

Tafel 3. Stoffe in Teilegemengen

| Materie 1 (d_1, μ_1) | Materie 2 (d_2, μ_2) | Größenfaktor $d_{1\max}/d_{2\min}$ |
|--------------------------------|---|---------------------------------------|
| Kohle (Hartbraunkohle) | Halbkohle | ≈ 2 |
| Kohle (Hartbraunkohle) | Mergel (Ton) entspr. SiO_2 (Stein) | ≈ 3 |
| Kartoffeln | Lehmkluten | ≈ 4 |
| Glas | Metall (Stahl) | ≈ 13 (Kronenverschluß nicht!) |
| Holz | Metall (Stahl) | > 250 |
| PVC | Stein (SiO_2) | $\approx 1,5$ (Erkennung unsicher) |
| Polystyrol | Stein (SiO_2) | > 50 |
| PVC | Metall (Stahl) | ≈ 25 |
| Polystyrol | Metall (Stahl) | > 50 |
| PVC | Metall (Al) | $\approx 3,5$ |
| Polystyrol | Metall (Al) | > 10 |
| Preßstroh (Tierfutter) | Stein (SiO_2) | ≈ 60 |
| Preßstroh (Tierfutter) | Metall (Stahl) | ≈ 150 |
| Polsterwatte, gepreßt (Lumpen) | Metall (Stahl) | ≈ 110 |
| Polsterwatte, gepreßt (Lumpen) | Stein (SiO_2) | ≈ 50 |

öffnung bewirkt. Dies ist einleuchtend, wenn man berücksichtigt, daß bei teilweiser Abdeckung ja nur ein Teil der Strahlungsenergie geschwächt wird, die durch das Strahleneintrittsfenster zum Strahlungsdetektor gelangt. Der nicht abgedeckte Teil empfängt die ungeschwächte Freiraumstrahlungsintensität, so daß der Strahlungs-

detektor einen geringeren stoffspezifischen Schwächungsfaktor erkennt, d. h., es tritt ein Erkennungsfehler auf. Dieser Erkennungsfehler beruht auf maschinentechnischen Ursachen (ungenauere Teilezuführung), ist also kein Versagen der Funktion der Röntgenstrahlenschranke.

Einen Überblick über Möglichkeiten des Einsatzes der Röntgenstrahlenschranke „Produktanalysator 25112“ als Erkennungseinrichtung gibt Tafel 3.

Zu den in Tafel 3 aufgeführten Materienpaarungen sei festgestellt, daß diese nur als Beispiele anzusehen sind. Schöpft man die Modifizierungsmöglichkeiten der Strahlenschranke durch Variation der entsprechenden Parameter Ortsdosisleistung, Strahlenbündeldurchmesser, Abstand Fokus-Strahlungsdetektor (FKA) voll aus, dürfte das Einsatzspektrum der Schranke wesentlich breiter sein.

Aus den vorangegangenen Darlegungen ergibt sich, daß die Röntgenstrahlenschranke „Produktanalysator 25112“ ein wertvolles Hilfsmittel zur Rationalisierung von berührungslosen Sortiervorgängen bei hohem Teiledurchsatz darstellt. Die hohe Teilefolge von max. 25 Teilen je Sekunde und Kanal ermöglicht z. B. beim Einsatz in der automatischen Trennanlage E 691 des VEB Weimar-Kombinat Landmaschinen für 12 Kanäle einen Rohware-Maximaldurchsatz von 30 t/h in der landwirtschaftlichen Kartoffelproduktion.

Als wesentliches Merkmal für den erzielten Rationalisierungseffekt ist die Einsparung von Arbeitskräften und die technisch exakte Lösung bisher nicht beherrschbarer Aufgaben der Sortier- und Erkennungstechnik bei hoher Arbeitsgeschwindigkeit anzusehen.

5. Zusammenfassung

Der Produktanalysator 25112 ist eine Unterscheidungseinrichtung für Teile unterschiedlicher spezifischer Dichte. Das Erkennungs-

vermögen ist speziell auf die Erkennung von Nutzmaterie (Kartoffeln = Stoff I) und Beimengungen (Erdkluten, Steine = Stoff II) im Erntestromgemenge der landwirtschaftlichen Kartoffelproduktion abgestimmt.

Wegen des angewendeten Prinzips der Röntgendurchstrahlung der Teile ist die Unterscheidung nur von bestimmten Größen möglich. Mit Sicherheit werden Kartoffeln mit 100 mm Maximaldicke noch von den angeführten Beimengungen mit 25 mm Minimaldicke unterschieden. Für die abzusondernden Beimengungen wird ein Steuerimpuls von der Anlage abgegeben, der eventuell zur Betätigung einer Trennmechanik dient.

Die Anlage kann im Dauerbetrieb unter Freiluftklimabedingungen eingesetzt werden.

