

# Untersuchungen zur Verschiebung des Aufstandspunktes für angetriebene Reifen

Um die Mehrkörper-Simulation bei der Entwicklung landwirtschaftlicher Fahrzeuge mit vertretbarem Aufwand durchführen zu können, bedarf es einfacher, aber hinreichend genauer Teilmodelle. Das Reifenmodell ist bei der Gesamtfahrzeugsimulation von entscheidender Bedeutung. Eine genaue Kenntnis der auftretenden Kräfte und der Lage der Angriffspunkte ist unerlässlich für die Entwicklung eines realitätsnahen Modells. In diesem Beitrag soll die Längsverschiebung des Angriffspunktes der Trieb- und Aufstandskraft für den angetriebenen Reifen auf asphaltierter Fahrbahn sowie deren Auswirkung auf das Nabenmoment betrachtet werden.

Dipl.-Ing. Christian Brinkmann und Dipl.-Ing. Bojan Ferhadbegović sind wissenschaftliche Mitarbeiter am Lehrstuhl Grundlagen der Agrartechnik (Leiter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. H.D. Kutzbach), Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim, Garbenstr. 9, 70599 Stuttgart; e-mail: [chbm@uni-hohenheim.de](mailto:chbm@uni-hohenheim.de). Dipl.-Ing. Volkmar Schlotter ist Mitarbeiter der Robert Bosch GmbH. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. H.D. Kutzbach zum 65. Geburtstag gewidmet

## Schlüsselwörter

Reifen, Längskraft, Reifenmodell, Mehrkörpersimulation

## Keywords

Tyre, longitudinal force, tyre model, multi-body simulation

## Literatur

Literaturhinweise sind unter LT 05221 über Internet <http://www.landwirtschaftsverlag.com/landtech/localliteratur.htm> abrufbar.

Zum Fahrverhalten von Traktorreifen wurde in [1] der Einfluss von Seitenkräften auf die Verschiebung der Angriffspunkte der resultierenden Kräfte in der Reifen-Boden-Kontaktfläche am frei rollenden Reifen vorgestellt. In Weiterführung dieser Arbeit ist eine Betrachtung des Kraftangriffspunktes in Reifenlängsrichtung erforderlich. Zur Erstellung eines realitätsnahen dynamischen Reifenlängsmodells ist es notwendig, den Einfluss von Vertikal- und Längskräften, erzeugt durch Antriebs- oder Bremsmomente, näher zu betrachten. In diesem Beitrag werden deshalb Untersuchungen und Ergebnisse hierzu vorgestellt. Betrachtet wird der angetriebene/gebremste Traktorreifen auf asphaltierter Fahrbahn ohne Überlagerung von Seitenkräften.

## Angriffspunkt der Aufstandskraft

Die Kräfte und Momente an einem angetriebenen oder gebremsten, nicht schräglauenden Rad sowie deren Angriffspunkte sind in Bild 1 dargestellt.

In der Reifen-Boden-Kontaktfläche, die bei asphaltiertem Boden den Abstand  $r_t$  vom Radmittelpunkt hat, kann der exakte Angriffspunkt der Aufstandskraft  $F_z$  (im Folgenden als Aufstandspunkt bezeichnet) durch das Momentengleichgewicht um die y-Achse bestimmt werden. Es gilt allgemein:

$$e = \frac{M_y - F_x \cdot r_t - J_{yy} \cdot \dot{\omega}}{F_z} \quad (1)$$

Dabei entspricht  $J_{yy}$  dem Massenträgheitsmoment des Reifens mit Felge.

