

wenn Wiesen oder Grasland in Ackerland umgewandelt werden sollten. Der Rasen wurde damit „über's Kreuz 8–10 cm tief in Quadrate geschnitten, so daß dann der folgende Pflug mit seinem Vorschneider die vorgeschchnittene Rasennarbe ebenso tief abschält und in den Furchengraben wirft ...“  
 Ferner wurde der Scarificator bei „Kunstwiesenanlagen“ als Vorarbeiter zum Wiesenschälpflug (Bild 8) benutzt, „um die Rasenfläche quer über die beabsichtigte Furchenrichtung so zu bearbeiten, dass seine 5 Messer in 16–25 cm Entfernung so tief in den Rasen einschneiden, als derselbe abgeschält werden soll ...“  
 Wenn nun der Wiesenschälpflug rechtwink-

lig zu diesen Schnittlinien arbeitet ..., so wird der Rasen in Quadrate geschnitten und zur Seite geschoben, wonach er mit Gabeln in das Transportgeräth geladen oder auf Haufen gelegt wird.“  
 Beim Universalpflug als Hackmaschine (Bild 6) dienen die beiden seitlichen Schlepsschuhe zur Einstellung der Arbeitstiefe. „An dem Vorgestellte ist die Lenkstange (Bild 1, XVIII) angebracht, mit welcher der Arbeiter die Hackmaschine ebenso wie eine Drillmaschine steuert ...“  
 Zum Kartoffelfurchenzieher (Bild 7) wurden von der o. g. Hackmaschine der Rahmen mit Schlepsschuhen und die Lenkstange benutzt. Um den Universalpflug als zweispänni-

gen Untergrundpflug einsetzen zu können (Bild 9), bedurfte es nur des Untergrundscharres, das dazu entweder mit „einseitigem oder vollem Schaarblatte versehen ist (Bild 1, X) und an der rechten oder linken Seite des Gründels angeschraubt wird ...“  
 Dr.-Ing. H. Sommerburg, KDT

**Literatur**

[1] 30. Verzeichnis von Rud. Sack's Geräthen und Maschinen zur Bodenbearbeitung und Reihenkultur. Leipzig-Plagwitz, 1895 (vorhanden im Staatsarchiv Leipzig unter: Rud. Sack, Nr. 648), S. 9–37. A 5682

# Erstellen von Lastannahmen für den Radbereich mobiler Landmaschinen unter Verwendung von Stoßfaktoren

Dr.-Ing. B. Kritzner, Kombinat Fortschritt Landmaschinen, VEB Erntemaschinen Neustadt, Stammbetrieb

## 1. Einleitung

Der Zeitaufwand für Radkraftmessungen ist sehr hoch. Deshalb ist man für schnelle Überschlagsrechnungen auf verallgemeinerte Ergebnisse von Vorgängermessungen angewiesen, die in einer großen Anzahl aus den vergangenen 20 Jahren für die verschiedensten Maschinen vorliegen.  
 In diesem Sinn wurde eine Vielzahl von Meßergebnissen vergleichend betrachtet (insgesamt an 16 Maschinentypen in verschiedenen Entwicklungsstufen und Rüstzuständen). Dabei wurde u. a. auch auf die Meßwertesammlung [1] zurückgegriffen. Die parallele Auswertung möglichst vieler Meßergebnisse hatte den Vorteil, daß das Typische erkennbar wurde und größere Abweichungen vom Normalen als fehlerbehaftet ausgesondert werden konnten.  
 Es wurde versucht, eine übersichtliche Methodik zum Aufstellen von Lastannahmen für Radbereiche zu erarbeiten, die auch von Konstrukteuren angewendet werden kann, die im Umgang mit Meßergebnissen nicht so geübt sind.

## 2. Grundsätzliches zur Arbeit mit Stoßfaktoren

Trotz großer Bemühungen, die Lastannahmen für statische Berechnungen mobiler Landmaschinen auf der Basis dynamischer Modelle zu gewinnen, konnte sich die altbewährte Methode der Stoßfaktoren bis heute behaupten. Sie kommt mit einfachsten Vergleichsgrößen aus und ist zur Aufstellung von Lastannahmen für einzelne Räder oder für Zugdeichseln gut geeignet. Es lassen sich alle drei Kraftkomponenten  $F_{ix}$ ,  $F_{iy}$ ,  $F_{iz}$  in ihrer zeitlichen Zuordnung am Punkt Nr. i berücksichtigen. Komplette Lastfälle, die die gleichzeitige Zuordnung sämtlicher Kraftkomponenten an allen Rädern und Zugösen einer Maschine beinhalten, können mit dieser Methode nur als grobe Näherung aufgestellt werden.  
 Die gute Brauchbarkeit der Radstoßfaktoren hängt sicherlich mit den konstruktiven Eigenheiten der mobilen Landmaschinen zusammen:

- Fahrgeschwindigkeit bis maximal 30 km/h
- Breite und Höhe der Maschinen sind durch die Straßenverkehrszulassungsordnung und durch das Lademaß der Deutschen Reichsbahn begrenzt
- statische Reifenbelastung und Reifengröße sind aufeinander abgestimmt  
 Damit geht gleichzeitig auch eine Abstimmung der Reifengröße auf die Maschinengröße einher, was sich natürlich auch auf das dynamische Verhalten der Maschinen auswirkt. Die Hauptelastizität aller mobilen Landmaschinen liegt in den Reifen, da Achsfederungen nicht üblich sind.
- innerer Reifenüberdruck liegt bei 0,15 bis 0,25 MPa
- Mechanisator richtet seine Fahrweise auf die Fahrbahnverhältnisse ein (unter Berücksichtigung der dynamischen Rückwirkungen der Fahrbahn auf seinen Körper)

Die Maschine selbst wirkt dabei als Übertragungsorgan, und der Mechanisator sitzt meist über einer Achse (vgl. u. a. [2]).  
 Falls bei diesen Konstruktionsgrundsätzen in der Zukunft wesentliche Änderungen eintreten würden, müßten die Richtwerte der Stoßfaktoren entsprechend angepaßt werden.  
 Aufgrund der einfachen Anwendbarkeit ist die Methode sehr gut für schnelle Überschlagsberechnungen zur Grobdimensionierung im Bereich von Rädern, Zugösen und Fahrzeugachsen geeignet. Die analytischen Verfahren zur Aufstellung kompletter Lastfälle für mobile Landmaschinen erfordern alle einen hohen mathematischen Aufwand, der für Einzeluntersuchungen und Überschlagsrechnungen nicht immer gerechtfertigt ist. Leistungsfähige Rechenprogramme dazu werden erst erarbeitet.

## 3. Definition von Stoßfaktoren für die Räder selbstfahrender und gezogener Landmaschinen

Bei der Berechnung äußerer Kräfte an Rädern und Zugösen unter Verwendung von Stoßfaktoren ergibt das Produkt aus dem Stoßfaktor und einer definierten Bezugsgröße den fahrdynamischen Anteil der be-

treffenden Kraftkomponente. Addiert man dazu noch die Ruhebelastung, hat man die Gesamtkraft.  
 Bei anderen Autoren (vgl. u. a. [3]) wird mit dem Stoßfaktor sofort die Gesamtkraft berechnet. Davon wird hier mit Rücksicht auf die gleichartige Bearbeitung von Rädern und Zugösen abgewichen, denn an den Zugösen aufgesetzter Geräte wird nicht die Sattelruhelast als Bezugsgröße genommen.  
 Bei der Definition von Stoßfaktoren für Räder hat sich im Laufe der Zeit bei allen Bearbeitern die einheitliche Auffassung durchgesetzt, als Bezugsgröße die Radruhelast anzunehmen (vgl. u. a. [4]).  
 Die Stoßfaktoren sind am Rad r folgendermaßen definiert [5] (vgl. Bild 1):

$$n_{rx} = \frac{F_{rx}}{\bar{F}_{rz}} \quad (1.1)$$

$$n_{ry} = \frac{F_{ry}}{\bar{F}_{rz}} \quad (1.2)$$

$$n_{rz} = \frac{F_{rz} - \bar{F}_{rz}}{\bar{F}_{rz}} \geq -1; \quad (1.3)$$

$\bar{F}_{rz}$  Radruhelast (vertikale Radlast im Stillstand der Maschine auf ebenem waagrechttem Untergrund).  
 Bei Verwendung extremer Radkraftkomponenten  $F_{ix}$ ,  $F_{iy}$ ,  $F_{iz}$ , die z. B. durch Messung ermittelt wurden, entstehen extreme Stoßfaktoren  $n_{rx}$ ,  $n_{ry}$ ,  $n_{rz}$ . Sie können immer wieder zu Vergleichszwecken verwendet werden.

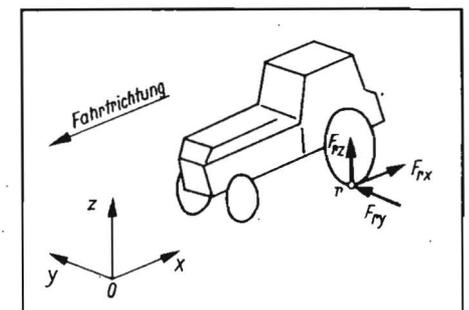


Bild 1. Globales Koordinatensystem

Sind andererseits an einem Rad die Ruhelast und die verbindlichen Stoßfaktoren bekannt, dann können die Radkräfte nach folgenden Gleichungen berechnet werden:

$$F_{rx} = n_{rx} \bar{F}_{rz} \quad (2.1)$$

$$F_{ry} = n_{ry} \bar{F}_{rz} \quad (2.2)$$

$$F_{rz} = \bar{F}_{rz} + n_{rz} \bar{F}_{rz} = (1 + n_{rz}) \bar{F}_{rz} \geq 0. \quad (2.3)$$

#### 4. Verallgemeinerte Untersuchungsergebnisse von Rad-Stoßfaktoren

Das gesamte Einsatzspektrum der mobilen Landmaschinen wurde zu fünf Einsatzfällen idealisiert:

- Befahren von Extremabschnitten (Sonderversuche: Grabendurchfahrt; Fahrt über Einzelhindernisse, z. B. Schlaglöcher oder Bordsteinkanten; Vollbremsung auf griffiger Betonfahrbahn; extreme Feldauffahrt; Spurrillenquerüberfahrt; Böschungsfahrt usw.)
- Fahrt auf Feldwegen und Pflasterstraßen
- Fahrt auf Vorgewende
- Fahrt auf Asphalt- und Betonstraße
- Feldeinsatz mit Arbeitsgeschwindigkeit (maximal 12 km/h).

