

Rückstellmomentberechnung bei landwirtschaftlichen Reifen auf festem Boden

Für das Fahrverhalten landwirtschaftlicher Fahrzeuge ist der Reifen als Verbindungsglied zwischen Fahrzeug und Boden von besonderer Bedeutung. Daher ist ein genaues Reifenmodell für die Fahrdynamiksimulation Voraussetzung. Zu diesem Zweck wurde in den letzten Jahren an der Universität Hohenheim ein instationäres Reifenmodell entwickelt. Mit diesem können sowohl die Kräfte als auch die Momente am Rad berechnet werden. Eine besondere Rolle bei der Lenkungsauslegung spielt dabei das vom Reifen erzeugte Rückstellmoment. Die Vorgehensweise bei der Rückstellmomentberechnung sowie einige Validierungsergebnisse werden hier vorgestellt.

Dipl.-Ing. Bojan Ferhadbegović ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Grundlagen der Agrartechnik (Leiter: Prof. Dr.-Ing. S. Böttinger), Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim, Garbenstr. 9, 70599 Stuttgart; e-mail: ferhad@uni-hohenheim.de.

Schlüsselwörter

Reifenmodell, Fahrdynamik, Mehrkörpersimulation

Keywords

Tyre model, driving dynamics, multibody simulation

Literatur

Literaturhinweise sind unter LT 07314 über Internet <http://www.landwirtschaftsverlag.com/landtech/local/fliteratur.htm> abrufbar.

Moderne Simulationswerkzeuge finden in den letzten Jahren verstärkt Einzug in den Entwicklungsprozess landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Für Pkw oder auch Lkw sind fahrdynamische Analyse und Optimierung am Rechner mittlerweile weit verbreitet. Daher existieren verschiedene auf Pkw optimierte Reifenmodelle am Markt. Für die weichen, großvolumigen Traktorreifen existieren jedoch kaum geeignete Modelle. Daher wurde an der Universität Hohenheim ein dynamisches Reifenmodell für landwirtschaftliche Reifen entwickelt. Dieses berechnet die instationären Kräfte und Momente am Rad. Spielen die Kräfte die entscheidende Rolle für das Fahrverhalten des Gesamtfahrzeugs, beeinflusst das Rückstellmoment stark die Lenkung.

Modellierung des Rückstellmoments

Während die Kräfte im Hohenheimer Reifenmodell mit einem Punktmodell berechnet werden [2], wird für die Berechnung des Rückstellmoments die Kraftverteilung im Latsch benötigt. Ein einfaches Modell für kleine Schräglaufwinkel wurde von Strackerjan verwendet [7]. Einen verbesserten Ansatz wandten Holtschultze [4] und Gim [3] an.

Nach Kabe [5] hat das Rückstellmoment drei Ursachen: die Scherspannungen im Latsch, laterale Verformung des gesamten Reifens und die Torsion des Reifens um die Hochachse. Das Hohenheimer Reifenmodell

verwendet die Scherspannungen im Latsch und die Torsion des Reifens um die Hochachse zur Rückstellmomentberechnung. Der Reifenlatsch bei überlagertem Schlupf ist in Bild 1 dargestellt. Der graue Bereich, in dessen Flächenschwerpunkt s die resultierende Kraft F angreift, repräsentiert die Kraftverteilung. Die Geschwindigkeit des Rades ist hier in eine longitudinale und eine laterale Komponente, v_{tx} und v_y , aufgeteilt.

Für die Berechnung der Scherspannungen wird die angenommene Bewegung eines Latschpartikels entlang des Pfades p betrachtet. Das Teilchen tritt in der Symmetrieebene des Latsches ein und bewegt sich entlang von p entsprechend dem Latschschräglaufwinkel α_{st} . Im Bereich der Fläche A_1 wird Haften und im Bereich A_2 Gleiten des Latsches angenommen. Die Länge l_{t1} des Haftbereichs hängt von der longitudinalen und der lateralen Gleitgeschwindigkeit des Latsches ab und kann wie folgt berechnet werden:

$$l_{t1} = l_t - (|\tan\alpha_{st}| + |\sigma_{st}|) \cdot l_t \quad (1)$$

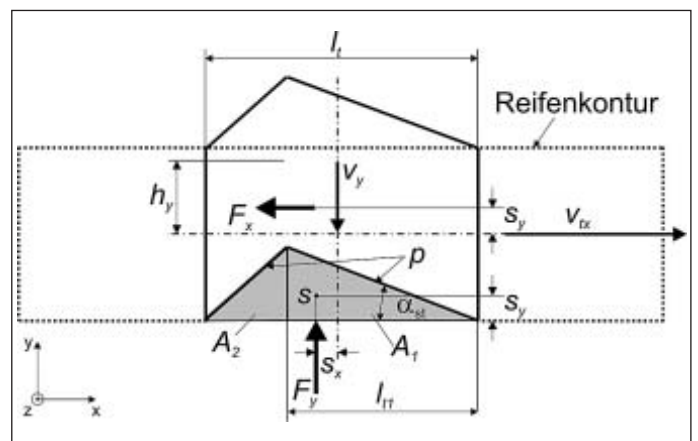
Es wird vereinfachend angenommen, dass das Verhältnis der lateralen Gleitgeschwindigkeit zur Längsgeschwindigkeit – $\tan\alpha_{st}$ – durch den Schräglaufwinkel verursachten Gleitanteil der Gesamtlatschlänge beschreibt. Der zweite Anteil der Gleitlänge $l_t - l_{t1}$ ergibt sich aus dem stationären Längsschlupf σ_{st} . Die gesamte Latschlänge l_t lässt sich über Pythagoras' Theorem errechnen:

