

Paul Witzel und Stefan Böttinger

Erweiterung des Hohenheimer Reifenmodells zu einem Radialmodell

Zur Überfahrt von Hindernissen und Untersuchung des komfortrelevanten Verhaltens von Reifen wurde in der Vergangenheit eine Reihe von Simulationsmodellen entwickelt. Neben empirischen Ansätzen existieren physikalische Modelle, die den Reifen mehr oder weniger stark diskretisieren. Nahezu alle Modelle wurden für PKW- und NKW-Anwendungen entwickelt. In dieser Veröffentlichung wird ein neues Radialmodell zur Modellierung von Hindernisüberfahrten vorgestellt. Es basiert auf dem Hohenheimer Reifenmodell und ist für die Modellierung großvolumiger Ackerschlepperreifen bestimmt.

Schlüsselwörter

Reifen, Reifenmodell, Hindernisüberfahrt

Keywords

Tyre, tyre model, passage of obstacles

Abstract

Witzel, Paul and Böttinger, Stefan

Upgrading of the Hohenheim Tyre Model to a radial approach

Landtechnik 66 (2011), no. 2, pp. 144-146, 5 figures, 4 references

For the passage of obstacles and the investigation of comfort relevant vibrations a number of tyre models have been developed in the past. Beside empirical approaches there are physical models with varying complexity. Most of the tyre models have been developed for automotive applications. Within this contribution a new radial tyre model for the passage of obstacles is presented. It is based on the existing Hohenheim Tyre Model and thus dedicated to model the behaviour of high volume agricultural tyres.

■ Aufbauend auf die in [1] vorgestellte Erweiterung des Hohenheimer Reifenmodells [2] wurde ein Radialmodell entwickelt, welches den Reifengürtel weiter diskretisiert. Es lässt sich der Familie der „Flexible-Tread-Band“-Modelle zuordnen [3] und ist in der Lage, Vorgänge im Reifenlatsch deutlich genauer zu beschreiben als die bisherigen Ansätze. Dies ermöglicht die Überfahrt von kurzweiligen Hindernissen,

ohne auf empirische Filteransätze zurückgreifen zu müssen [1]. Darüber hinaus lassen sich bekannte Phänomene wie die Verlagerung des Aufstandspunktes und die Entstehung des Rollwiderstandsmomentes am frei rollenden Rad abbilden. Bei der Entwicklung des Reifenmodells wurde neben einer guten Simulationsgüte Wert auf eine einfache Parametrierbarkeit und kurze Rechenzeiten gelegt. Modellaufbau, Parametrierung sowie die Ergebnisse erster Validierungsversuche werden im Folgenden näher erläutert.

Modellaufbau

Das Modell stützt sich mithilfe von radial angeordneten Voigt-Kelvin-Elementen auf dem Untergrund ab. Die Modellgleichungen zur Berechnung der Feder- und Dämpferkräfte werden von dem Vertikalkraftmodell des Hohenheimer Reifenmodells übernommen. Die Voigt-Kelvin-Elemente rotieren in Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit des Rades. Dadurch kann der Abrollvorgang über Hindernisse sehr genau nachgebildet werden und das Modell ist in der Lage, den Walkvorgang des Reifens widerzuspiegeln. Somit kann die Kraftverteilung im Reifenlatsch untersucht werden und Effekte wie die Verlagerung des Aufstandspunktes und die Entstehung des Rollwiderstandsmomentes können beschrieben werden.

Die Voigt-Kelvin-Elemente sind gleichmäßig über einen Kreissektor verteilt (**Abbildung 1**). Die Größe des Kreissektors wird vor Simulationsbeginn in Abhängigkeit von der maximalen Hindernishöhe festgelegt. Vorteil dieses Vorgehens ist, dass hierdurch die Anzahl der Radialelemente deutlich reduziert werden kann, was sich positiv auf die Rechenzeit auswirkt.

Der Winkel zwischen den Radialelementen bewegte sich bei bisherigen Untersuchungen zwischen $1,5^\circ$ und 3° . Um den Abtastvorgang weiter zu präzisieren, bezieht jedes Radialelement seine Positionsgrößen aus dem arithmetischen Mittelwert von insgesamt drei Tastpunkten (**Abbildung 1**), die äquidistant sind. Zur Übertragung von Trieb- und Bremskräften wird das in