##### 4.1. Einzelne Stoßfaktoren in den Richtungen x, y, z für alle Einsatzfälle

Für alle fünf Einsatzfälle wurden die bei der Auswertung der verfügbaren Meßergebnisse berechneten Extremwerte der Stoßfaktoren über der Radruhelast aufgetragen. Die einzelnen Punkte wurden durch geglättete Kurvenzüge verbunden (Bild 2). Aus diesen Kurven können die maßgeblichen Stoßfaktoren für ein Rad, dessen Radruhelast bekannt ist (durch Berechnung oder Wägung ermittelt), einfallabhängig entnommen werden. Die

zugehörigen Kraftkomponenten werden nach dem Gleichungssystem (2) berechnet.

Zu den Stoßfaktoren sind noch folgende Bemerkungen erforderlich:

Stoßfaktor  $n_{rx}$  (Bild 2a)

Positive Stoßfaktoren entsprechen einem Fahrwiderstand, negative einer Antriebskraft. Deshalb sind positive Stoßfaktoren dem Betrag nach größer als negative. Die positiven Stoßfaktoren wurden bei angetriebenen und nichtangetriebenen Rädern gleichermaßen festgestellt, negative überwiegend bei angetriebenen Rädern.

Stoßfaktor  $n_{ry}$  (Bild 2b)

Diese Stoßfaktoren sind im positiven und negativen Bereich dem Betrag nach gleich, also symmetrisch zur Abszisse:

$$\min n_{ry} = -\max n_{ry}. \quad (3.1)$$

Stoßfaktor  $n_{rz}$  (Bild 2c)

Dieser Stoßfaktor ist ebenfalls symmetrisch zur Abszisse, solange die Bedingung  $\min n_{rz} = -\max n_{rz} \geq -1$  erfüllt ist.

Ergeben sich aufgrund der angenommenen Symmetrie Stoßfaktoren  $\min n_{rz} = -\max n_{rz} < -1$ , dann ist das Prinzip der Symmetrie zu verlassen und entsprechend Gl. (3.2) zu setzen:

$$\min n_{rz} = -1 (\neq -\max n_{rz}). \quad (3.2)$$

Die Begründung dafür ist das Abheben des Rades von der Fahrbahn und die damit verbundene Kräftefreiheit am Radumfang.

##### 4.2. Gleichzeitige Zuordnung der Stoßfaktoren in den Richtungen x, y, z an einem Rad

Durch die Untersuchung von 850 Lastfällen für verschiedene Räder wurden allgemeingültige Aussagen über das gleichzeitige Auf-

treten der drei möglichen Kraftkomponenten  $F_{rx}$ ,  $F_{ry}$ ,  $F_{rz}$  und der damit im Zusammenhang stehenden Stoßfaktoren gewonnen. Ausnahmefälle wurden eliminiert, das Augenmerk wurde auf gehäuft auftretende Extrem-Lastfälle gerichtet. Auf diese Art wurde dem Zufallscharakter der Meßwerte und Lastfälle Rechnung getragen, die ja praktisch statistische Größen sind. Durch den Vergleich vieler Maschinen, vieler Lastfälle, vieler Messungen wird die Sicherheit der Aussagen wesentlich erhöht. Im Vergleich dazu zeigen Einzeluntersuchungen hin und wieder erhebliche Abweichungen, die sich nur selten begründen lassen.

Die Untersuchungen ergaben, daß ein Unterschied im Vorzeichen der Seitenkräfte auf der rechten und linken Fahrzeugseite nicht klar feststellbar ist. Eine Gliederung in angetriebene und nichtangetriebene Räder ist dagegen aufgrund der unterschiedlichen Kraftwirkung in x-Richtung zweckmäßig.

Die Bezugsbasis zur Aufstellung allgemeiner Lastfälle sind die Stoßfaktoren  $\max n_{rx}$ ,  $\min n_{rx}$ ,  $\max n_{ry}$ ,  $\max n_{rz}$ . Sie sind aus dem Bild 2 zu entnehmen, abhängig von Einsatzfall und Radruhelast.

Die als maßgeblich erachteten Kombinationen der Rad-Stoßfaktoren  $n_{rx}$ ,  $n_{ry}$ ,  $n_{rz}$  wurden in den Tafeln 1 und 2 zusammengestellt.

Die Unterschiede bei den Kräften in x-Richtung sind in der Funktionsweise der angetriebenen und nichtangetriebenen Räder begründet. Unterschiede bei den Stoßfaktoren  $n_{ry}$ ,  $n_{rz}$  haben sicherlich folgende landmaschinentypische konstruktive Ursachen:

- Angetriebene Räder haben stets wegen der erforderlichen Treibfähigkeit eine höhere Radruhelast als nichtangetriebene Räder.