Literatur

- [1] Stanek/Hartmann: Meßverfahren unter Anwendung ionisierender Strahlung (Handbuch der Meßtechnik in der Betriebskontrolle, Band V). Leipzig: Akad. Verlagsges. Geest u. Portig KG 1969.
- [2] Müller, E. A. W.: Handbuch der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung. München: Oldenburg 1968.
- [3] Schuricht, V.: Strahlenschutzphysik. Berlin: VEB Dt. Verlag der Wissenschaften 1975.
- [4] Netz, V.: Röntgen-Strahlungsschranke Typ 25112 zur Identifizierung von Erntegut. Impuls (1976) H. 4, S. 170—173.
- [5] Brandt, G. A.: Physikalisch-technische Parameter von Röntgenverstärkerfolien und Durchleuchtungsschirmen. Radiologica diagnostica, Band 10 (1969) H. 5.
- [6] „Filtec“-Prospektmaterial. JD-Industrial Dynamics Company Ltd., Torrance, Cal. (USA) 1976.
- [7] Jenkinson, D. E. u. a.: Coal sorting by x-ray transmission. Druckschrift der Firma Gunson's Sortex Ltd., London, England.
- [8] Modell .16 Photometric Sorter. Prospektmaterial der Firmen Rio Tinto and Gold Field Groups and Ore Sorters Canada Ltd., Peterborough, Ontario (Canada) 1975. A 1807

Radiale und tangentielle Elastizitäts- und Dämpfungseigenschaften von Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge

Dipl.-Ing. H. Müller

VEB Traktorenwerk Schönebeck, Betrieb II des VEB Kombinat Fortschritt — Landmaschinen — Neustadt in Sachsen

1. Aufgabenstellung

An landwirtschaftlichen Fahrzeugen sind zwischen Gestell und Fahrbahn größtenteils nur die Reifen als wirksame Federungs- und Dämpfungselemente vorhanden. Deshalb kann beim Einsatz auf verhältnismäßig unebenen Fahrbahnen eine erhebliche Schwingbeanspruchung der Konstruktion auftreten. Zur Ermittlung dieser Schwingbeanspruchung sind theoretische Untersuchungen an Schwingungsmodellen besonders geeignet und durch die Anwendung moderner Rechentechnik einfach möglich.

Zu den wichtigsten Schwingungsparametern der Modelle landwirtschaftlicher Fahrzeuge gehören die radiale und tangentielle Elastizitäts- und Dämpfungseigenschaften der Reifen. In der Literatur sind darüber z. Z. nur unzureichend Angaben vorhanden. Deshalb bestand die Aufgabe, für einige Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge radiale und tangentielle Elastizitäts- und Dämpfungseigenschaften zu bestimmen und analytisch zu formulieren.

Bisher konnten die Deformations- und Spannungszustände im Reifen oder in der Berührungsfäche zwischen Reifen und Fahrbahn theoretisch nicht ausreichend genau ermittelt werden [1][2][3][4]. Zur Bestimmung der gesuchten Reifeneigenschaften sind daher Experimente notwendig [5][6][7].

Für die radialen Federkonstanten gelten nach den veröffentlichten Experimenten folgende Tendenzen:

- Die Federkonstante erhöht sich mit steigendem Überdruck im Reifen.
- Positive Fahrbahnkrümmungen verringern die Federkonstante [5][8][9].
- Gegenüber dem nicht rollenden Reifen fällt beim Übergang auf den rollenden Zustand die Federkonstante ab. Mit erhöhter Rollgeschwindigkeit steigt sie jedoch wieder an [7].
- Durch Radialschwingungen tritt eine Verhärtung auf [7][10][11][12][13]. Die Verhärtung nimmt mit steigender Fre-

quenz [7][10] und fallender Rollgeschwindigkeit zu [7][14].

- In vielen Fällen läßt sich die Federkennung durch eine Gerade nachbilden, d. h., man kann dann bei stückweise konstanten Bedingungen auch stückweise geltende Federkonstanten ermitteln. Diese Betrachtungsweise soll bei der Verwendung des Begriffs Federkonstante stets gelten.
- Die Größe der mittleren Radialbelastung hat auf die Verhärtung nur einen geringen Einfluß [7].

Über tangentielle Federkonstanten sind nur wenig Literaturhinweise bekannt, z. B. in [15][16][17][18]. Tendenzen waren daraus nicht ableitbar.

Für das Lehrsche Dämpfungsmaß D bei Radialschwingungen wird in Veröffentlichungen die Größe 0,05 bis 0,2 angegeben [12][19][20]. Weiterhin ist bekannt, daß bei geringen Fahrgeschwindigkeiten nicht der Dämpfungswiderstand, sondern sein Produkt mit der

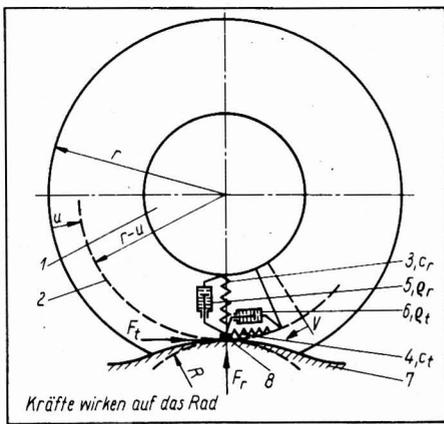


Bild 1. Radmodell mit Kräften am Radaufstandspunkt; 1 Radnabe, 2 wirksamer Radumfang, 3 Radialfeder, 4 Tangentialfeder, 5 Radialdämpfer, 6 Tangentialdämpfer, 7 Fahrbahn, 8 wirksamer Aufstandspunkt, F_r Radialkraft, F_t Tangentialkraft, R Krümmungsradius, r Reifenradius bei Radialkraft Null, u radiale Eindrückung, V tangentielle Verschiebung, c_r radiale Federkonstante, c_t tangentielle Federkonstante, ϱ_r radialer Dämpfungswiderstand, ϱ_t tangentialer Dämpfungswiderstand

