

Untersuchungen zum Angriffspunkt der resultierenden Kräfte im Reifenlatsch

Um die Mehrkörper-Simulation bei der Entwicklung landwirtschaftlicher Fahrzeuge mit vertretbarem Aufwand durchführen zu können, bedarf es einfacher, aber hinreichend genauer Teilmodelle. Zum Fahrverhalten von Traktorreifen wurden bislang vor allem Vertikal- und Längsdynamik untersucht. Für ein realitätsnahes Reifenmodell ist es notwendig, den Einfluss von Seitenkräften näher zu betrachten. Vorgestellt werden deshalb Untersuchungen zur Verschiebung der Angriffspunkte der resultierenden Kräfte in der Reifen-Boden-Kontaktfläche. Betrachtet wird der frei rollende Traktorreifen auf Asphalt-Fahrbahn.

Dipl.-Ing. sc. agr. Matthias Schreiber, Dipl.-Ing. Christian Brinkmann und Dipl.-Ing. Volkmar Schlotter sind wissenschaftliche Mitarbeiter am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim, Fachgebiet Verfahrenstechnik in der Pflanzenproduktion mit Grundlagen der Landtechnik (Leiter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. H.D. Kutzbach), Garbenstr. 9, 70599 Stuttgart; e-mail: schreib@uni-hohenheim.de.

Schlüsselwörter

Reifen, Seitenkraft, Rückstellmoment, Reifenmodell, Mehrkörpersimulation

Keywords

Tyre, lateral force, aligning torque, tyre model, multi-body simulation

Literatur

Literaturhinweise sind unter LT 03514 über Internet <http://www.landwirtschaftsverlag.com/landtech/local/fliteratur.htm> abrufbar.

Das Reifenmodell ist bei der Gesamtfahrzeugsimulation von entscheidender Bedeutung, da der Reifen das Bindeglied zwischen Fahrzeug und Fahrbahn darstellt. Eine genaue Kenntnis der auftretenden Kräfte und Verschiebungen ist daher unerlässlich für die Entwicklung eines realitätsnahen Modells. Die Ermittlung der Kraftangriffspunkte in der Reifen-Boden-Kontaktfläche ist dabei Grundlage für die Bestimmung von Rückstell- (Lenk-) und Sturzmoment.

Untersuchungsmethode

Mit der Hohenheimer Einzelradmesseinrichtung, auf deren Basis bereits mehrere Forschungsarbeiten entstanden, können mittels einer 6-Komponenten-Messnabe die Trieb- oder Bremskraft F_x , Seitenkraft F_y und Aufstandskraft F_z sowie das Sturzmoment M_x , Antriebs- oder Bremsmoment M_y und das Rückstellmoment M_z bestimmt werden. Nachdem in [1] bereits umfangreiche Untersuchungen zum Seitenkraftverhalten durchgeführt wurden, sollen im Rahmen dieses Beitrags Längs- und Querverschiebungen der Angriffspunkte der Trieb-, Seiten- und Aufstandskraft sowie deren Auswirkungen auf die Nabenmomente betrachtet werden. Alle Abstände, Kräfte und Momente sind in *Bild 1* dargestellt.

Angriffspunkt der Aufstandskraft

Zur Ermittlung der vom Boden auf den Reifen wirkenden Kräfte wird mit der Einzelradmesseinrichtung bei ausgehobenem Rad ein Nullabgleich für alle Kräfte und Momente durchgeführt. Mit der Messnabe können dann die Kräfte und Momente in der Reifen-Boden-Kontaktfläche eindeutig bestimmt werden. In dieser Kontaktebene, die bei asphaltiertem Boden den Abstand r vom Radmittelpunkt hat, kann der exakte Angriffspunkt der Aufstandskraft F_z (im Folgenden als Aufstandspunkt bezeichnet) durch die Momentengleichgewichte um die x - und y -Achse bestimmt werden. Es gilt:

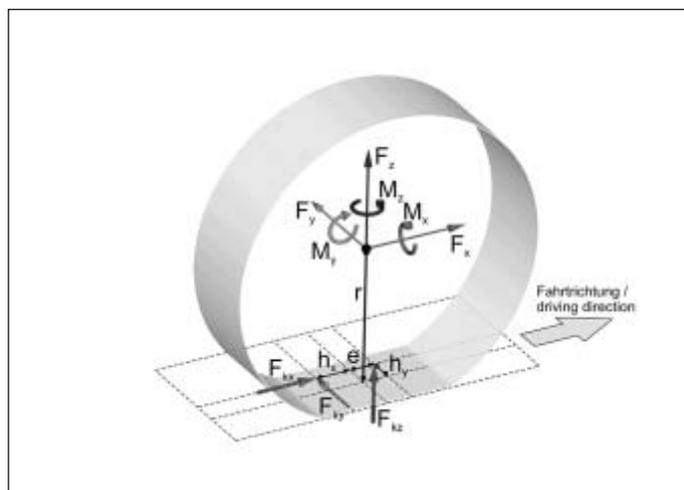
$$e = (M_y - F_{kx} \cdot r) / F_{kz} \quad (1)$$