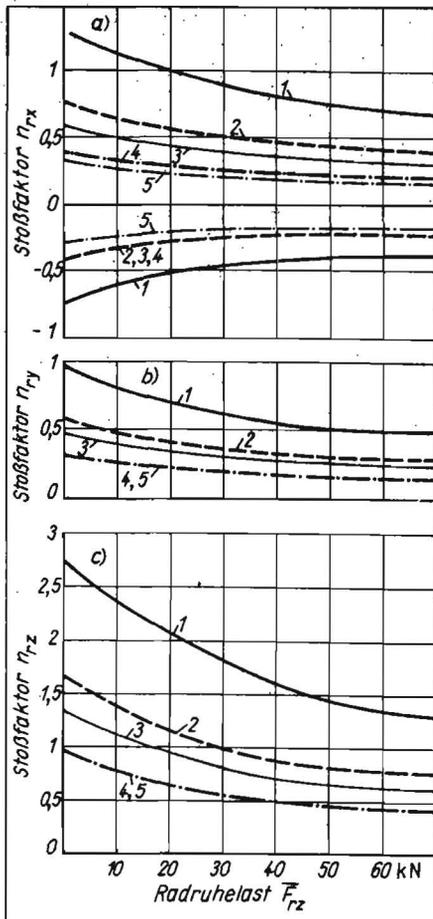


Bild 2  
Rad-Stoßfaktoren mobiler Landmaschinen;  
a) Stoßfaktor  $n_{rx}$  in Fahrtrichtung (oberhalb der Nulllinie für angetriebene und nicht angetriebene Räder, unterhalb der Nulllinie vornehmlich für angetriebene Räder)  
b) Stoßfaktor  $n_{ry}$  in Seitenrichtung  
c) Stoßfaktor  $n_{rz}$  in Vertikalrichtung  
1 Befahren von Extremabschnitten,  
2 Fahrt auf Feldwegen und Pflasterstraßen,  
3 Fahrt auf Vorgewende,  
4 Fahrt auf Asphalt- und Betonstraßen,  
5 Feldeinsatz

Tafel 1. Angetriebene Räder-Lastfälle mit Stoßfaktoren (Die angegebenen Lastfälle stellen obere Grenzwerte dar. Es können auch dem Betrag nach niedrigere Komponenten eingesetzt werden, wenn dadurch eine höhere Beanspruchung bestimmter Bauglieder verursacht wird.)

Einsatzfall	lfd. Nr.	$n_{rx}$	$n_{ry}$	$n_{rz}$
Befahren von Extremabschnitten	1	$\max n_{rx}$	$\pm 0,33 \max n_{ry}$	$0,5 \max n_{rz}$
	2	$\min n_{rx}$		
	3	$0,5 \max n_{rx}$	$\pm \max n_{ry}$	$0,5 \max n_{rz}$
	4	$0,5 \min n_{rx}$		
	5	$0,5 \max n_{rx}$		
	6	$0,5 \min n_{rx}$	$\pm 0,33 \max n_{ry}$	$\max n_{rz}$
	7	0	0	$-\max n_{rz} \geq -1$
Fahrt auf Straßen und Wegen <sup>1)</sup>	8	$\max n_{rx}$	$\pm 0,7 \max n_{ry}$	$0,7 \max n_{rz}$
	9	$\min n_{rx}$		
	10	$0,5 \max n_{rx}$	$\pm \max n_{ry}$	$0,7 \max n_{rz}$
	11	$0,5 \min n_{rx}$		
	12	$0,5 \max n_{rx}$		
	13	$0,5 \min n_{rx}$	$\pm 0,7 \max n_{ry}$	$\max n_{rz}$
	14	0	0	$-\max n_{rz} \geq -1$
Fahrt auf Vorgewende	15	$\max n_{rx}$	$\pm 0,5 \max n_{ry}$	$0,7 \max n_{rz}$
	16	$\min n_{rx}$		
	17	$0,5 \max n_{rx}$	$\pm \max n_{ry}$	$0,7 \max n_{rz}$
	18	$0,5 \min n_{rx}$		
	19	$0,5 \max n_{rx}$		
	20	$0,5 \min n_{rx}$	$\pm 0,5 \max n_{ry}$	$\max n_{rz}$
	21	0	0	$-\max n_{rz} \geq -1$
Feldeinsatz	22	$\max n_{rx}$	$\pm 0,75 \max n_{ry}$	$0,75 \max n_{rz}$
	23	$-\max n_{rx}$		
	24	$0,5 \max n_{rx}$	$\pm \max n_{ry}$	$0,75 \max n_{rz}$
	25	$-0,5 \max n_{rx}$		
	26	$0,5 \max n_{rx}$		
	27	$-0,5 \max n_{rx}$	$\pm 0,75 \max n_{ry}$	$\max n_{rz}$

1) Bei „Fahrt auf Feldwegen und Pflasterstraßen“ sind  $\max n_{rx}$ ,  $\min n_{rx}$ ,  $\max n_{ry}$ ,  $\max n_{rz}$  nach Kurve 2 im Bild 2 zu bestimmen. Bei „Fahrt auf Asphalt- und Betonstraßen“ ist Kurve 4 verbindlich.