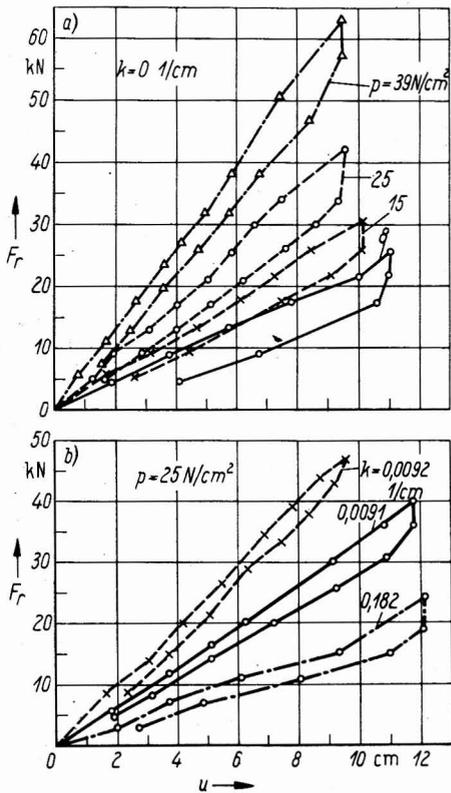


Bild 2. Statische radiale Reifenkennungen (Reifen 7,50-20 AS Front)

Schwingfrequenz eine Konstante bilden [7] [21]. Über das Dämpfungsmaß für Tangential-schwingungen waren nur in [15] Werte von 0,05 bis 0,08 angegeben.

Die Darlegungen zeigen, daß gesonderte experimentelle Untersuchungen an Reifen von landwirtschaftlichen Fahrzeugen notwendig sind. Über derartige Untersuchungen [22], die an den Reifen 7,50-20 AS Front (6 PR, Profil A 11) und 18,4/15-30 AS (8 PR, Profil A 7) auf starrer Fahrbahn durchgeführt wurden, wird im folgenden berichtet.

2. Radmodell und Prüfstand

Bei der Bestimmung von Radparametern ist zunächst das Rad durch ein Modell nachzubilden. Anschließend werden dann für dieses Modell in Abhängigkeit von den Versuchsbedingungen die Modellparameter bestimmt.

Für die vorgesehene Bestimmung der radialen und tangentialen Elastizitäts- und Dämpfungseigenschaften wurde das im Bild 1 dargestellte Modell angewendet. Bei diesem Modell sind zwischen der Radnabe 1 und dem wirksamen Radumfang 2 radial sowie tangential Federn angeordnet. Parallel zu den Federn 3, 4 wirken die Dämpfer 5, 6. Federn und Dämpfer sind am gesamten Radumfang vorhanden.

Die Wirkungen zwischen Rad und Fahrbahn 7 sollen sich im wirksamen Aufstandspunkt 8 konzentrieren. Lediglich Kräfte sollen am Aufstandspunkt vorhanden sein. Wegen dieser Idealisierungen sind dann auch die Federkonstanten c_r , c_t und die Dämpfungswiderstände ϱ_r , ϱ_t auf diesen Punkt zu beziehen.

Die Bestimmung der gesuchten Reifenkennwerte erfolgte mit einem Prüfstand, der das Rad in einer Schwinde aufnahm. Dadurch konnte bei „unbeweglichem“ Radaufstandspunkt die Radnabe entweder radiale oder drehende Bewegungen ausführen.

Die statischen radialen bzw. tangentialen Reifenkennungen wurden aus der gemessenen Radialkraft F_r und der radialen Eindrückung u bzw. aus der Tangentialkraft F_t und der tangentialen Verschiebung V errechnet (Bild 1). Die statischen Federkonstanten ergaben sich durch Ausgleichung der so ermittelten Kennungen.

Die Untersuchung zur Veränderung der statischen radialen Federkonstante infolge von Radialschwingungen erfolgte durch Ausschwingversuche. Ebenfalls durch Ausschwingversuche wurden die radialen und tangentialen Dämpfungswiderstände ermittelt.

3. Radiale Elastizität

Ausgang zur Bestimmung radialer Elastizitätskennwerte waren die statisch ermittelten radialen Reifenkennungen. Einige dieser Kennungen zeigt Bild 2. Im oberen Teil des Bildes tritt bei konstanter Fahrbahnkrümmung k der Überdruck p im Reifen als Parameter auf, im unteren Bildteil ist es umgekehrt. Die dargestellten Kennungen sind für die untersuchten Reifen typisch. Sie bestätigen die Angaben nach [5], daß selbst bei großen Fahrbahnkrümmungen der Kurvenverlauf nur schwach nichtlinear ist. Folglich läßt sich die radiale statische Elastizität bei konstanten Bedingungen durch eine radiale statische Federkonstante $c_{r \text{ stat}}$ angenähert wiedergeben.

Zur Berechnung dieser Federkonstanten aus den Reifenkennungen wurde folgende Ausgleichskurve angewendet:

$$F_r = c_{r \text{ stat}} u + c_2 \quad (1)$$

Die darin enthaltene Größe c_2 soll besonders eine mögliche Nullpunktverschiebung bei den Versuchen erfassen.

