

Heinz Böhler, München, und Volkmar Schlotter, Hohenheim

Dynamikparameter von Grünlandreifen

Im Rahmen eines Forschungsprojektes des Lehrstuhls für Landmaschinen der TU München sollen Rumpfbelastungen eines Traktors bei Transportfahrten mit Hilfe der Mehrkörpersimulation (MKS) berechnet werden. Die Parameter für die Vorder- und Hinterreifen wurden in Zusammenarbeit mit dem Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim auf dortigen Prüfständen gemessen. Das Reifenmodell des MKS-Programms wurde entsprechend erweitert.

Für die Auslegung des Traktorrumpfs und anderer Verbindungsbauteile sind Kenntnisse der äußeren Belastungen nötig. Diese werden im Rahmen eines Forschungsprojekts [1, 2] an der TU München erfasst. Dazu steht ein Versuchstraktor (70 kW) zur Verfügung, mit dem vor allem die Belastungen bei Arbeitseinsätzen auf Feld und Hof ermittelt werden. Transportfahrten mit Geräten im Dreipunktanbau oder mit Anhänger werden mit Hilfe der Mehrkörpersimulation untersucht, wobei Messdaten des Versuchstraktors eine Überprüfung der Simulation ermöglichen. Um eine möglichst gute Übereinstimmung zwischen Modell und Versuchstraktor zu erreichen, wurden die Reifen des Versuchstraktors in der Universität Hohenheim untersucht.

Bandlaufprüfstand

Das Vertikalverhalten der Reifen wurde am bekannten Bandlaufprüfstand der Universität Hohenheim [3, 4] untersucht. Der Reifen rollt frei auf einem angetriebenen, abgestützten Stahlband ab, das mit Sandpapier der Körnung 40 beklebt ist (Bild 1). Der Reifen wird in Laufrichtung von einer Schwinde geführt, die in der Aufstandsebene des Rades gelagert ist. Zur Variation der statischen Radlast werden auf der Schwinde über dem Reifen Stahlgewichte montiert. Als Messgrößen werden die Vertikalkraft unter dem Reifen, die Einfederung, der Drehwinkel, die Drehgeschwindigkeit des Reifens und die Bandgeschwindigkeit erfasst.

Reifenmodell

Das an der TU München verwendete MKS-Programm SIMPACK bietet bereits ver-

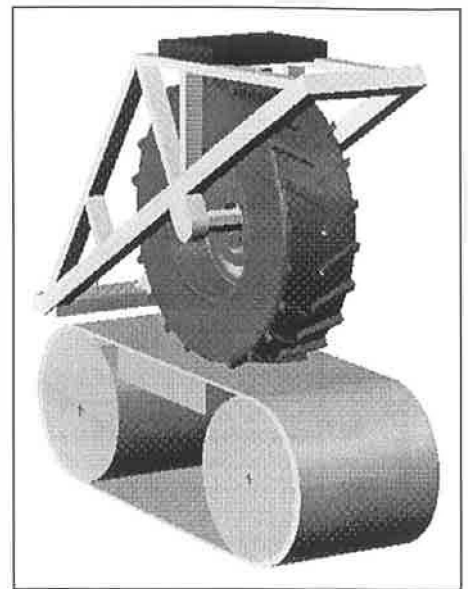


Bild 1 Flachbahnprüfstand „Hohenheim“

Fig.1 Flat belt tire test rig „Hohenheim“

Formelzeichen

- φ [rad] Drehwinkel des Rades
- r_0 [m] unbelasteter Reifenradius
- r [m] dynamischer Halbmesser (Abstand Boden-Radmitte)
- r_{roll} [m] effektiver Rollradius
- F_c [kN] vertikale Federkraft
- F_d [kN] vertikale Dämpfungskraft
- F_v [kN] = $F_c + F_d$ Vertikalkraft
- v [km/h] Fahrgeschwindigkeit
- sonstige Größen von Tabelle 2 siehe Formeln (1a) bis (4b) in Tabelle 1.