$$l_t = 2 \cdot \sqrt{r_{constr}^2 + r^2} \quad (2)$$

Wobei r_{constr} konstruktiver Reifenradius und

Bild 1: Stark vereinfachte Draufsicht eines Reifenlatsch mit Kraftverteilung

Fig. 1: Strongly simplified top view of a tyre tread with force distribution



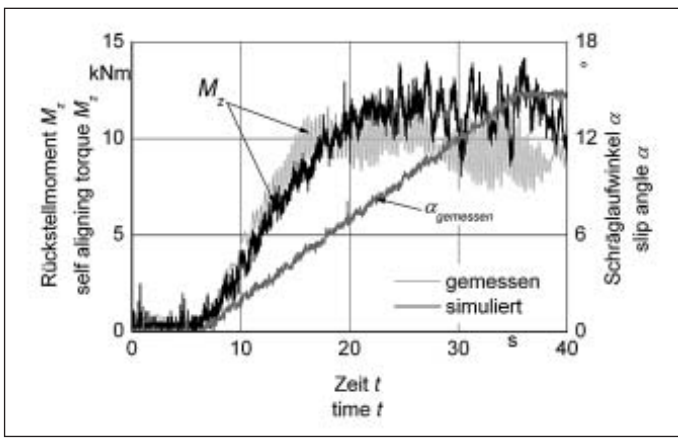


Bild 2: Rückstellmoment des gezogenen Rades bei einer Schräglaufrate $\alpha' = 0,5 \text{ }^\circ/\text{s}$, statischer Radlast von $F_z = 20 \text{ kN}$ und $v_{ix} = 2 \text{ km/h}$

Fig. 2: Self-aligning torque of a pulled wheel at a slip rate angle of $\alpha' = 0.5 \text{ }^\circ/\text{s}$, a static wheel load $F_z = 20 \text{ kN}$ and $v_{ix} = 2 \text{ km/h}$

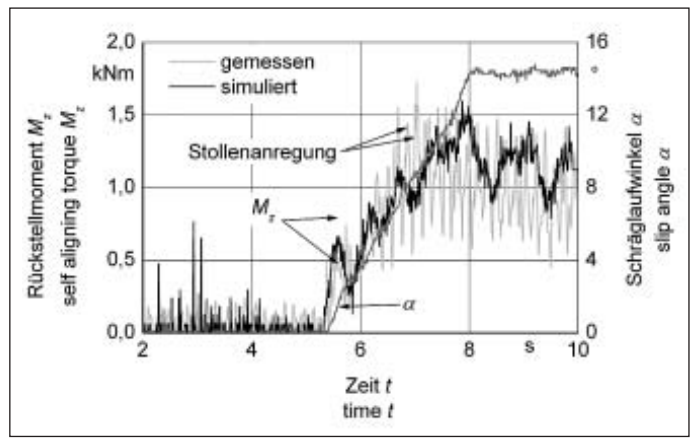


Bild 3: Rückstellmoment des gezogenen Rades bei einer Schräglaufrate $\alpha' = 5 \text{ }^\circ/\text{s}$, statischer Radlast von $F_z = 20 \text{ kN}$ und $v_{ix} = 5 \text{ km/h}$

Fig. 3: Self-aligning torque of a pulled wheel at a slip rate angle of $\alpha' = 5 \text{ }^\circ/\text{s}$, a static wheel load $F_z = 20 \text{ kN}$ and $v_{ix} = 5 \text{ km/h}$

r_l Abstand Radnabe-Boden bedeutet.

Der Hebelarm der Seitenkraft ist repräsentiert durch den Abstand s_x des Schwerpunkts s von der y-Symmetrieachse des Latsches und berechnet sich nach Gleichung (3).

$$s_x = \frac{l_t}{2} - \frac{l_{t1} + l_t}{3} \quad (3)$$

Der Hebelarm der Längskraft ergibt sich wie folgt:

$$s_y = \frac{l_{t1} \cdot \tan \alpha_{st}}{3} = \frac{h_y}{3} \quad (4)$$

Daraus ergibt sich die durch die Spannungen im Latsch verursachte Rückstellmomentkomponente:

$$M_{scher} = F_y \cdot s_y - F_x \cdot s_x \quad (5)$$

Die zweite Komponente des Rückstellmomentes wird durch die Torsion des Reifens um die Hochachse erzeugt. Der Schräglaufrinkel der Radnabe α unterscheidet sich vom Latschschräglaufrinkel α_{st} [2]. Diese Differenz kann als Torsionswinkel $\Delta\alpha = \alpha - \alpha_{st}$ berücksichtigt und als Eingangsgröße eines Voigt-Kelvin-Elements verwendet werden. Da nach dieser Vorgehensweise eine Verdrehung nur entsteht, wenn ein Schräglaufrinkel vorhanden ist, kann das Rückstellmoment im Stand nicht berechnet werden. Eine Erweiterung diesbezüglich ist jedoch denkbar.