Tafel 2. Nichtangetriebene Räder – Lastfälle mit Stoßfaktoren (Die angegebenen Lastfälle stellen obere Grenzwerte dar. Es können auch dem Betrag nach niedrigere Komponenten angesetzt werden, wenn dadurch eine höhere Beanspruchung bestimmter Bauglieder verursacht wird.)

Einsatzfall	lfd. Nr.	$n_{rx}$	$n_{ry}$	$n_{rz}$
Befahren von Extremabschnitten	1	max $n_{rx}$	$\pm 0,5$ max $n_{ry}$	0,6 max $n_{rz}$
	2	min $n_{rx}$		
	3	0,5 max $n_{rx}$	$\pm$ max $n_{ry}$	0,6 max $n_{rz}$
	4	0,5 min $n_{rx}$		
	5	0,5 max $n_{rx}$	0,5 max $n_{ry}$	max $n_{rz}$
	6	0,5 min $n_{rx}$		
	7	0	0	$-\max n_{rz} \geq -1$
Fahrt auf Straßen und Wegen <sup>1)</sup>	8	max $n_{rx}$	$\pm 0,7$ max $n_{ry}$	0,8 max $n_{rz}$
	9	0,5 max $n_{rx}$	$\pm$ max $n_{ry}$	0,8 max $n_{rz}$
	10	0,5 max $n_{rx}$	$\pm 0,7$ max $n_{ry}$	max $n_{rz}$
	11	0	0	$-\max n_{rz} \geq -1$
Fahrt auf Vorgewende	12	max $n_{rx}$	$\pm 0,5$ max $n_{ry}$	0,7 max $n_{rz}$
	13	0,5 max $n_{rx}$	$\pm$ max $n_{ry}$	0,7 max $n_{rz}$
	14	0,5 max $n_{rx}$	$\pm 0,5$ max $n_{ry}$	max $n_{rz}$
	15	0	0	$-\max n_{rz} \geq -0,6$
	Feldeinsatz	16	max $n_{rx}$	$\pm 0,75$ max $n_{ry}$
17		0,5 max $n_{rx}$	$\pm$ max $n_{ry}$	0,75 max $n_{rz}$
18		0,5 max $n_{rx}$	$\pm 0,75$ max $n_{ry}$	max $n_{rz}$
19		0	0	$-\max n_{rz} \geq -0,6$

1) Bei „Fahrt auf Feldwegen und Pflasterstraßen“ sind max  $n_{rx}$ , min  $n_{rx}$ , max  $n_{ry}$ , max  $n_{rz}$  nach Kurve 2 im Bild 2 zu bestimmen. Bei „Fahrt auf Asphalt- und Betonstraßen“ ist Kurve 4 verbindlich.

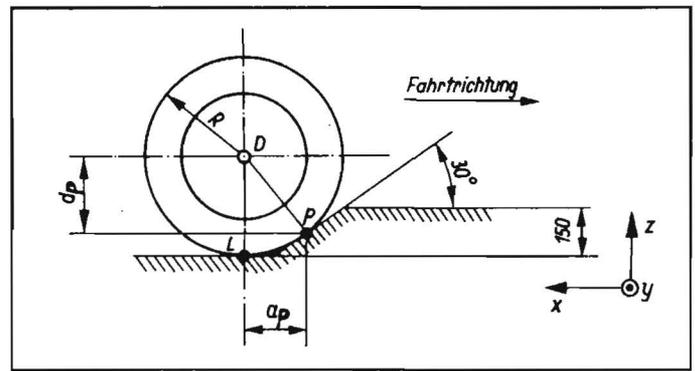


Bild 3. Definition verschiedener Punkte am Rad; L Radaufstandpunkt, D Raddrehpunkt, P Radanlaufpunkt, R Rollradius

– Die Unterschiede bestehen lediglich bei „Befahren von Extremabschnitten“ sowie „Fahrt auf Feldwegen und Pflasterstraßen“, weil dort der Mechanisator freizügig in seiner Fahrweise ist. Bei der „Fahrt auf Vorgewende“ und bei „Feldeinsatz“ ist die Fahrweise mehr durch die Funktion der Maschine bestimmt.

– Angetriebene Räder haben stets einen größeren Durchmesser und sind großvolumiger als nichtangetriebene Räder.  
– Der Mechanisator sitzt stets über der Achse mit den größeren Rädern.