Trägt man die errechnete statische Federkonstante $c_{r \text{ stat}}$ in Abhängigkeit vom Überdruck p im Reifen auf (Bild 3), so zeigt sich mit der Fahrbahnkrümmung k als Parameter eine etwa lineare Abhängigkeit. Für eine erneute Ausgleichung bei konstanter Fahrbahnkrümmung wurde deshalb folgender Ansatz gewählt:

$$c_{r \text{ stat}} = c_3 p + c_4 \quad (2)$$

Der Verlauf der ermittelten Ausgleichskurven ist ebenfalls im Bild 3 eingetragen.

Eine bezogene Darstellung von Federkonstanten entsteht, wenn als Abszisse das Verhältnis

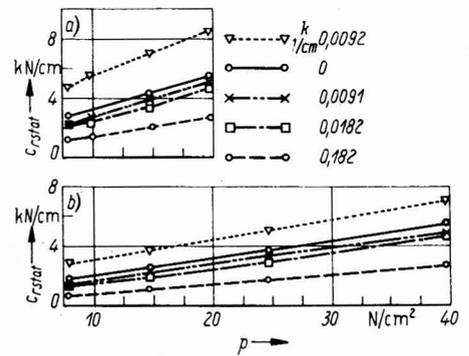


Bild 3. Statische radiale Federkonstanten; a) Reifen 18,4/15-30 AS b) Reifen 7,50-20 AS-Front

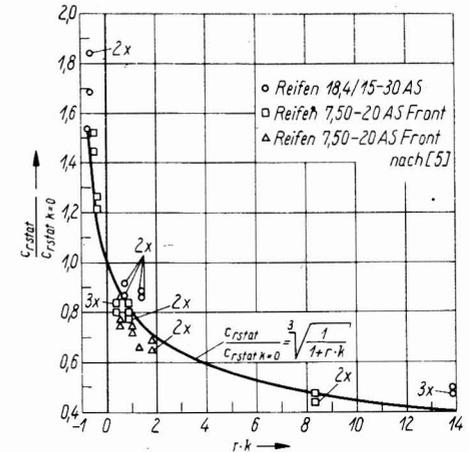


Bild 4. Bezogene statische radiale Federkonstanten

von Reifenradius r zum Krümmungsradius R der Fahrbahn und als Ordinate das Verhältnis von statischer Federkonstante bei beliebiger Fahrbahnkrümmung ($c_{r \text{ stat}}$) zur statischen Federkonstante bei der Krümmung Null ($c_{r \text{ stat } k=0}$) gewählt wird. Die erzielten Ergebnisse sind im Bild 4 dargestellt. Sie zeigen, daß sich die experimentellen Werte durch die Kurve

$$\frac{c_{r \text{ stat}}}{c_{r \text{ stat } k=0}} = \sqrt[3]{\frac{1}{1+r \cdot k}} \quad (3)$$

gut annähern lassen. Dabei wurde in dieser Gleichung $1/R$ durch k ersetzt.

Weiterhin war der Einfluß der Schwingfrequenz auf die radiale Federkonstante zu ermitteln. Für die durchgeführten Ausschwingversuche wurde dabei angenommen, daß auch die dynamische Reifenkennlinie linear ist. Diese Annahme fand durch die ermittelten, annähernd konstanten Eigenfrequenzen bei unterschiedlichen Amplituden ihre Bestätigung. Lediglich bei kleinen Amplituden trat die bereits in [5] [9] genannte geringfügige Erhöhung der Eigenfrequenz auf.

Die Ergebnisse der Untersuchungen des Frequenzeinflusses an nicht rollenden Reifen zeigt Bild 5. Darin sind in Abhängigkeit von der Schwingfrequenz f , vom Überdruck p im Reifen und vom Reifentyp die Verhältnisse von dynamischer und statischer Federkonstante (Frequenzverhärtungsfaktor $c_{r \text{ dyn}} / c_{r \text{ stat}}$) eingezeichnet. Man erkennt, daß mit steigender Frequenz und fallendem Überdruck im Reifen die Verhärtung ansteigt. Sie ist vom Reifentyp

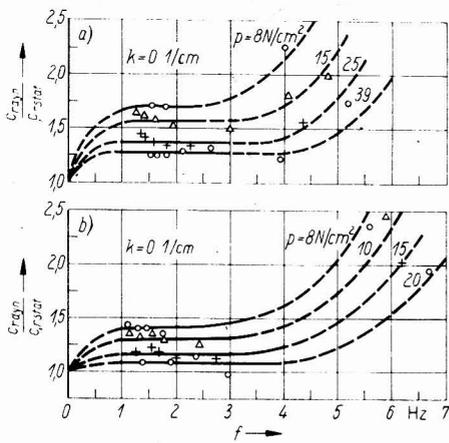


Bild 5. Verhältnisse zwischen dynamischen und statischen radialen Federkonstanten; a) Reifen 7,50-20 AS Front b) Reifen 18,4/15-30 AS

