

Paul Witzel, Hendrik Schulze Zumkley und Stefan Böttinger

Hindernisüberfahrt mit dem Hohenheimer Reifenmodell

Die Fahrgeschwindigkeit von Ackerschleppern ist in den letzten Jahren kontinuierlich gestiegen. Moderne Standardschlepper erreichen Geschwindigkeiten von bis zu 60 km/h. Dieser Trend stellt hohe Anforderung an die Auslegung fahrdynamisch- und komfortrelevanter Komponenten. Dabei können Simulationstechniken einen wichtigen Beitrag liefern, Entwicklungszeiten zu verkürzen. Voraussetzung dafür ist, dass das verwendete Reifenmodell die Eigenschaften des Ackerschlepperreifens genau widerspiegelt. Die im Folgenden dargestellte Untersuchung beschäftigt sich mit einer Erweiterung des Hohenheimer Reifenmodells zur Simulation des Reifenverhaltens bei Hindernisüberfahrt.

Schlüsselwörter

Reifen, Reifenmodell, Hindernisüberfahrt

Keywords

Tyre, tyre model, passage of obstacles

Abstract

Witzel, Paul; Schulze Zumkley, Hendrik and Böttinger, Stefan

Passage of obstacles with the Hohenheimer Tyre Model

Landtechnik 66 (2011), no. 1, pp. 64-66, 4 figures, 6 references

Driving speed of tractors has steadily increased in recent years. Modern standard tractors reach a speed of up to 60 kph. This trend puts high demands on the construction of components that are relevant to driving dynamics and comfort. Thereby simulation techniques can be a useful tool to shorten development time. A prerequisite for this is an accurate tyre model which depicts the specific properties of agricultural tyres. This contribution deals with an enhancement of the Hohenheimer Tyre Model to simulate tyre behaviour during the passage of obstacles.

Das am Institut entwickelte Hohenheimer Reifenmodell ermöglicht es, das fahrdynamische Verhalten von Traktoren und selbstfahrenden Erntemaschinen auf festem, ebenem Untergrund zu simulieren [1]. Zugunsten kurzer Rechenzeiten

wird der Reifenlatsch durch einen Punktkontakt repräsentiert. Aus diesem Grund beschränkt sich der Gültigkeitsbereich des Modells bei der Überfahrt von Hindernissen auf sinusförmige Anregungen, deren Mindestwellenlänge der doppelten Latschlänge entspricht [1]. In der Vergangenheit wurden einige Ansätze vorgestellt, bei denen ein vorgegebenes Fahrprofil zunächst gefiltert wird [2; 3]. Das gefilterte Profil dient dann als Eingangsgröße in ein Einpunktkontaktmodell. Bei diesen Modellansätzen werden die Reaktionskräfte oftmals überschätzt [4]. Genauere Ergebnisse liefern Reifenmodelle, die den Reifen-Boden-Kontakt mit Hilfe mehrerer Kontaktpunkte beschreiben [5].

Um mit dem Hohenheimer Reifenmodell die Überfahrt von Schlagleisten abbilden zu können, wird in einem ersten Ansatz das bestehende Modell zu einem Zweipunktkontaktmodell erweitert. Der Modellaufbau und das Vorgehen bei der Validierung werden im Folgenden beschrieben.

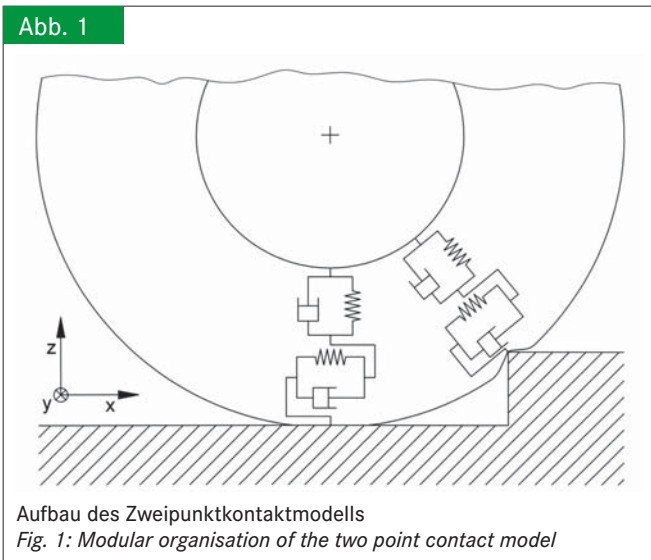
Modellaufbau

Das bestehende Hohenheimer Reifenmodell stützt sich in Vertikalrichtung auf ein senkrecht angeordnetes Voigt-Kelvin-Element und in Längsrichtung über ein weiteres, horizontal angeordnetes, Voigt-Kelvin-Element ab.