Um das Voigt-Kelvin-Element vollständig zu definieren, wird eine Torsionssteifigkeit c_{tors} und Torsionsdämpfung d_{tors} benötigt und an dieser Stelle eingeführt.

Die entsprechende Feder-Dämpfer-Gleichung führt zur Torsionskomponente des Rückstellmomentes:

$$M_{tors} = c_{tors} \cdot \Delta\alpha + d_{tors} \cdot \Delta\dot{\alpha} \quad (6)$$

Schließlich setzt sich das Gesamtrückstellmoment aus den beiden Einzelkomponenten zusammen:

$$M_z = M_{scher} + M_{tors} \quad (7)$$

Simulationsergebnisse

Die Rückstellmomentberechnung wurde durch verschiedene Versuche an der Einzel-

radmesseinrichtung verifiziert. Dieser Prüfstand ermöglicht Messungen der Kräfte und Momente an einem gezogenen oder angetriebenen Rad, das gleichzeitig gelenkt werden kann [1, 6]. Die folgenden Ergebnisse zeigen einen 520/70 R 38 Reifen bei einem Reifennendruck von 1,2 bar. Da bei höheren Fahrgeschwindigkeiten die Vorderachse in der Regel nicht angetrieben ist, wird im Folgenden auf den Zustand des gezogenen Rades eingegangen. Bild 2 zeigt den Verlauf des Rückstellmomentes bei einer quasistationären Schräglaufrinkelverstellung. Es wird deutlich, dass das Hohenheimer Reifenmodell besonders im Schräglaufrinkelbereich bis etwa 6° gute Ergebnisse liefert. Schräglaufrinkel oberhalb von 6° sind jedoch bereits relativ hohe Werte, die während des normalen Fahrzeugbetriebes kaum erreicht werden dürften.

Auch der instationäre Verlauf bei einer Schräglaufrinkelrate von $5^\circ/\text{s}$ kann mit dem Hohenheimer Reifenmodell gut simuliert werden (Bild 3). Abweichungen ergeben sich analog zum quasistationären Zustand bei großen Schräglaufrinkeln. Ferner kann der Einfluss der Stollen beobachtet werden. Diese verursachen Schwingungen, die jedoch bei höheren Geschwindigkeiten auf Grund ihrer dann zu hohen Frequenzen keinen Einfluss auf das Fahrverhalten haben. Sie sind daher im Hohenheimer Reifenmodell nicht berücksichtigt.

Ein weiterer bedeutender Fall ist das Rückstellmoment bei wechselnder Verstellrichtung des Schräglaufrinkels (Bild 4). Der Schräglaufrinkel wird dabei bis etwa 14° erhöht und geht anschließend wieder gegen null. Die Verstellung wird mit einer Verstellrate von etwa $10^\circ/\text{s}$ durchgeführt. Auch bei diesem Manöver kann eine gute Übereinstimmung der Simulation mit der Messung festgestellt werden, die Simulation weist jedoch eine zu hohe Dynamik im Bereich des maximalen Schräglaufrinkels auf.

Zusammenfassung

Das Hohenheimer Reifenmodell ermöglicht als ein hybrides Modell eine sehr schnelle Berechnung der relevanten fahrdynamischen Größen auf festem Untergrund. Wie bereits bei der Kraftberechnung wurde auch bei der Rückstellmomentberechnung darauf geachtet, eine minimale Anzahl von Parametern zu verwenden. Außerdem war der physikalische Hintergrund der Berechnung wichtig, wodurch auch das instationäre Verhalten wiedergegeben werden kann. Dabei konnte auf die bei der Kraftberechnung aufgestellten Grundprinzipien des Hohenheimer Reifenmodells zurückgegriffen werden. Folglich mussten lediglich zwei weitere Parameter – Torsionssteifigkeit und Torsionsdämpfung – eingeführt werden, um das Rückstellmoment beschreiben zu können.

Bild 4: Rückstellmoment des gezogenen Rades bei einer Änderung der Verstellrichtung des Schräglaufrinkels, bei einer Radlast $F_z = 20 \text{ kN}$ und $v_{ix} = 2 \text{ km/h}$

Fig. 4: Self-aligning torque of a pulled wheel during a sign change of the slip rate angle at a wheel load of $F_z = 20 \text{ kN}$ and $v_{ix} = 2 \text{ km/h}$