Die aus den Stoßfaktoren  $n_{rx}$ ,  $n_{ry}$ ,  $n_{rz}$  berechneten Radkräfte  $F_{rx}$ ,  $F_{ry}$ ,  $F_{rz}$  [vgl. Gleichungssystem (2)] greifen normalerweise im Kontaktpunkt des Rads mit der Fahrbahn an. Beim Überrollen der Fahrbahnunebenheiten verändert sich die Lage des Kontaktpunkts auf dem Radumfang in gewissen Grenzen. Unterschiede zwischen angetriebenen und nichtangetriebenen Rädern bestehen vornehmlich in der Übertragbarkeit eines Drehmoments. Diese ist nur bei angetriebenen und bei gebremsten Rädern möglich. Deshalb wirken bei angetriebenen Rädern stets alle drei Kraftkomponenten im Kontaktpunkt des Rads mit der Fahrbahn. Bei ungebremsten nichtangetriebenen Rädern werden die Komponenten  $F_{rx}$ ,  $F_{rz}$  im Raddrehpunkt und die Komponente  $F_{ry}$  im Kontaktpunkt angesetzt. Der Kontaktpunkt wird stets in der Mittelebene des Rads angenommen. Praktisch ist es ausreichend, wenn aus der Vielzahl möglicher Lagen die zwei nachgenannten ausgewählt werden:

- Radaufstandpunkt (senkrecht unter dem Raddrehpunkt)
- Radanlaufpunkt (beim Überfahren einer 150 mm hohen Schwelle mit 30° Anlaufschräge).

Die Einzelheiten dazu zeigt Bild 3. Die Festlegung der Abmessungen der Schwelle (Höhe 150 mm, Anlaufschräge 30°) als maßgebliches Hindernis erfolgte in Analogie zur Prüf-

bahn im Kombinat Fortschritt Landmaschinen, VEB Erntemaschinen Neustadt. Die Strecken  $a_p$  und  $d_p$  werden nach folgenden Gleichungen berechnet:

$$a_p = R \sin 30^\circ = 0,5 R \leq +\sqrt{R^2 - (R - 150 \text{ mm})^2} \quad (4.1)$$

$$d_p = R \cos 30^\circ = 0,86 R \geq R - 150 \text{ mm}. \quad (4.2)$$

Ob der Radaufstandpunkt oder der Radanlaufpunkt als maßgeblicher Wirkungspunkt genommen wird, entscheiden allein die x-Kräfte des Rads. Sehr hohe x-Kräfte sind beim Überrollen großer Fahrbahnunebenheiten festzustellen. Demzufolge ist bei einem Lastfall entsprechend Gl. (5) der Radanlaufpunkt maßgebend, sonst der Aufstandpunkt. Wird das Rad als gebremst angesehen, dann ist unabhängig von Gl. (5) immer der Radaufstandpunkt verbindlicher Wirkungspunkt:

$$n_{rx} \geq 0,25 \text{ extr } n_{rx}; \quad (5)$$

extr  $n_{rx}$  möglicher absoluter Extremwert des Stoßfaktors  $n_{rx}$  nach Kurve 1 im Bild 2a) für die gegebene Radruhelast.

### 5. Beispiel

Zur statischen Untersuchung der Achse einer Großballenpresse (aufgesattelte einachsige Landmaschine) sollen Lastannahmen für die Räder unter Verwendung von Stoßfaktoren aufgestellt werden. Die vorgegebene Achsruhelast von 58,8 kN verteilt sich zu gleichen Teilen auf beide Räder ( $F_{rz} = 29,4$  kN).

Die Bereifung hatte folgende Parameter:

- Reifen 18-20 nach Standard TGL 11 957
- statisch wirksamer Halbmesser  $R = 495$  mm
- innerer Reifenüberdruck 0,225 MPa
- Strecke  $a_p$  248 mm
- Strecke  $d_p$  426 mm.

Unter Verwendung der in den Abschn. 3 und 4 niedergelegten Ergebnisse werden Lastfälle für den statischen Spannungsnachweis

(„Befahren von Extremabschnitten“) und den Ermüdungsfestigkeitsnachweis („Fahrt auf Feldwegen und Pflasterstraßen“) des Einzelrad-Bereichs aufgestellt.

Die Tafel 3 enthält dazu die aus dem Bild 2 entnommenen extremen Stoßfaktoren. Die gleichzeitig wirksamen Stoßfaktoren werden anhand der Tafel 2 ermittelt und für das vorliegende Problem in die Tafel 4 übertragen (extr  $n_{rx} = 0,9$ ; 0,25 extr  $n_{rx} = 0,225$ ).

Beim statischen Spannungsnachweis sucht man sich innerhalb des Einsatzfalls „Befahren von Extremabschnitten“ denjenigen Lastfall heraus, der im Nachweispunkt des untersuchten Querschnitts die extremsten Nennspannungen ergibt.

Beim Ermüdungsfestigkeitsnachweis sind zur Berechnung der Nennspannungen im Nachweispunkt zwei Lastfälle aus dem Einsatzfall „Fahrt auf Feldwegen und Pflasterstraßen“ zu eliminieren:

- Lastfall zur Berechnung der Oberspannungen  $\sigma_o$
- Lastfall zur Berechnung der Unterspannungen  $\sigma_u$ .

Über das Spannungsverhältnis  $\kappa = \sigma_o/\sigma_u$  ist anschließend der Sicherheitsnachweis nach [6] möglich.

Zum Vergleich werden zusätzlich zu dieser vereinfachten Methodik noch die Lastfälle auf der Basis verallgemeinerter Beschleunigungsvektoren nach [7] unter Verwendung dynamischer Maschinenparameter angegeben (vgl. Tafel 5).