schiedene Reifenmodelle, die jedoch alle aus dem Automobilbereich stammen und daher nur bedingt für die Simulation von Traktorreifen geeignet sind. Das Vertikalverhalten muss genauer als bei Pkw üblich betrachtet werden, da Traktorreifen größere Radlastschwankungen und Einfederungen aufweisen (Tab. 1). Langenbeck [3] stellte für das vertikale Feder- und Dämpferverhalten bereits ein nichtlineares Kraftgesetz auf, wobei jetzt in Formel 2b außerdem die Selbsterregung der Reifen durch Unrundheit und Stollen berücksichtigt wird. Plesser modifizierte dessen Ansatz für die Abhängigkeit der Dämpfung von der Fahrgeschwindigkeit [4]. Da die Radienschwankungen durch die Unrundheit nicht aus einer Einfederung des Gummis resultieren und daher

Schlüsselwörter

MKS-Simulation, Fahrdynamik, Reifenparameter, Traktor, SIMPACK

Keywords

Mbs-simulation, vehicle dynamics, tyre parameters, tractor, SIMPACK

Dipl.-Ing. Heinz Böhler ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Landmaschinen der Technischen Universität München, Boltzmannstraße 15, 85747 Garching (Leitung: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. K.Th. Renius), e-mail: boehler@ltm.mw.tum.de
 Dipl.-Ing. Volkmar Schlotter ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl Grundlagen der Landtechnik des Instituts für Agrartechnik, Universität Hohenheim, Garbenstr. 9, 70599 Stuttgart (Leitung: Prof. Dr.-Ing. H. D. Kutzbach).

Literaturhinweise sind vom Verlag unter LT 99317 erhältlich oder über Internet <http://www.landwirtschaftsverlag.com/landtech/local/fliteratur.htm> abrufbar.

Tab. 1: Gleichungen des Standard-Reifenmodells und des erweiterten Reifenmodells

Tab. 1: Equations of the standard tyre model and of the extended tyre model

	Standard SIMPACK	Erweitertes Reifenmodell
Unrundheit	$\Delta r(\varphi) = 0$ (1a)	$\Delta r(\varphi) = \sum_{i=1}^3 a_i \cdot \sin(i \cdot \varphi + \varphi_i) + \sum_{i=1}^2 a_i \cdot \text{Stollen} \cdot \sin(i \cdot n_{\text{Stollen}} \cdot \varphi + \varphi_i \cdot \text{Stollen})$ (1b)
Federverhalten	$F_c = c_{lin} \cdot (r_0 - r)$ (2a)	$F_c = c_1 \cdot (r_0 + \Delta r(\varphi) - r)^{c_2}$ (2b)
Dämpfung	$F_d = d_1 \cdot \dot{r}$ (3a)	$F_d = d(v) \cdot (\dot{r} + \Delta \dot{r}) = (d_1/v^{d_2}) \cdot (\dot{r} + \Delta \dot{r})$ (3b)
eff. Abrollradius	$r_{roll} = r_0 - c_r \cdot (r_0 - r)$ (4a)	$r_{roll} = r_0 - c_{r1} \cdot (r_0 - r)^{c_{r2}}$ (4b)

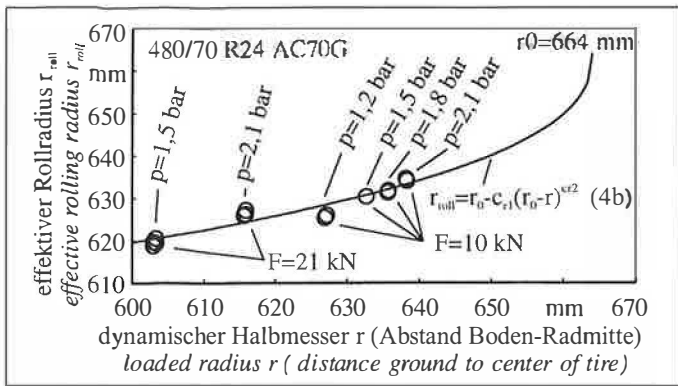


Bild 2: Ansatz für den effektiven Rollradius

Fig. 2: Model to calculate the effective rolling radius

auch nicht zu einer Dämpfung führen, muss in Formel 3b zusätzlich die Einfedergeschwindigkeit um die zeitliche Ableitung der Unrundheit korrigiert werden.