Die Größe  $e$  wird gebräuchlich als „Hebelarm der rollenden Reibung“ bezeichnet. Plesser weist darauf hin, dass im Fall des angetriebenen/gebremsten Rades der Abstand  $e$  der Radmitte zum Aufstandspunkt nicht allein vom Rollwiderstand abhängt [2]. Daher wird im Folgenden die von Barreilmeyer vorgeschlagene Definition „Hebelarm der Radlast“ verwendet [3]. Mit zunehmendem Antriebsmoment vergrößert sich der Hebelarm der Radlast in Fahrtrichtung. Im Falle des gebremsten Rades kann es bei entsprechend großer Aufstandskraft  $F_z$  und großen Bremsmomenten ( $M_y < 0$ ) dazu kommen, dass der

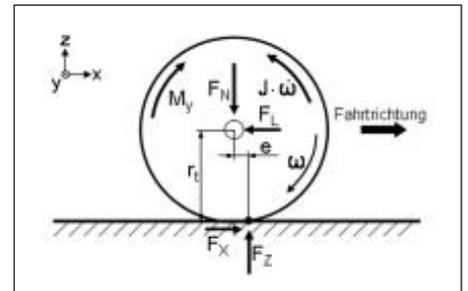


Bild 1: Wirkende Kräfte und Momente am Traktorreifen mit den zugehörigen Hebelarmen  $r$  und  $e$

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

Hebelarm der Radlast negativ wird, dass also der Kraftangriffspunkt bezogen auf die Fahrtrichtung hinter der Radachse liegt.

In Bild 2 ist der Hebelarm der Radlast in Abhängigkeit des Antriebsmoments  $M_t$  dargestellt. Ist  $M_t = 0$ , entspricht dies dem frei rollenden Rad und der Hebelarm  $e$  weist eine Länge von  $\sim 9$  mm auf. Dies charakterisiert den Rollwiderstand des Reifens. Da sich die dargestellten Ergebnisse auf feste Fahrbahn (Asphalt) beziehen, liegt nur der innere Rollwiderstand (durch die Verformung des Reifens) vor. Der äußere Rollwiderstand (durch die Verformung des Bodens) ist für die dargestellten Versuchsbedingungen nicht relevant.

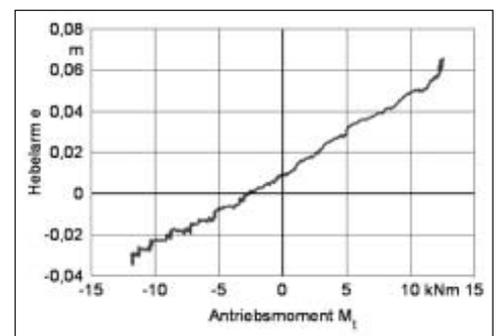


Bild 2: Hebelarm der Radlast  $e$  in Abhängigkeit vom Antriebsmoment  $M_t$  bei einem 520/70 R 34 Reifen und 0,8 bar Luftdruck

Fig. 2: Lever arm of the tyre load  $e$  depending on drive torque on a 520/70 R 34 tyre and 0.8 bar air pressure

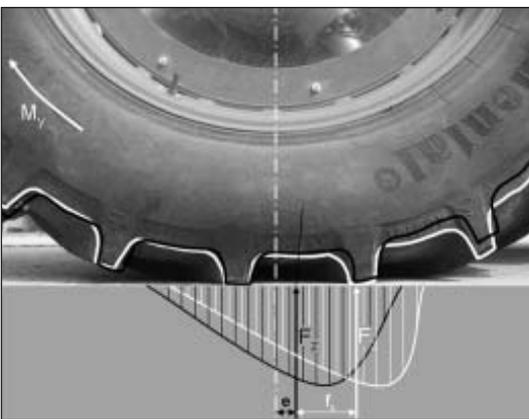


Bild 3: Bild eines unter Längskraft deformierten Traktorreifens mit qualitativ dargestellter Druckverteilung. Die schwarze Kontur zeigt das frei rollende Rad.

Fig. 3: Picture of a tractor tyre deformed by longitudinal force with qualitatively displayed pressure distribution. The black contour denotes the free rolling wheel.