Abb. 1

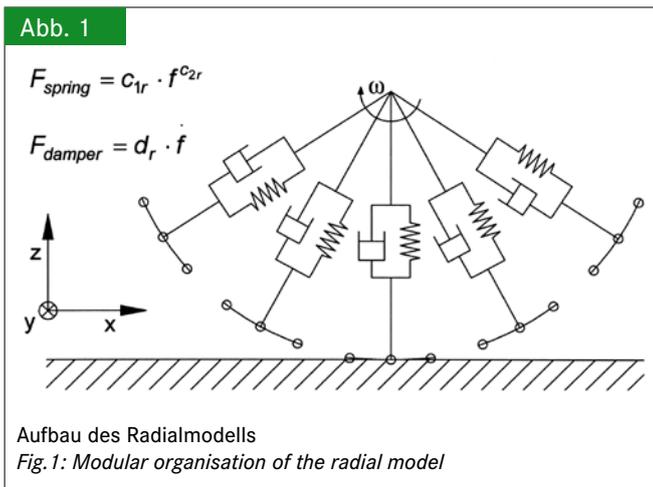


Abbildung 1 dargestellte Radialmodell um das Längskraftmodell des Hohenheimer Reifenmodells erweitert. Das transiente Längskraftmodell in Form eines Voigt-Kelvin-Elementes greift in tangentialer Richtung am resultierenden Angriffspunkt der radialen Federkräfte an. Die resultierenden Reifenkräfte ergeben sich aus der vektoriellen Summe aller Voigt-Kelvin-Elemente. Bisher handelt es sich bei dem Modell um ein Ebenenmodell. In einem weiteren Schritt kann das validierte Querkraftmodell des Hohenheimer Reifenmodells implementiert werden.

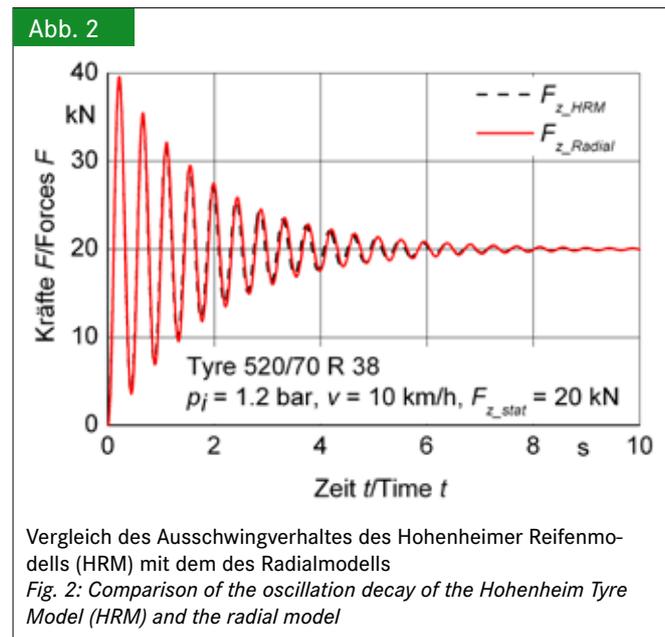
Parametrierung

Die Parametrierung der Radialelemente wird auf Basis der Parametervorgaben für das Hohenheimer Reifenmodell [2] durchgeführt. Darüber hinaus muss die Mindestlänge des Hindernisses, das zu überfahren ist, festgelegt werden. Bei gegebenem konstruktiven Reifenradius und der Zielvorgabe, dass auch während der Hindernisüberfahrt immer mindestens zwei Radialelemente Bodenkontakt haben, wird der Winkel zwischen den Radialelementen berechnet. Im nächsten Schritt wird ein Einfederungsvorgang simuliert. Dabei werden die Verformungswege f und Verformungsgeschwindigkeiten \dot{f} der Radialelemente aufgezeichnet. Diese sind die Eingangsgrößen in die Gleichungen zur Berechnung der Radialkräfte. Die Federsteifigkeiten c_{1r} und c_{2r} sowie der Dämpfungsbeiwert d_r werden nun iterativ so lange angepasst, bis das Vertikalkraftverhalten des Radialmodells dem des bestehenden Hohenheimer Reifenmodells entspricht. Es hat sich gezeigt, dass hierfür vier Wiederholungsschritte völlig ausreichend sind. Abschließend bietet das Programm die Möglichkeit, die Ergebnisse in einen Parameterfile zu schreiben. Somit läuft die Parametrierung des Radialmodells nach Vorgabe der Parameter für das Hohenheimer Reifenmodell und der Hindernislänge völlig automatisiert ab und nimmt nur wenige Sekunden in Anspruch. Modellvarianten können auf einfache Art und Weise erstellt und miteinander verglichen werden.