Die Abweichungen liegen innerhalb der bei Lastannahmen erreichbaren Genauigkeit. Insgesamt gesehen sind die Lastannahmen nach Tafel 5 etwas weicher als die in Tafel 4. Darüber hinaus sind die zur Maschinenmitte gerichteten Seitenkräfte innerhalb der Tafel 5 größer als die nach außen gerichteten, während bei den Stoßfaktoren vereinfachend Symmetrie vorausgesetzt wird.

### 6. Zusammenfassung

Im Beitrag wurde lediglich auf Stoßfaktoren im Bereich von Rädern und daraus abgelei-

Tafel 3. Extremwerte der Stoßfaktoren (einzeln)

Bezeichnung des Stoßfaktors	Befahren von Extremabschnitten	Fahrt auf Feldwegen und Pflasterstraßen
max $n_{rx}$	0,9	0,5
min $n_{rx}$	-0,46	-0,26
max $n_{ry}$	0,6	0,36
max $n_{rz}$	1,8	1,0
min $n_{rz}$	-1,0	-1,0

Tafel 4. Gleichzeitige Zuordnung der Stoßfaktoren und Radkräfte in den Richtungen x, y, z

Einsatzfall	lfd. Nr.	Stoßfaktoren			Radkräfte			Bemerkung
		$n_{rx}$	$n_{ry}$	$n_{rz}$	$F_{rx}$ kN	$F_{ry}$ kN	$F_{rz}$ kN	
Befahren von Extremabschnitten	1	0,9	0,3	1,08	26,5	8,8	61,2	UP/GL
	2	0,9	-0,3	1,08	26,5	-8,8	61,2	UP/GL
	3	-0,46	0,3	1,08	-13,5	8,8	61,2	UL
	4	-0,46	-0,3	1,08	-13,5	-8,8	61,2	UL
	5	0,45	0,6	1,08	13,2	17,6	61,2	UP/GL
	6	0,45	-0,6	1,08	13,2	-17,6	61,2	UP/GL
	7	-0,23	0,6	1,08	-6,8	17,6	61,2	UL
	8	-0,23	-0,6	1,08	-6,8	-17,6	61,2	UL
	9	0,45	0,3	1,8	13,2	8,8	82,3	UP/GL
	10	0,45	-0,3	1,8	13,2	-8,8	82,3	UP/GL
	11	-0,23	0,3	1,8	-6,8	8,8	82,3	UL
	12	-0,23	-0,3	1,8	-6,8	-8,8	82,3	UL
	13	0	0	-1	0	0	0	-
Fahrt auf Feldwegen und Pflasterstraßen	14	0,5	0,25	0,8	14,7	7,35	52,9	UP/GL
	15	0,5	-0,25	0,8	14,7	-7,35	52,9	UP/GL
	16	0,25	0,36	0,8	7,35	10,6	52,9	UP/GL
	17	0,25	-0,36	0,8	7,35	-10,6	52,9	UP/GL
	18	0,25	0,25	1,0	7,35	7,35	58,8	UP/GL
	19	0,25	-0,25	1,0	7,35	-7,35	58,8	UP/GL
	20	0	0	-1	0	0	0	-

UP ungebremstes Rad; Kraftangriff von  $F_{rx}$  und  $F_{rz}$  im Raddrehpunkt D, von  $F_{ry}$  im Radanlaufpunkt P (Bedingung:  $F_{rx} > 0$ ;  $n_{rx} > 0,25$  extr  $n_{rx}$ )  
 GL gebremstes Rad; Kraftangriff aller drei Komponenten  $F_{rx}$ ,  $F_{ry}$ ,  $F_{rz}$  im Radaufstandpunkt L (Bedingung bei gebremsten Rädern:  $F_{rx} > 0$ ;  $n_{rx} > 0$ )  
 UL ungebremstes Rad; Kraftangriff von  $F_{rx}$  und  $F_{rz}$  im Raddrehpunkt D, von  $F_{ry}$  im Radaufstandpunkt L (Bedingung:  $n_{rx} < 0,25$  extr  $n_{rx}$ )

tete Lastannahmen für den Radbereich eingegangen. Die vorgestellte Methode der Rad-Stoßfaktoren ist sehr gut geeignet, kurzfristig für Überschlagsberechnungen Lastannahmen zur Verfügung zu stellen, wenn Radbereiche zu dimensionieren sind. Bei einer angestrebten Sicherheit von 1,0 unter Verwendung der ertragbaren Spannungen nach [6] liegt man mit diesen Lastannahmen auf der sicheren Seite. Bei den meisten Landmaschinen wird der Zeitfestigkeitsnachweis (ertragbare Spannungen für 500 000 Lastwechsel nach [8]) als Ermüdungsfestigkeitsnachweis ausreichend sein, vor allem wenn es sich um neu zu entwickelnde Erzeugnisse in einer frühen Entwicklungsstufe handelt, die zusätzlich zur analytischen Dimensionierung noch eine intensive Erprobung im Ein-

satz und auf Prüfständen erfahren. Bei Lenkungsteilen ist es empfehlenswert, die in der Festigkeitsrechnung ausgewiesene Sicherheit von vornherein etwas höher zu wählen. Hierbei ist zusätzlich noch zu bedenken, daß durch Längskräfte allein beanspruchte Lenkungsteile keine Tragfähigkeitsreserven bei Plastifizierung haben. Bei Druckbeanspruchung sind sie zusätzlich noch knickgefährdet.