Es wird vorgeschlagen, den inneren Rollwiderstand des Reifens für die drei Betriebszustände „gebremst“, „frei rollend“ und „angetrieben“ als quasi-konstant anzunehmen. Damit wird angenommen, dass der Rollwiderstand für alle Betriebszustände gleich ist und der Hebelarm der Radlast in einen konstanten Anteil, verursacht durch den Rollwiderstand, und einen variablen Anteil, verursacht durch die überlagerte Längskraft, aufgeteilt werden kann. Der variable Anteil bei angetriebenem/gebremstem Rad wird als die von Plesser untersuchte Reifenlängsverschiebung  $f_x$  betrachtet. Damit wird impliziert, dass die Verschiebung des Kraftangriffspunktes der Verformung der äußeren Kontur des Reifens entspricht. Unter Berücksichtigung der in Bild 2 dargestellten Ergebnisse sowie der bisher von den Autoren gesammelten Erkenntnisse scheint diese Annahme in erster Näherung zulässig. Damit ergibt sich für das Momentengleichgewicht:

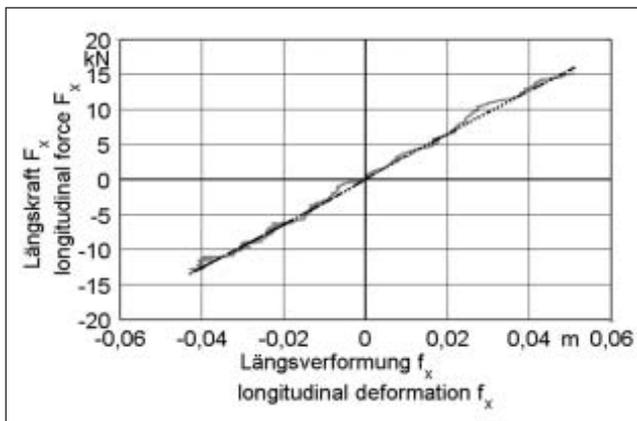
$$M_y = F_x \cdot r_t + F_z \cdot (e + f_x) + J_{yy} \cdot \dot{\omega} \quad (2)$$

Zur Veranschaulichung stellt Bild 3 qualitativ die Druckverteilung im Latsch in Längsrichtung für das frei rollende (schwarz) und das angetriebene Rad (weiß) dar. Ferner ist die resultierende Kraft  $F_z$  für beide Fälle eingezeichnet. Dabei wird deutlich, dass der Gesamthebelarm, mit dem die Kraft  $F_z$  angreift, um die Länge  $f_x$  größer wird. An der hervorgehobenen Stollenkontur ist deutlich eine Verschiebung der Aufstandsfläche zu erkennen.

Mit diesem Ansatz ermöglicht die Messung der Kräfte und Momente an einem Rad die Bestimmung einer Längsverformung und daher eine Zuordnung der Kraft-Weg-Relation. Damit wird eine Bestimmung longitudinaler Dynamikparameter möglich. Plesser schlägt folgenden Ansatz für das dynamische Verhalten in Längsrichtung in Form eines nicht-linearen Federungsverhaltens

Bild 4: Längskraft  $F_x$  in Abhängigkeit der Längsverformung (Reifen: 520/70 R34,  $F_z=20\text{ kN}$ ,  $p_i=0,8\text{ bar}$ ,  $v=2\text{ km/h}$ ,  $t_B=20\text{ s}$ , Asphalt)

Fig. 4: Lateral displacement  $F_x$  as a function of the slip angle for different tyre loads (Tyre: 520/70 R34,  $p_i=0.8\text{ bar}$ ,  $v=5\text{ km/h}$ , asphalt)



mit geschwindigkeitsabhängig degressiver Dämpfung vor:

$$F_x = c_{1x} \cdot f_x^{c_{2x}} + (d_{1x} \cdot \frac{1}{v^{d_{2x}}}) \cdot \dot{f}_x \quad (3)$$

Während  $c_{1x}$  die Federsteifigkeit des Reifens beschreibt, beeinflusst  $c_{2x}$  die Progression der Federkennlinie. Die Dämpfungskonstante  $d_{1x}$  wird um einen geschwindigkeitsabhängigen Anteil  $d_{2x}$  erweitert. Eine detaillierte Beschreibung des Modells wird in [4] vorgestellt. Durch Einsetzen in Gleichung 2 ergibt sich:

$$M_y = (c_{1x} \cdot f_x^{c_{2x}} + (d_{1x} \cdot \frac{1}{v^{d_{2x}}}) \cdot \dot{f}_x) \cdot r_t + F_z \cdot (e + f_x) + J_{yy} \cdot \dot{\omega} \quad (4)$$

Für stationäre Betriebszustände ( $f_x = \text{konst}$ ) wird die geschwindigkeitsabhängige Dämpfung gleich Null.