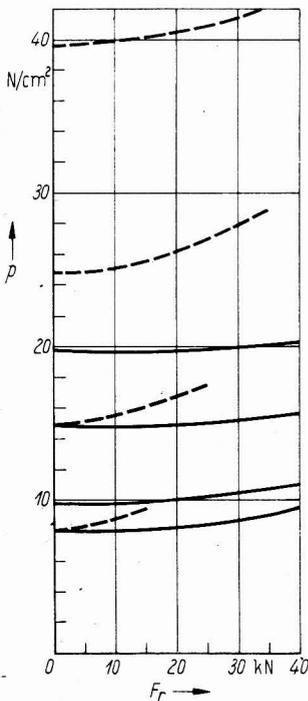


Bild 6. Einfluß der Radialkraft auf den Reifeninnendruck; — Reifen 18,4/15-30 AS - - - - - Reifen 7,50-20 AS Front

abhängig und bestätigt in der Tendenz die Untersuchungen nach (7) an Pkw-Reifen. Der Einfluß des Rollens des Reifens auf die radiale Federkonstante konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht werden. Trotzdem wird diese Wirkung in der analytischen Formulierung formell im „Einflußfaktor der Rollgeschwindigkeit“ c_1 berücksichtigt. Will man die radiale dynamische Federkonstante unter Berücksichtigung der bisher genannten Einflüsse mathematisch formulieren, so eignet sich dazu der Ansatz

$$c_r = c_{r,dyn} \sqrt[3]{\frac{1}{1+r \cdot k}} \quad (4)$$

Dabei ist $c_{r,dyn}$ die auf der Ebene wirkende dynamische Federkonstante

$$c_{r,dyn} = c_{r,stat,k=0} \cdot c_1 \cdot \left(\frac{c_{r,dyn}}{c_{r,stat,k=0}} \right) \quad (5)$$

Bei der Anwendung der Gleichungen (4) und (5) wird angenommen, daß der Einflußfaktor der Frequenz und des Rollens von der Fahrbahnkrümmung unabhängig ist. Weiterhin ist zu beachten, daß die Reifeninnendrucke bei einer Radialkraft von Null gemessen wurden. Ist bei Experimenten diese Voraussetzung nicht erfüllbar, so besteht mit Bild 6 die Möglichkeit, eine Korrektur vorzunehmen.

4. Tangentiale Elastizität

Zunächst waren durch Vorversuche die auf die tangentielle Elastizität wirkenden Haupteinflüsse zu ermitteln. Dabei ergaben sich für die statische tangentielle Federkennung des Radmodells nach Bild 1:

- Die Federkennung läßt sich durch eine Ausgleichskurve der Form $F_t = c_{t,stat} v + c_5$ (6) annähern. $c_{t,stat}$ ist die statische Federkonstante, c_5 erfaßt die bei Messungen mögliche Nullpunktverschiebung.
- Eine kleiner werdende Fahrbahnkrümmung und eine größer werdende Radialkraft vergrößern die Federkonstante.
- Mit steigendem Reifeninnendruck wird die Federkonstante ebenfalls erhöht.

Aufgrund der Vorversuche wurde in Abhängigkeit von Fahrbahnkrümmung, Radialkraft und Überdruck im Reifen die experimentelle Bestimmung tangentialer Federkennungen notwendig. Dabei konnte im Rahmen dieser Arbeit nur der statische Zustand untersucht werden. Um den ebenfalls zu erwartenden Einfluß der Frequenz näherungsweise zu berücksichtigen, wird vorgeschlagen, bis zum Vorliegen von entsprechenden Versuchsergebnissen auch hier den Frequenzverhärtungsfaktor der radialen Federkonstanten anzuwenden.

Einige Beispiele experimentell ermittelter statischer tangentialer Reifenkennungen sind im Bild 7 dargestellt. Als Parameter tritt in diesem Bild die Fahrbahnkrümmung auf. Der Kurvenverlauf ist charakteristisch für alle Kennungen und zeigt, daß die tangentielle Reifenelektizität durch die Ausgleichskurve (6) angenähert werden kann.

In einer weiteren Untersuchung wurde der Einfluß des Überdrucks im Reifen auf die Federkonstante betrachtet. Dabei ergab sich, daß die tangentielle Federkonstante etwa linear mit dem Druck ansteigt. Im Bild 8 sind Ergebnisse zusammengestellt, die für eine Bezugsnormalkraft $F_{r,bez}$ auf der Ebene gelten und somit tangentielle statische Bezugsfederkonstanten $c_{t,bez}$ darstellen. Außerdem sind in diesem Bild die dazugehörigen Ausgleichskurven

$$c_{t,bez} = c_6 p + c_7 \quad (7)$$

eingetragen. Zu beachten ist dabei, daß der Innendruck im Reifen wiederum ohne Radnormalkraft gemessen wurde.

Weitere Untersuchungen befaßten sich mit dem Einfluß der Fahrbahnkrümmung auf die tangentielle Federkonstante. Sie ergaben, daß man die experimentell ermittelten Werte gut einordnen konnte, wenn als Abszisse wiederum das Verhältnis vom Reifenradius r zum Krümmungsradius R der Fahrbahn und als Ordinate bezogene Federkonstanten gewählt wurden. Dabei war eine bezogene Federkonstante das Verhältnis von einer beliebigen Federkonstante und der Bezugsfederkonstante nach Bild 8.