$$h_y = (-M_x - F_{ky} \cdot r) / F_{kz} \quad (2)$$

Dabei ist e der Hebelarm der Radlast, der von Plesser [2] bereits genauer untersucht wurde. Dementsprechend vergrößert sich der Hebelarm mit zunehmender Geschwindigkeit und Radlast und nimmt auf befestigter Fahrbahn Werte zwischen 10 und 25 mm an. Bei variierendem Schräglauf zeigen sich nur minimale Veränderungen. In diesem Beitrag steht die seitliche Verschiebung h_y des Aufstandspunktes von der Radmitte im Vordergrund. Diese ist einerseits neben e eine wichtige Größe zur Berechnung der exakten Radlasten bei Kurvenfahrt, Zugarbeit

Bild 1: Wirkende Kräfte und Momente am Ackerschlepperreifen mit den zugehörigen Hebelarmen r , e , h_x und h_y

Fig. 1: Forces and torques for an agricultural tyre and their corresponding lever arms r , e , h_x and h_y



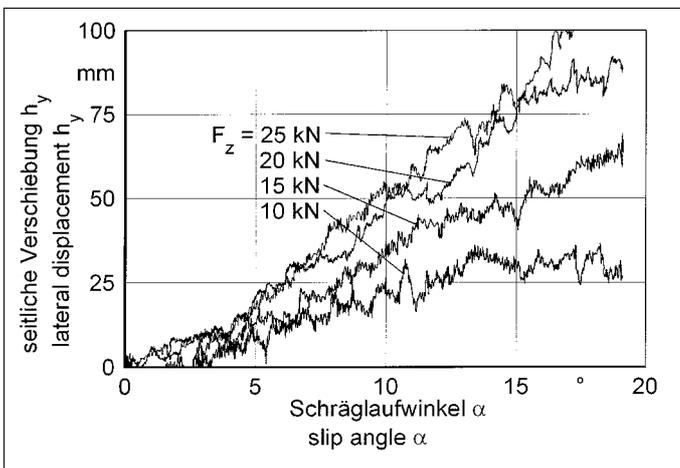


Bild 2: Seitliche Verschiebung des Aufstandspunktes h_y in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels für verschiedene Radlasten (Reifen: 520/70 R34, $p_i = 0,8$ bar, $v = 5$ km/h, Asphalt)

Fig. 2: Lateral displacing of h_y as a function of the slip angle for different tyre loads. (tyre: 520/70 R34, $p_i = 0,8$ bar, $v = 5$ kph, asphalt)

oder Fahren am Hang. Andererseits ist h_y bedeutsam für das Kippverhalten des Traktors. Anschaulich macht es sich durch ein gemessenes Sturzmoment bemerkbar, welches von dem allein durch Seitenkraft F_{ky} und Rollradius r erzeugten Moment abweicht.

In Bild 2 ist die seitliche Verschiebung h_y in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel für verschiedene Radlasten dargestellt.

Es zeigt sich eine Verschiebung, die annähernd linear mit dem Schräglaufwinkel ansteigt. Die größere Aufstandspunktverschiebung bei höheren Radlasten ist durch die entsprechend größeren Seitenkräfte bedingt. Stellt man die h_y Werte in Abhängigkeit von der Seitenkraft dar, so ergibt sich für alle Radlasten ein nahezu gleicher, leicht progressiv ansteigender Kurvenverlauf. Folglich ist die seitliche Verschiebung des Kraftangriffspunktes radlastunabhängig und kann als seitenkraftabhängige Größe betrachtet werden. Hierdurch kann die Versuchszahl zur experimentellen Bestimmung des h_y Wertes wesentlich reduziert werden.

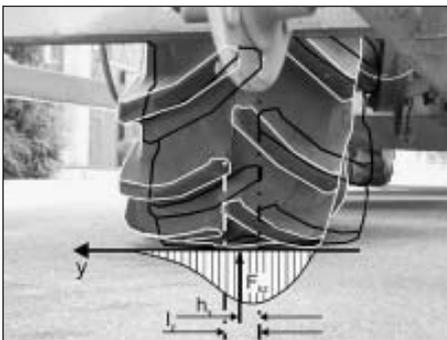


Bild 3: Bild eines unter Seitenkraft deformierten Traktorreifens mit qualitativ dargestellter Druckverteilung. Die schwarze Kontur zeigt den unbelasteten Zustand

Fig. 3: Picture of a tractor tyre deformed by lateral force with qualitative distribution of pressure displayed. The black contour denotes an unstrained state

Die visuelle Auswertung der Karkassenverformung zeigt im Vergleich mit der berechneten Aufstandspunktverschiebung h_y , dass der Versatz des Latsches l_y aus Bild 2 größere Werte annimmt.