### Untersuchungsmethoden

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. Des Weiteren werden der Abstand zwischen Radmitte und Boden sowie die tatsächliche und theoretische Fahrgeschwindigkeit aufgezeichnet. Bei regelbarer Radlast kann das Messrad über einen Hydraulikmotor definiert angetrieben oder abgebremst werden [5].

Damit ist es möglich, die in Gleichung 4 auftretenden Größen messtechnisch zu erfassen. Darüber hinaus bietet die Einzelradmesseinrichtung die Möglichkeit, Längs- und Vertikalverhalten des Reifens unabhängig voneinander untersuchen zu können. Variiert werden können Reifeninnendruck, Radlast und Fahrgeschwindigkeit.

Zur Ermittlung des inneren Rollwiderstands  $e$  wurden zunächst Messungen mit frei rollendem Rad durchgeführt. Dazu wird das Messrad vom Antrieb entkoppelt. Zur weiteren Parameteridentifikation wurden quasi-stationäre Messungen durchgeführt, die Veränderung des Schlupfes erfolgt dabei durch Vorgabe einer langen Beschleunigungszeit  $t_B = 20\text{ s}$ , welche die Zeitspanne vom blockierten Rad bis zum mit Endgeschwindigkeit drehenden Rad beziffert. Nach Gleichung 3 ist die longitudinale Verformungsgeschwindigkeit bei diesen Messungen sehr gering, so dass der Dämpfungsanteil mit der ohnehin sehr geringen Reifendämpfung vernachlässigt wird. Auch der Momentenanteil durch die Massenträgheit kann bei langsamer Schlupfveränderung vernachlässigt werden. Die beiden Federungsparameter  $c_{x1}$  und  $c_{x2}$  sind damit die einzigen Unbekannten in Gleichung 4, alle übrigen Größen werden messtechnisch erfasst. Mit Hilfe des Ansatzes in Gleichung 3 lassen sich die beiden Parameter durch Anpassen an die gemessene Kurve bestimmen. Bild 4 zeigt die approximierte Kurve (gepunktet, dunkel) über der gemessenen (hell).

Es wurden jeweils drei Versuche für eine Einstellung durchgeführt, die entsprechend gemittelt wurden. Für den gemessenen Reifen der Größe 520/70 R34 ergibt sich unter den in Bild 4 angegebenen Bedingungen:

- $e = 0,0085\text{ m}$
- $c_{1x} = 274\text{ kN/m}$
- $c_{2x} = 0,96$

Es zeigt sich ein Anstieg der berechneten Verschiebung bei oben genannten Bedingungen. Eine Linearisierung scheint vor allem im Bereich kleiner Verformungen und Längskräfte sinnvoll, ohne dass die mit dem nichtlinearen Modell verbesserte Detaillierung die Simulationsergebnisse wesentlich beeinflusst.

### Ausblick

Erste Vergleiche mit einem entsprechenden Reifenlängsmodell liefern viel versprechende Ergebnisse und werden in einem weiteren Beitrag näher erläutert. Um die getroffene Annahme, die geometrische Längsverschiebung  $f_x$  mit der Verlagerung des Kraftangriffspunktes gleich zu setzen, genauer zu überprüfen, sind weitere Untersuchungen zum Einfluss der Beschleunigungszeit, der Radlast, des Luftdrucks und der Fahrgeschwindigkeit geplant. Des Weiteren soll mit einer Reduzierung der Beschleunigungszeiten die Möglichkeit der Bestimmung der Dämpfungsparameter überprüft werden.