Zur Untersuchung der Längs- und Vertikalkräfte bei der Überfahrt von Hindernissen wird das bestehende Modell um zwei weitere Voigt-Kelvin-Elemente ergänzt. Dieses stützt sich in radialer Richtung über die kürzeste Entfernung zum Fahrprofil ab. Bei der Fahrt über ebene Fahrbahn arbeiten beide Voigt-Kelvin-Elemente parallel zueinander. Wird eine Unebenheit erkannt, verschiebt sich der Kontaktpunkt des zweiten Paares (**Abbildung 1**).

Bei dem Modell wird vereinfacht davon ausgegangen, dass sich die vertikale Federsteifigkeit c_{1z} des ursprünglichen Rei-

Abb. 1



fenmodells gleichmäßig auf die beiden radial angeordneten Federelemente verteilt. Der Federungsparameter c_{2z} , der die Progression des nicht-linearen Modells beschreibt, bleibt unverändert. Diese Annahme entspricht den Beobachtungen von Schlotter [6]. Somit berechnet sich die vertikale bzw. die radiale Federkraft aus der Einfederung f des Voigt-Kelvin-Elementes:

$$F_{\text{Feder}} = \frac{c_{1z}}{2} \cdot f^{c_{2z}} \quad (\text{Gl. 1})$$

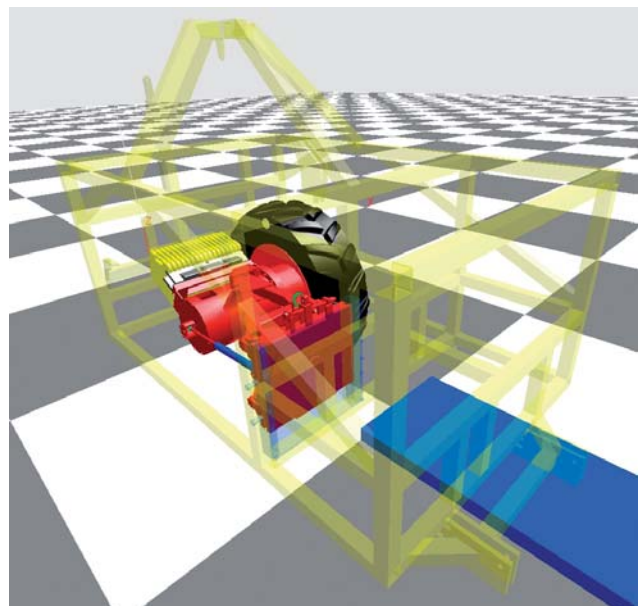
Das Verhalten der radial angeordneten Dämpferelemente sowie der tangential angeordneten Voigt-Kelvin-Elemente wird durch die Parametervorgaben des ursprünglichen Reifenmodells in Vertikal- und Längsrichtung beschrieben. Die vektorielle Summe der Reaktionsgrößen aller vier Voigt-Kelvin-Elemente ergibt die resultierende Radkraft. Diese kann in eine Längs- und eine Vertikalkraftkomponente zerlegt werden.

Validierung

Zur Validierung des gewählten Modellansatzes wurden Versuche mit der institutseigenen Einzelradmesseinrichtung durchgeführt. Um die Ergebnisse der Messfahrten mit denen der Simulation vergleichen zu können, musste zunächst ein detailliertes Mehrkörpersimulations-Modell (MKS-Modell) der Einzelradmesseinrichtung erstellt werden (**Abbildung 2**).