Die Ergebnisse dieser Untersuchung für den Reifen 7,50-20 AS Front enthält Bild 9. Daraus und aus weiteren Untersuchungen wurde die Schlußfolgerung gezogen, daß zwischen Radnormalkraft und Federkonstante angenäherte Proportionalität besteht. Weiterhin war aus den

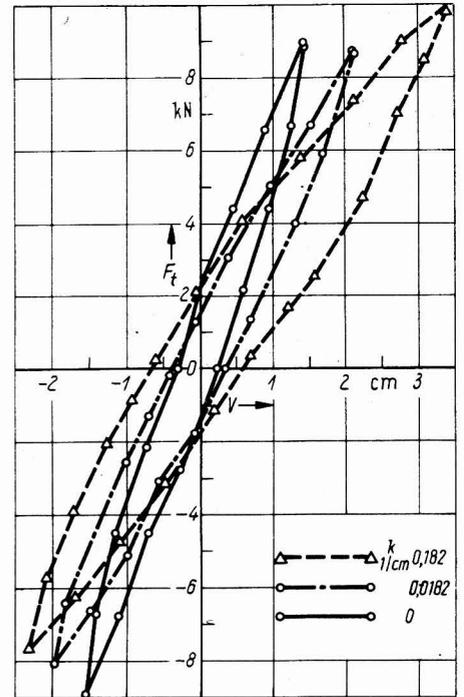


Bild 7. Statische tangentielle Reifenkennungen; Reifen 18,4/15-30 AS, $p = 10 \text{ N/cm}^2$, $F_r = 19,6 \text{ kN}$

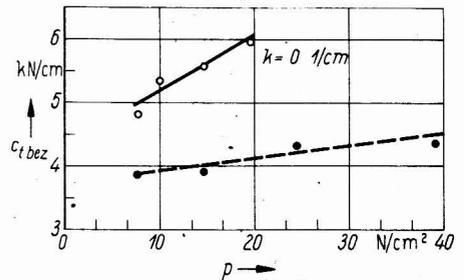


Bild 8. Tangentielle statische Bezugsfederkonstanten; —; o Reifen 18,4/15-30 AS ($F_{r,bez} = 19,6 \text{ kN}$) - - - - -; ● Reifen 7,50-20 AS Front ($F_{r,bez} = 9,8 \text{ kN}$)

Analysen zu erkennen, daß der Einfluß der Fahrbahnkrümmung mit dem tendenziellen Inhalt von Gleichung (3) nicht ausreichend dargestellt wird. Ein weiterer Ansatz zur Berücksichtigung dieses Einflusses wurde notwendig. Damit ergab sich als analytische Formulierung der tangentialen dynamischen Federkonstanten der Produktsatz

$$c_r = \frac{c_{t,dyn}}{1} \sqrt[3]{\frac{1}{1+r \cdot k} \left[1 + c_8 \left[(r \cdot k - c_9)^2 - c_9^2 \right] \right]} \cdot \underbrace{\left[1 + c_{10} \left(\frac{F_r}{F_{r,bez}} - 1 \right) \right]}_3 \quad (8)$$

Dabei ist Term 1

$$c_{t,dyn} = c_{t,bez} \left(\frac{c_{dyn}}{c_{stat,k=0}} \right) \quad (9)$$

eine dynamische Bezugsfederkonstante auf der Ebene.

Term 2 erfaßt den Einfluß der Fahrbahnkrümmung. In diesem Term entspricht der erste Teil der Gleichung (3). Der zweite Teil ist eine

quadratische Parabel und stellt ein Korrekturglied dar. Für c_9 könnte in diesem Glied etwa der Wert 20 gewählt werden, um die Wirkung des ersten Teils von Term 2 im praktisch interessierenden Bereich für $r \cdot k$ nicht umzukehren.

Term 3 berücksichtigt die angenommene proportionale Wirkung der Radnormalkraft. Die durch eine Ausgleichsrechnung bestimmten Konstanten c_8 und c_{10} von Gleichung (8) sowie die gewählten Bezugsnormalkräfte $F_{r\text{ bez}}$ sind in Tafel 1 angegeben.

Die ermittelten Konstanten c_8 und c_{10} zeigen in Verbindung mit Gleichung (8), daß bei beiden Reifen der Krümmungseinfluß nicht stark voneinander abweicht, während der Einfluß der Normalkraft beim Reifen 7,50-20 AS Front etwa zehnmal so groß ist wie beim Reifen 18,4/15-30 AS.

Im Bild 9 ist für einige Radnormalkräfte F_r als Parameter der Verlauf von Gleichung (8) eingetragen. Man sieht, daß die Meßergebnisse ausreichend erfaßt werden.

5. Dämpfungen

Zur Charakterisierung der Reifendämpfung waren die radialen und tangentialen Dämpfungswiderstände experimentell zu bestimmen. Als Einflußgrößen sollten dabei die Schwingfrequenz, der Innendruck im Reifen und die Fahrbahnkrümmung berücksichtigt werden. Eine Untersuchung des Rolleinflusses konnte nicht erfolgen.

Zunächst wurde in diesem Komplex untersucht, ob bei den betrachteten Reifen die in der Literatur allgemein angenommene geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskraft ebenfalls auftritt. Zu diesem Zweck wurden die bei den Ausschwingversuchen erhaltenen Amplituden in Abhängigkeit von der Amplitudennummer halblogarithmisch dargestellt. Die Punkte ließen sich gut durch eine Gerade annähern. Somit ist die Annahme einer geschwindigkeitsproportionalen Dämpfungskraft berechtigt.

Weitere Untersuchungen bestätigen den in [5] genannten geringfügigen Abfall des Dämpfungswiderstands mit steigender Fahrbahnkrümmung. Ein Abfall des radialen Dämpfungswiderstands ϱ_r mit steigender Schwingfrequenz f konnte ebenfalls eindeutig nachgewiesen werden. Diese Tendenz deutet sich auch bei den tangentialen Dämpfungswiderständen ϱ_t an. Ein eindeutiger Einfluß des Reifeninnendrucks auf die Dämpfungswiderstände war bei konstanter Schwingfrequenz nicht feststellbar.