Die lineare Steifigkeit nach Formel 2a kann für andere Reifenmodelle durch Linearisieren der Kennlinie bei der jeweiligen statischen Radlast $F_{v,stat}$ aus den Parametern c_1 und c_2 [3] gewonnen werden.

$$c_{lin} = c_1 \cdot c_2 \cdot (r_0 - r)^{(c_2-1)} = c_1 \cdot c_2 \cdot \left(\frac{F_{v,stat}}{c_1} \right)^{(c_2-1)/c_2} \quad (5)$$

Bei Radlastschwankungen ändert sich der effektive Rollradius r_{roll} und beeinflusst durch die Trägheit des Antriebsstrangs das Längsschwingungsverhalten des Traktors. Daher wurde der effektive Rollradius in Formel 4b genauer modelliert. Diese Erweiterungen wurden in das SIMPACK Reifenmodell „Pacejka Similary“ integriert, sie werden zur Zeit anhand eines Modells des Prüfstands verifiziert.

Stollen (1. und 2. Ordnung) mit Hilfe einer nichtlinearen Regression bestimmt, bei der die Lösung für beliebige nichtlineare Funktionen iterativ aus allen Messpunkten bestimmt wird (Tab. 2). Da die Frequenzen der Stollenerregung bereits nahe der Resonanzfrequenz liegen, können die Amplituden der Stollen nur grob angegeben werden. Auch bei verschiedenen Lasten und Drücken blieben die Amplituden und Phasen der Unrundheit nahezu konstant.

Der effektive Rollradius wurde bei jedem Versuch aus der Bandgeschwindigkeit (etwa 1,5 km/h) und der Winkelgeschwindigkeit des Reifens berechnet, wobei der Schlupf durch den Rollwiderstand vernachlässigt wurde. Aus den dynamischen Halbmessern und den effektiven Rollradien bei verschiedenen Reifendrücken und Lasten wurden die Parameter der nichtlinearen Funktion 4b berechnet (Bild 2, Tab. 2).

Tab. 2: Reifenparameter Table 2: Tyre parameters

Reifen	480/70R24	520/70R38
Typ	AC 70G	AC 70G
Herstelldatum	KW 44/94	KW 05/96
Zustand	neuwertig	neuwertig
Felge	W15Lx24	DW18Lx38
r_0 [mm]	664	877
Stollenzahl	(2x) 18	(2x) 22
Unrundheit (1b)		
a_1 [mm]	0,53	0,84
φ_1 [mm]	1,4	4,1
a_2 [mm]	0,42	0,44
φ_2 [mm]	0,7	4,5
a_3 [mm]	0,17	0,37
φ_3 [rad]	2,4	4,4
$a_{1,Stollen}$ [mm]	0,4	0,5
Rollradius (4b)		
c_{r1} [$m^{-1-c_{r2}}$]	0,136	0,159
c_{r2} [-]	1,207	1,277
Federkraft (2b)		
1,5 bar		
c_1 [kN/m ²]	671	821
c_2 [-]	1,207	1,277
Federkraft (2a)		
$c_{lin,10/16}$ kN/m	399	447
$c_{lin,21/24}$ kN/m	442	476
Dämpfung (3b)		
10/16 kN:		
d_1 [Ns/m (km/h) ^{0,2}]	4595	7146
d_2 [-]	0,379	0,400
21/24 kN:		
d_1 [Ns/m (km/h) ^{0,2}]	6104	8281
d_2 [-]	0,398	0,390

Messergebnisse Rollversuche

Anhand von Rollversuchen, bei denen sich die Schwinde frei bewegen kann, wurden die Unrundheit $\Delta r(\varphi)$ des Reifens und der effektive Rollradius r_{roll} bestimmt (Bandgeschwindigkeit 1,5 km/h). Aus dem gemessenen dynamischen Halbmesser r unter Last wurden die Parameter der Formel 1b für die Unrundheit (1. bis 3. Ordnung) und für die