**Literatur**

[1] Eichwald, U.; Lorenz, A.: Katalog gemessener Belastungen an mobilen Landmaschinen. Institut für Landmaschinentechnik Leipzig, Forschungsbericht 1979.  
 [2] Puls, E.: Der Einfluß des Fahrers auf die Belastung von Traktorenbauteilen unter besonderer

Tafel 5. Extreme Belastung am linken Rad (nicht gebremst) auf der Grundlage verallgemeinerter Beschleunigungsvektoren nach [7]

Einsatzfall	lfd. Nr.	$F_{Dx}$ kN	$F_{Ly}$ kN	$F_{Py}$ kN	$F_{Dz}$ kN
Befahren von Extremabschnitten	1	22,51	0	-6,91	66,7
	2	-11,09	0	0	49,0
	3	-3,87	15,66	0	74,1
	4	0	-10,7	0	47,6
	5	8,51	0	14,09	73,8
	6	22,51	0	-11,68	56,5
	7	-3,87	14,95	0	78,3
	8	0	0	0	0
Fahrt auf Feldwegen und Pflasterstraßen	9	13,67	0	-6,28	55,1
	10	-6,73	0	0	42,5
	11	0	11,03	0	61,4
	12	2,25	-10,87	0	25,6
	13	13,67	0	10,15	50,2
	14	7,50	0	-9,60	49,9
	15	0	10,57	0	63,5
	16	0	0	0	0

Kraftangriff im Raddrehpunkt (D), im Radaufstandpunkt (L), im Radanlaufpunkt (P)

Berücksichtigung der Höchstbelastung. Technische Universität Dresden, Dissertation 1976.

[3] Schilling, U.; Tersch, H.: Lastannahmen für das System Traktor-Aufsattelanhängler. 2. Kolloquium „Zuverlässigkeit und ökonomischer Materialeinsatz bei mobilen Landmaschinen“ in Leipzig 1973, Vortragssammlung Band 1, S. 82.  
 [4] Lorenz, A.: Analytische Belastungsermittlung für die Dimensionierung mobiler Landmaschinen. VEB Ingenieurbetrieb für Landmaschinentechnik Leipzig, Wissenschaftlich-technische Arbeitsunterlagen Nr. 7, 1982.  
 [5] FoN 106001 Koordinatensystem für äußere Belastungen mobiler Landmaschinen. Ausgabe: Februar 1985.  
 [6] TGL 14 915/01 Festigkeitsnachweis für geschweißte Konstruktionen. Ausgabe: Januar 1986.  
 [7] Kritzner, B.: Lastannahmen für den analytischen Betriebsfestigkeitsnachweis der Fahrgestelle mobiler Landmaschinen. Technische Universität Dresden, Dissertation 1984.  
 [8] Cottin, D.; Kritzner, B.: Richtlinie zur Berechnung von Schweißverbindungen auf Betriebsfestigkeit. VEB Erntemaschinen Neustadt, Stammbetrieb, Betriebsteil Automatisierungstechnik Leipzig, Wissenschaftlich-technische Arbeitsunterlagen Nr. 9, 1988.

# Akustische Sensoren zur Steuerung von mobilen Aggregaten und deren Werkzeugen

Dr.-Ing. F. Ahrens, Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Sektion Mathematisch-naturwissenschaftliche und technische Grundlagen

**1. Einleitung**

Zur Positionsbestimmung an landwirtschaftlichen Bearbeitungsgrenzen von mobilen Aggregaten und von deren Werkzeugen wird u. a. vorgeschlagen, geeignete natürliche Leitlinien vorteilhaft optisch mit einer CCD-Kompaktzeilenkamera abzutasten. Bei minimiertem Hardwareaufwand kann mit Hilfe eines Einchipmikrorechners, der den Abtastvorgang und die Binärbildauswertung steuert, durch angepaßte Softwarealgorithmen

neben der Ausgabe des Signals für die Positionsabweichung zusätzlich noch eine ausreichende Adaption an sich ändernde Umgebungseinflüsse, wie z. B. an Bewölkungsänderungen, an den Tagesgang u. a., realisiert werden [1]. Durch eine entsprechend veränderte Positionierung der Kompaktkamera und meßproblemangepaßte Software-Verarbeitungsalgorithmen könnten auch andere Prozeßmeßgrößen, wie z. B. der Verlauf des Ährenhori-

zonts, die Pflanzenbestandsdichte, der Durchfluß oder die Menge schüttfähiger, stückartiger Güter sowie inhomogener Flüssigkeiten, die wahre Fahrgeschwindigkeit oder der Fahrweg über Ackerboden u. a., erfaßt und somit bei mobilen Arbeitsgängen andere Prozeßabläufe gesteuert werden. Bei der Entwicklung robuster, zuverlässiger und preisgünstiger Sensoren für den industriellen und landtechnischen Einsatz zeigt sich, daß für die Positionsbestimmung zu