Dies hängt mit der in Bild 3 qualitativ dargestellten Flächenpressungsverteilung in der Kontaktfläche zusammen. Die daraus resultierende Normalkraft wandert bezogen auf die Latschfläche in negativer y -Richtung. Da die Verschiebung der Latschfläche l_y in positiver y -Richtung bei der weichen Karkasse des Traktorreifens jedoch größer ist, ergibt sich für h_y eine Verschiebung in positiver y -Richtung. Im Gegensatz hierzu nimmt h_y bei PKW-Reifen bedingt durch höheren Luftdruck und die im Verhältnis steifere Struktur negative Werte an [3]. Diese resultierende Verschiebung des Aufstandspunktes h_y ist auch für das Umsturzverhalten des Traktors wichtig, da durch die starke Verformung der Karkasse ein früheres Kippen als bei nicht verformbaren Reifen zu erwarten ist.

Näherungsweise wird angenommen, dass auch die Trieb- oder Bremskraft an dem veränderten Aufstandspunkt angreift.

Das Rückstellmoment

Der in Bild 1 eingezeichnete Hebel h_x , der auch als Reifennachlauf bezeichnet wird, kann aus

$$h_x = (M_z - F_{kx} \cdot h_y) / F_{ky} \quad (3)$$

berechnet werden. Beim frei rollenden Rad wird das Rückstellmoment M_z fast ausschließlich durch die Seitenkraft F_{ky} und den Reifennachlauf h_x erzeugt. Der Einfluss des Rollwiderstands mit dem Hebel h_y ist minimal, erst bei ziehenden oder gebremsten Rädern gewinnt er an Bedeutung. Weitere Einflussfaktoren können hier vernachlässigt werden.

Das Rückstellmoment steigt mit zunehmender Seitenkraft erst an, erreicht bei et-

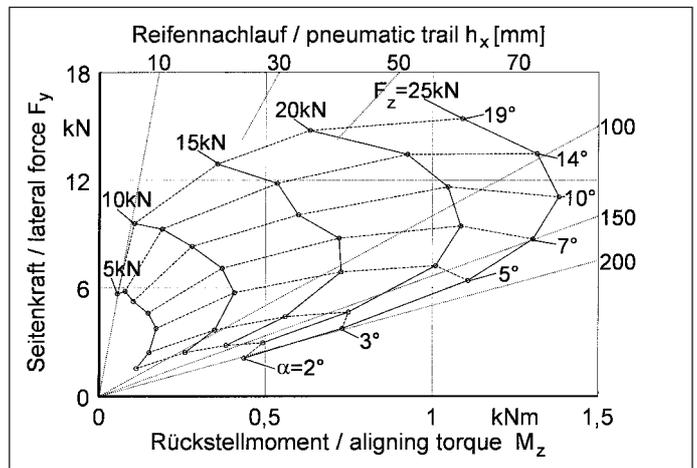


Bild 4: Zusammenhang von Seitenkraft, Rückstellmoment, Reifennachlauf, Aufstandskraft und Schräglaufwinkel im Gough-Diagramm (Reifen: 520/70 R34, $p_i = 0,8$ bar, $v = 5$ km/h, Asphalt)

Fig. 4: Relations of lateral force, aligning torque, tyre trail, tyre load and slip angle in the Gough diagram (tyre: 520/70 R34, $p_i = 0.8$ bar, $v = 5$ kph, asphalt)

was mehr als der halben übertragbaren Seitenkraft ein Maximum und fällt dann wieder ab. Ein Rückgang des Rückstellmoments in den negativen Bereich, wie er von den PKW-Reifen bekannt ist [4], konnte für Traktorreifen bei Schräglaufwinkeln bis 20° nicht festgestellt werden. Die Zusammenhänge von Seitenkraft, Rückstellmoment, Reifennachlauf, Radlast und Schräglaufwinkel lassen sich im Gough-Diagramm darstellen (Bild 4).

Die Linien gleichen Nachlaufs werden aus F_y und M_z berechnet. Bei Betrachtung eines stationären Fahrzustands mit Seitenkrafteinwirkung können beispielsweise Radlast und Seitenkraft für jedes Rad bestimmt werden. Anhand dieser Parameter werden dann aus dem Gough-Diagramm Rückstellmoment, Schräglaufwinkel und Reifennachlauf ermittelt. Die Kurvenverläufe können mathematisch beschrieben werden, um ein empirisches Teilmodell zu entwickeln.

Für frei rollende Räder auf befestigter Fahrbahn ist damit eine wichtige Grundlage für die Gesamtfahrzeugsimulation geschaffen worden. Insbesondere die Kurvenfahrt auf der Straße, bei der die Räder große Seitenkräfte aufnehmen müssen und sich entsprechender Schräglauf einstellen, kann so gut beschrieben werden.

Ausblick

Mit den gezeigten Verfahren wird das Reifenverhalten bezüglich der auftretenden Nebenmomente gut beschrieben. Die grundsätzlichen geometrischen Aussagen sind auch auf angetriebene und gebremste Räder auf fester Fahrbahn übertragbar, genaue Messungen zur Bereitstellung entsprechender Datensätze stehen in Zukunft an. Da für das einsinkende Rad auf nachgiebigem Untergrund kein genauer Radius bestimmt werden kann, müssen hierfür noch weitere Untersuchungen zum Reifenverhalten durchgeführt werden.