Messergebnisse Ausschwingversuche

Die Radschwinge wird dabei mit einem Kran so angehoben, dass das Rad gerade noch Kontakt zum Band hat und mit der Bandgeschwindigkeit mitläuft. Der Kranhaken wird ausgeklent und der Reifen schwingt je nach Last und Reifendruck in der jeweiligen Eigenfrequenz des Systems Reifen-Prüfstand. Die Einfedergeschwin-

digkeit ergibt sich durch Ableiten des dynamischen Halbmessers r nach der Zeit.

Im Unterschied zu [4] wurde auch zur Bestimmung der Parameter c_1 , c_2 und d nach Formel 2b und 3a eine nichtlineare Regression verwendet, die sämtliche Werte während der ersten vier Schwingungen berücksichtigt. Aus den errechneten Dämpfungswerten d bei den verschiedenen Geschwindigkeiten wurden d_1 und d_2 der Formel 3b berechnet (Tab. 2, Bild 3).

Die Parameter c_1 und c_2 können in grober Näherung ab 10 km/h als konstant betrachtet werden, tatsächlich nehmen beide mit zunehmender Geschwindigkeit geringfügig ab.

Seitenkräfte

Das Simulationsprogramm berücksichtigt ein vereinfachtes Seitenkraft/Schräglauwink-Kennfeld nach Pacejka. Zur Beschreibung des dynamischen Seitenkraftverhaltens wird eine Einlaufänge beziehungsweise laterale Seitensteifigkeit c_{yR} entsprechend dem Maxwell-Modell (Feder und Dämpfer in Serie) verwendet.

Dieses Seitenkraftverhalten wird zur Zeit an der Einzelradmesseinrichtung [5] der Universität Hohenheim an einem Hinterreifen untersucht. Aufgrund der Baugröße von Messnabe und Felge ist eine Vermessung des Vorderreifens nicht möglich.

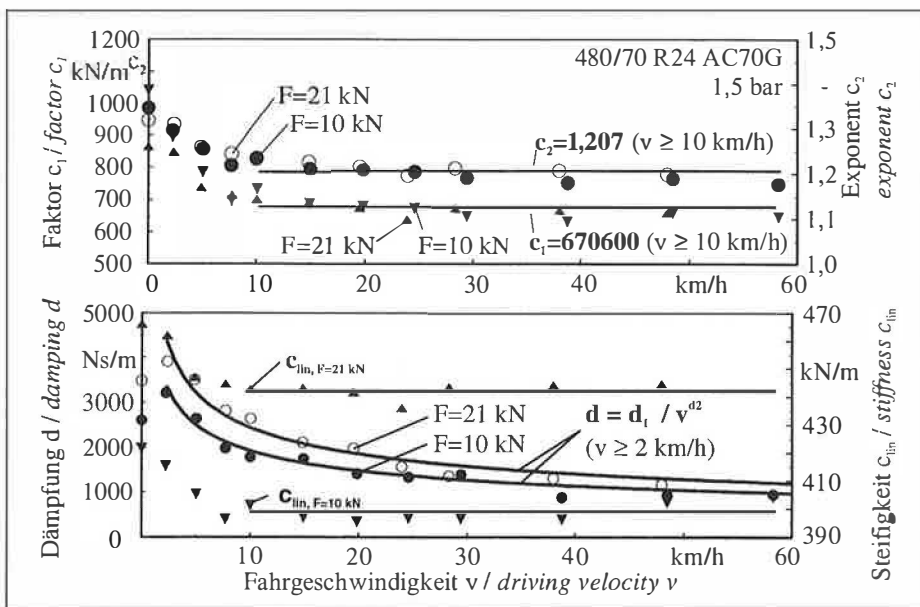


Bild 3: Gemessene Reifenparameter

Fig. 3: Measured tyre parameters