Mithilfe von Ausschwingversuchen auf dem Flachbandprüfstand [2] und Vergleichen zwischen den Reifenmodellen konnte die Vorgehensweise bei der Parametrierung erfolgreich validiert werden – die festgestellten Abweichungen sind gering

(Abbildung 2). Versuche mit der institutseigenen Einzelradmesseinrichtung [2] zeigten, dass die berechnete Dämpfung des Reifens zu gering ist. Dies kann damit zusammenhängen, dass der für die Versuche verwendete Reifen seit seiner Parametrisierung seine Eigenschaften verändert hat. Darüber hinaus wird im Simulationsmodell der Einzelradmesseinrichtung bisher deren Gelenkreibung nicht berücksichtigt. Um eine besser Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation zu erzielen, wurde der vertikale Dämpfungsbeiwert des Reifens um 30 % erhöht.

Abb. 2

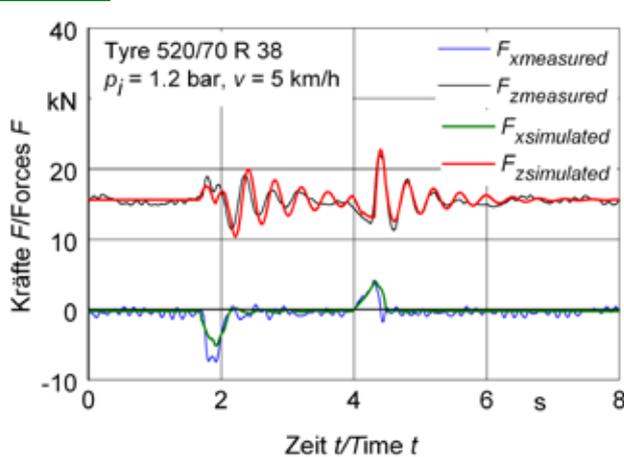


Validierung mit Hindernisüberfahrten

Zur Validierung des Radialmodells wurden Versuche mit der Einzelradmesseinrichtung durchgeführt. Um einen Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen ziehen zu können, wurde das in [1] vorgestellte Mehrkörpersimulationsmodell (MKS-Modell) der Einzelradmesseinrichtung verwendet. Überfahren wurde ein stufenförmiges Hindernis mit einer Höhe von 0,125 m. Aufgrund einer Hindernislänge von 3,1 m konnten Reaktionsgrößen beim Auf- und Abfahrvorgang getrennt voneinander bewertet werden. Untersucht wurde das Überrollverhalten eines Ackerschlepperreifens der Größe 520/70 R 38 mit einem Reifennendruck von 1,2 bar. Der Schräglaufwinkel war bei allen Versuchen auf 0° eingestellt. In den **Abbildungen 3, 4 und 5** werden die Längs- und Vertikalkräfte des Versuchs und der Simulation gegenübergestellt. Gezeigt werden die Ergebnisse für zwei unterschiedliche Radlasten und Geschwindigkeiten.

Die Frequenzen der durch die Hindernisüberfahrt induzierten Schwingungen stimmen bei den Versuchsläufen sehr gut überein. Die Phasenverschiebung beim Ausschwingvorgang auf und nach dem Hindernis ist gering. Der verwendete Modellansatz berücksichtigt die Unrundheit des Rades noch nicht. Daher zeigt er nicht die typische, aus der Stollenanregung resultierende Schwingung. Die simulierten Reaktionskräfte beim Auftreffen auf

Abb. 3



Kraftverläufe bei Stufenüberfahrt ($F_z = 15,6$ kN), gemessen und simuliert

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

das Hindernis sind bei beiden Versuchsläufen etwas zu gering. Insbesondere die Längskräfte werden unterschätzt. Dies wird darauf zurückgeführt, dass die radial angeordneten Elemente bisher nicht interagieren und völlig entkoppelt voneinander einfedern können. Die qualitativen Verläufe der Vertikalkräfte stimmten gut überein, obgleich der Reifen im Versuch tendenziell eine stärkere Dämpfung aufweist.