Bei der Validierung muss beachtet werden, dass das Radkraftdynamometer der Einzelradmesseinrichtung die Kräfte und Momente an der Schnittstelle zwischen Messnabe und Radträger misst. Folglich werden die Trägheitskräfte des Radträgers und des untersuchten Rades nicht erfasst. Dagegen berechnet das Reifenmodell die Reaktionskräfte zwischen Reifenlatsch und Untergrund. Das schließt die Beschleunigungskräfte mit ein, die auf sämtliche Komponenten wirken. Um anhand der Simulationsergebnisse Rückschlüsse auf die Radnabenkräfte zie-

Abb. 2



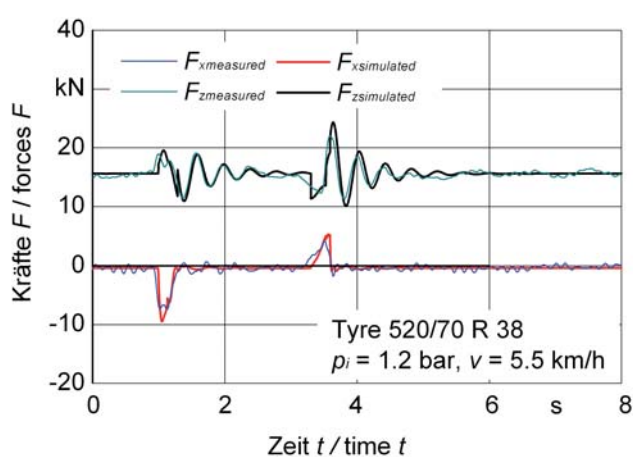
MKS-Modell der Einzelradmesseinrichtung
Fig. 2: MBS-model of the single wheel tester

hen zu können, werden im MKS-Modell die Beschleunigungen der Radnabe erfasst. Bei bekannter Masse von Radträger und Messrad können dann die Radnabenkräfte berechnet werden.

Zur Validierung des Modells wurde ein Hindernis mit einer Länge von 3,1 m und einer Höhe von 0,125 m überfahren. Diese Hindernisform wurde gewählt, da hierbei die Reaktionsgrößen beim Auf- und Abfahrvorgang isoliert voneinander untersucht und bewertet werden können. Untersucht wurde ein Ackerschlepperreifen der Größe 520/70 R 38 mit einem Reifennendruck von 1,2 bar. Das Hindernis wurde mit 0° Schräglauflauf und einer Geschwindigkeit von 5,5 km/h überfahren. Die **Abbildungen 3 und 4** zeigen den Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Vertikal- und Längskräften für zwei verschiedene statische Radlasten ($F_z = 15,6$ und $22,2$ kN).

Die Frequenz der simulierten Schwingung stimmt bei beiden Radlasten während der Hindernisüberfahrt sehr gut mit der des gemessenen Kraftverlaufs überein. Auffällig sind die Schwankungen der gemessenen Kräfte vor und nach der Hindernisüberfahrt. Sie sind primär auf die Stollenanregung des Ackerschlepperreifens zurückzuführen. Auch die Dynamik des Prüfstands hat einen Einfluss. Diese Faktoren werden derzeit vom Modell noch nicht berücksichtigt. Sowohl bei den Messungen als auch in der Simulation zeigen sich bei der Auffahrt auf das Hindernis kleinere Radlastschwankungen als beim Herabfahren. Dieses Verhalten lässt sich mit der Umwandlung der potenziellen Energie, die das Rad beim Auffahren auf das Hindernis gewonnen hat, begründen. Beim Herabfahren vom Hindernis wird diese zunächst in kinetische Energie und in potenzielle Federenergie umgewandelt, bevor sie sukzessive vom Dämpfer absorbiert wird. Damit lässt sich auch der qualitative Verlauf der Längskraft begründen, die beim Verlassen

Abb. 3



Kraftverläufe bei Stufenüberfahrt ($F_z = 15,6 \text{ kN}$), gemessen und simuliert

Fig. 3: Forces while driving over a step obstacle ($F_z = 15.6 \text{ kN}$), measured and simulated

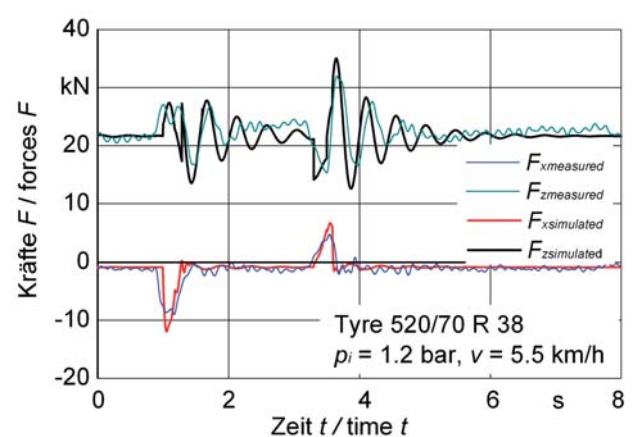
des Hindernisses ein Maximum aufweist und in Fahrtrichtung gerichtet ist. Die simulierten Vertikalkraftverläufe zeigen nach circa 1,3 s, kurz nach dem Auftreffen auf das Hindernis, ein auffälliges Schwingspiel. Dieses wird durch das vertikal angeordnete Voigt-Kelvin-Element verursacht, das in diesem Moment auf das Hindernis stößt. Ebenfalls prinzipbedingt ist der steile Abfall der Vertikalkraft beim Verlassen des Hindernisses nach etwa 3,3 s. Hier folgt das vertikale Feder-Dämpfer-Element der Bodenkontur und hat nach Erreichen der Hinderniskante kurzzeitig keinen Bodenkontakt.

