busch, N.: Querdynamisches Verhalten von Industriereifen und dessen Einfluss auf die Fahrdynamik von Gabelstaplern. Shaker, Herzogenrath, 2015.
- [Gim91] Gim, G.; Nikravesh, P. E.: Comprehensive three dimensional models for vehicle dynamic simulations, 1991.
- [Ise88] Isermann, R.: Identifikation dynamischer Systeme. Springer, Berlin, Heidelberg [u.a.], 1988.
- [JPR09] Jérôme Rebelle; Pierre Mistrot; Richard Poirot: Development and validation of a numerical model for predicting forklift truck tip-over. In Vehicle system dynamics, 2009, 47; S. 771–804.

- [LHR11] Lemerle, P.; Höppner, O.; Rebelle, J.: Dynamic stability of forklift trucks in cornering situations. Parametrical analysis using a driving simulator. In *Vehicle system dynamics*, 2011, 49; S. 1673–1693.
- [Pac72] Pacejka, H. B.: Analysis of the dynamic response of a rolling string-type tire model to lateral wheel-plane vibrations, 1972.
- [Pac93] Pacejka, H. B.; Bakker, E.: The magic formula tyre model, 1993.
- [Röd02] Rödiger, W.; Vogel, G.: Dr. Rödigers Enzyklopädie der Flurförderzeuge. [mehr als 500 Definitionen, Erklärungen, Regeln und Vorschriften unter Berücksichtigung der neuesten europäischen und internationalen gesetzlichen Bestimmungen und Normen]. AGT Verl. Thum GmbH, Ludwigsburg, 2002.
- [Sch06] Schlotter, V.: Einfluss dynamischer Radlastschwankungen und Schräglaufwinkeländerungen auf die horizontale Kraftübertragung von Ackerschlepperreifen. Shaker, Aachen, 2006.

Sergey Stepanyuk, Research Assistant at the Professorship of Machine Elements and Technical Logistics, Helmut-Schmidt-University.

Sergey Stepanyuk was born 1988 in Almaty, Kasachstan. Between 2008 and 2013 he studied industrial Engineering at the Leibniz University Hannover.

Address: Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik, Helmut-Schmidt-Universität, Universität der Bundeswehr Hamburg, Holstenhofweg 85, 22043 Hamburg, Germany,
Phone: +49(0) 40-6541 3639
E-Mail: sergey.stepanyuk@hsu-hh.de