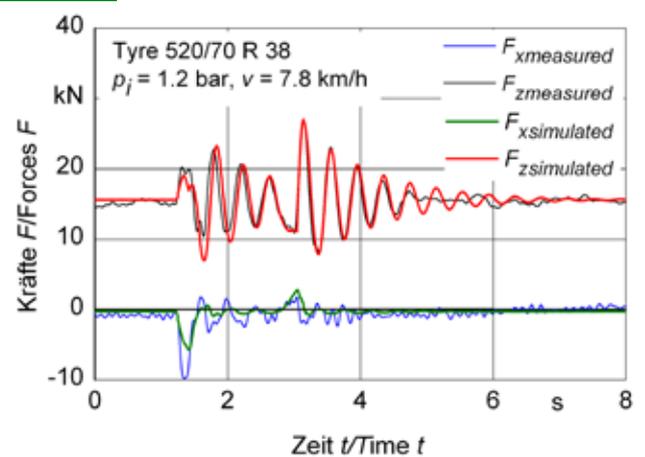
Der berechnete Hebelarm der Radlast e liegt je nach Radlast zwischen 1,5 und 2 cm und damit im Bereich der von Plesser [4] gemessenen Größenordnung. Das Rollwiderstandsmoment berechnet sich aus dem Produkt von Vertikalkraft und dem Hebelarm der Radlast. Dieses wird durch das Moment der Längskraft, die am Hebelarm r_l (Abstand zwischen Radnabe und Boden) angreift, kompensiert. Auffällig ist, dass in der Simulation die auftretenden Längskräfte vor und nach der Hindernisfahrt unterschätzt wurden. Ob dies nur darauf zurückzuführen ist, dass die beim Abrollvorgang auftretenden Scherkräfte im Reifenlatsch vom Modell derzeit noch nicht berücksichtigt werden, bleibt zu überprüfen.

Schlussfolgerungen

Das vorgestellte Radialmodell wurde entwickelt, um die Hindernisüberfahrt von Ackerschlepperreifen zu modellieren. Es basiert auf dem Hohenheimer Reifenmodell, wobei die Modellgleichungen für die radial angeordneten Voigt-Kelvin-Elemente von dem Vertikalkraftmodell des bestehenden Modells übernommen wurden. Das Radialmodell wurde um das Längskraftmodell des Hohenheimer Reifenmodells ergänzt. Eine einfache Parametrierbarkeit und kurze Rechenzeiten wurden bei der Entwicklung besonders beachtet.

Erste Validierungsversuche zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen Versuchs- und Simulationsergebnissen. Gleichzeitig wird deutlich, dass die Radialelemente miteinander gekoppelt werden müssen, um eine Interaktion zu ermöglichen und die Simulationsgüte weiter zu erhöhen. Darüber hinaus soll es mit dem Reifenmodell in Zukunft möglich sein, den Einfluss der Reifenunrundheit und dabei auch den Einfluss der Stollenanregung beschreiben zu können.

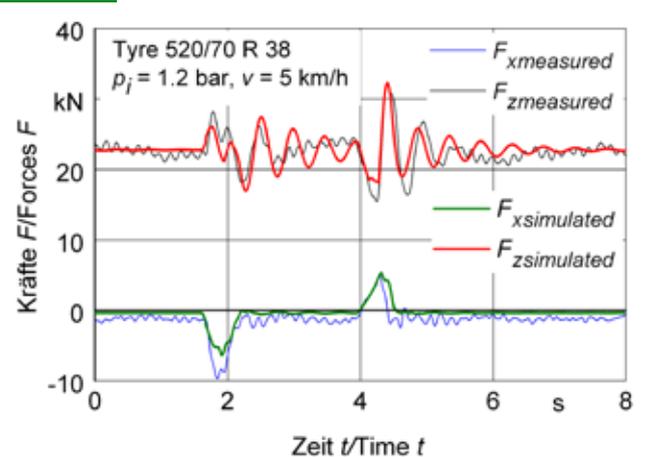
Abb. 4



Kraftverläufe bei Stufenüberfahrt ($F_z = 15,6$ kN), gemessen und simuliert

Fig. 4: Forces while driving over a step obstacle ($F_z = 15.6$ kN), measured and simulated

Abb. 5



Kraftverläufe bei Stufenüberfahrt ($F_z = 22,6$ kN), gemessen und simuliert

Fig. 5: Forces while driving over a step obstacle ($F_z = 22.6$ kN), measured and simulated

Literatur

- [1] Witzel, P.; Schulze Zumkley, H.; Böttinger, S. (2011): Hindernisüberfahrt mit dem Hohenheimer Reifenmodell. Landtechnik 66(1), S. 64-66
- [2] Ferhadbegović, B. (2009): Entwicklung und Applikation eines instationären Reifenmodells zur Fahrdynamiksimulation von Ackerschleppern. Dissertation, Universität Stuttgart. Forschungsbericht Agrartechnik VDF-MEG, Nr. 475
- [3] Harth, V.; Fayet, M.; Maiffready, L.; Renou, C. (2000): Wheel-obstacle interaction models for off-road-vehicles. 8th European Conference of ISTVS. Umea, Schweden, pp. 164-171
- [4] Plesser, J. (1997): Dynamisches Verhalten von Ackerschlepperreifen in Vertikal- und Längsrichtung auf fester Fahrbahn. Dissertation, Universität Stuttgart. VDI Fortschritts-Berichte, Reihe 14, Nr. 55

Autoren

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