Ein quantitativer Vergleich zwischen den gemessenen Werten und den Ergebnissen der Simulation zeigt, dass es bei dem gewählten Modellansatz zu einer leichten Überschätzung der Reaktionsgrößen kommt. Die Abweichungen sind allerdings deutlich geringer als bei einem Hohenheimer Reifenmodell, in das die Filteransätze „Fixed Footprint“ in Form einer gleitenden Mittelung oder „Rigid Ring“ nach Captain et al. [2] implementiert wurden.

Schlussfolgerungen

Das beschriebene Modell stellt eine Erweiterung des Hohenheimer Reifenmodells zu einem Zweipunktkontaktmodell dar. Mithilfe dieses Ansatzes können Längs- und Vertikalkräfte bei der Überfahrt von Hindernissen berechnet werden. Erste Validierungsversuche mit einem stufenförmigen Hindernis zeigen eine qualitativ und quantitativ gute Übereinstimmung zwischen Realität und Simulation. Weiterhin kann festgehalten werden, dass das beschriebene Modell deutlich bessere Ergebnisse erzielt, als es mit den beiden Filteransätzen „Fixed Footprint“ und „Rigid Ring“ möglich war. Inwiefern dies auch für andere Randbedingungen zutrifft, muss noch gezeigt werden. Dazu werden weitere Untersuchungen mit anderen Geschwindigkeiten und unterschiedlichen Hindernisformen folgen. Um die Simulationsgüte

Abb. 4



Kraftverläufe bei Stufenüberfahrt ($F_z = 22,2 \text{ kN}$), gemessen und simuliert

Fig. 4: Forces while driving over a step obstacle ($F_z = 22.2 \text{ kN}$), measured and simulated

beim Auf- und Abfahrvorgang weiter zu verbessern und das Überfahren kurzweiligerer Hindernisse zu ermöglichen, wird die Entwicklung eines „Flexible Tread Band“-Modells [4] in Erwägung gezogen.

Literatur

- [1] Ferhadbegović, B. (2009): Entwicklung und Applikation eines instationären Reifenmodells zur Fahrdynamiksimulation von Ackerschleppern. Dissertation, Universität Stuttgart. Forschungsbericht Agrartechnik Nr. 475, Hg. VDI-MEG
- [2] Captain, K. M.; Boghani, A. B.; Wormley, D. N. (1979): Analytical tire models for dynamic vehicle simulations. Vehicle System Dynamics 8(1), pp. 1-32
- [3] Pacejka, H. B. (2002): Tyre and vehicle dynamics. Oxford, Butterworth-Heinemann
- [4] Harth, V.; Fayet, M.; Maiffready, L.; Renou, C. (2000): Wheel-obstacle interaction models for off-road vehicles. 8th European Conference of ISTVS, Umea, Sweden, pp. 164-171
- [5] Kising, A. (1988): Dynamische Eigenschaften von Traktor-Reifen. Dissertation, Technische Universität Berlin. Düsseldorf, VDI-Verlag, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Landtechnik/Lebensmitteltechnik Nr. 40
- [6] Schlotter, V. (2006): Einfluss dynamischer Radlastschwankungen und Schräglaufwinkeländerungen auf die horizontale Kraftübertragung von Ackerschlepperreifen. Dissertation, Universität Stuttgart. Forschungsbericht Agrartechnik Nr. 437, Hg. VDI-MEG

Autoren

M. Sc. Paul Witzel und **Dipl.-Ing. Hendrik Schulze Zumkley** sind wissenschaftliche Mitarbeiter am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim, Fachgebiet Grundlagen der Agrartechnik (Leitung **Prof. Dr.-Ing. Stefan Böttinger**), Garbenstraße 9, 70599 Stuttgart, E-Mail: Paul.Witzel@uni-hohenheim.de