Sämtliche gemessene Dämpfungswiderstände ϱ sind in Abhängigkeit von der Schwingfrequenz f und der Bewegungsart (radial, tangential) in den Bildern 10 und 11 eingetragen. Jeder Punkt ist der Mittelwert aus drei bis zehn Einzelmessungen.

Zur Ausgleichung der Meßergebnisse wurde der folgende Ansatz angewendet:

$$\rho = \frac{d}{f} \quad (10)$$

Tafel 1. Faktoren zur Bestimmung der tangentialen Federkonstanten nach Gleichung (8)

| Reifentyp | c_8 | c_{10} | $F_{r\text{ bez}}$ |
|------------------|-----------------------|----------|--------------------|
| 18,4/15-30 AS | $-1,08 \cdot 10^3$ | 0,0185 | 19,6 |
| 7,50-20 AS Front | $-1,78 \cdot 10^{-3}$ | 0,164 | 9,8 |

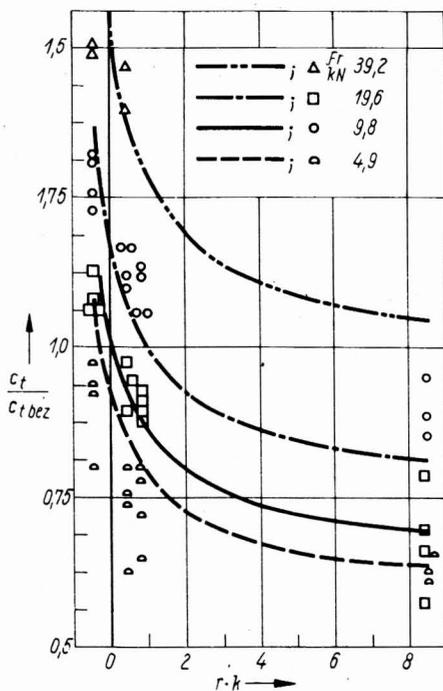


Bild 9. Belegte statische tangentialen Federkonstanten des Reifens 7,50-20 AS Front

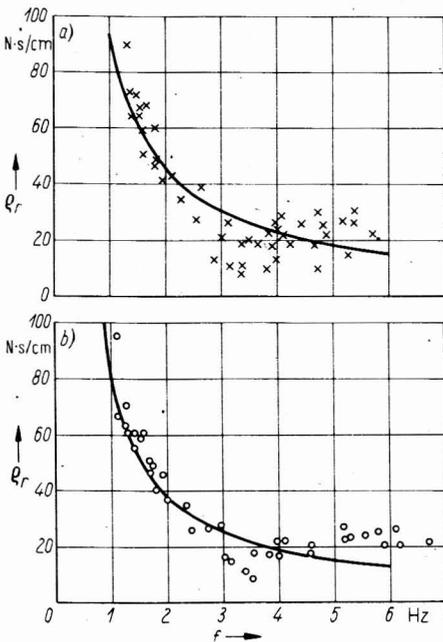


Bild 10. Radiale Dämpfungswiderstände:
a) Reifen 7,50-20 AS Front ($\varrho_t = 92/f$)
b) Reifen 18,4/15-30 AS ($\varrho = 80/f$)

Die Größen der berechneten Konstanten d sowie der dazugehörige Kurvenverlauf sind ebenfalls den Bildern 10 und 11 zu entnehmen.

Bild 10 zeigt, daß der Verlauf der radialen Dämpfungswiderstände ϱ_r bis zu Frequenzen von 5 Hz gut durch Gleichung (10) wiedergegeben wird. Nicht sicher ist, ob der gewählte Ansatz auch für wesentlich höhere Frequenzen gilt.

6. Zusammenfassung

Für ein Radmodell mit radial sowie tangential angeordneten Federn und Dämpfern wurden die

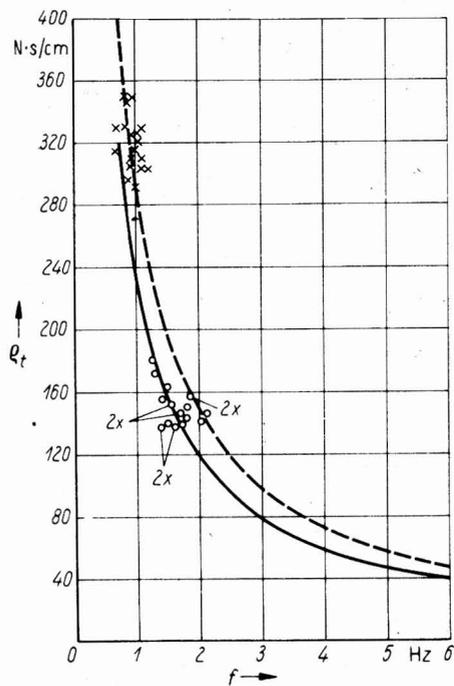


Bild 11. Tangentiale Dämpfungswiderstände:
— o Reifen 18,4/15-30 AS ($\varrho_t = 237/f$)
- - - x Reifen 7,50-20 AS Front ($\varrho_t = 294/f$)

in der Radebene wirkenden radialen sowie tangentialen Federkonstanten und Dämpfungswiderstände experimentell bestimmt. Untersucht wurden die Reifen 7,50-20 AS Front und 18,4/15-30 AS. Die Versuchsergebnisse zeigten:

- Die radialen und tangentialen Federkennungen sind hinreichend genau linear. Ihr Anstieg (Federkonstante) wächst mit steigendem Reifeninnendruck, mit fallender Fahrbahnkrümmung und mit steigender Schwingfrequenz. Der Anstieg der tangentialen Federkennung erhöht sich außerdem mit steigender Radialkraft.
- Auf der Grundlage der Versuchsergebnisse ließen sich stückweise geltende Federkonstanten mathematisch formulieren. In die Formulierung gingen alle o. g. Einflüsse ein. Bei den radialen Federkonstanten fand weiterhin der aus der Literatur bekannte Abfall beim Übergang auf den rollenden Zustand Berücksichtigung.
- Die Dämpfungswiderstände sind der Schwingfrequenz umgekehrt proportional, während zwischen Dämpferkräften und Schwinggeschwindigkeit Proportionalität besteht.

Literatur

- [1] Schuring, D.: Prediction of Wheel Performance on Soft and Rigid Ground. Proceedings of the First International Conference on Vehicle Mechanics. 16. bis 18. Juli 1968, S. 385—403.
- [2] Gerresheim, M.; Hussmann, A. W.: Kräfte und Bewegungen in der Aufstandsfläche geradeausrollender Reifen. ATZ 77 (1975) H. 6, S. 165—169.
- [3] Farlopulus, C.: Untersuchungen über die Gleitbewegung in Reifenaufstandsflächen. TU Braunschweig, Dissertation 1971.

- [4] Böhm, F.: Zur Statik und Dynamik des Gürtelreifens. ATZ 69 (1967) H. 8, S. 255—261.
- [5] Hlawitschka, E.: Federungs- und Dämpfungsverhalten von Reifen auf gekrümmten Aufstandsflächen. Dt. Agrartechnik 21 (1971) H. 2, S. 72—75.
- [6] Hofmann, K.; Müller, H.: Vertikal- und Horizontalkräfte an luftbereiften Rädern beim Überfahren von Hindernissen. agrartechnik 24 (1974) H. 3, S. 148—151.
- [7] Hahn, W.D.: Die Federungs- und Dämpfungseigenschaften von Luftreifen bei vertikaler Wechsellast. TU Hannover, Dissertation 1972.
- [8] Krempel, G.: Untersuchungen an Kraftfahrzeugreifen. ATZ 69 (1967) H. 1, S. 1—7.
- [9] Marquard, E.: Schwingungsdynamik des schnellen Straßenfahrzeuges. Essen: Verlag W. Girardet 1952.
- [10] Matthews, J.: Ride Comfort for Tractor Operators. J. Agric. Engn. Res. 10 (1965) S. 93—108.
- [11] Raney; Liljedahl; Cohen: The Dynamic Behavior of Farm Tractors. Transactions of the ASAE 4 (1961) S. 215—218, 221.
- [12] Schilling, E.: Experimentelle und schwingungstheoretische Ermittlung von Kräften an selbstfahrenden Mähreschern zur Verbesserung ihres Entwurfes und ihrer Konstruktion. VDI-Fortschritt-Bericht, Reihe 14, Nr. 13, VDI-Verlag 1970.
- [13] Thomson, L.J.: Dynamic Motion Response of Agricultural Tires. ASAE Paper Nr. 70—148 (Juli 1970).
- [14] Sharon, I.: Untersuchungen über die Schwingungseigenschaften großvolumiger Niederdruckreifen. TU Berlin, Dissertation 1975.
- [15] Coenenberg, H. H.: Zum Verhalten der Kupplung im Schleppertriebwerk. TH Braunschweig, Dissertation 1962.
- [16] Derbaremdiker, A.D.: Opređenje žestkosti i neuprugogo soprotivlenija sily okružnom napravlenii (Bestimmung der Starrheit und der nichtelastischen Gegenkraft des Reifens in Drehrichtung). Avtomobil'naja promyslenn. (1970) H. 1, S. 24—25.
- [17] Jacenko, N. N.; Schupljakov, W. S.: Peremennaja nagruženost' transmissii avtomobilja (Die veränderliche Getriebebelastung eines Kraftfahrzeuges). Avtomobil'naja promyslenn. (1969) H. 5, S. 15—18.
- [18] Sonnen, F.J.: Über den Einfluß von Form und Länge der Aufstandsfläche auf die Zugfähigkeit und den Rollwiderstand von AS-Reifen. TU Braunschweig, Dissertation 1969.
- [19] Mitschke; Beermann; Helms: Fahrsicherheit und Straßenschonung von ungefederten Fahrzeugen. Dt. Kraftfahrtforschung, H. 208.
- [20] Lazebay, H. A.: Osnovnye konstruktivnye parametry, vlijajuščie na plavnost' choda zernogo kombajna (Die wichtigsten Konstruktionsparameter, die auf eine stoßarme Fahrweise des Mähreschers Einfluß ausüben). Traktory i sel'chozmašiny 41 (1971) H. 4, S. 25—27.
- [21] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Springer-Verlag 1972.
- [22] Müller, H.: Beitrag zur rechnerischen Ermittlung von Belastungen in Tragwerken landwirtschaftlicher Fahrzeuge beim Überfahren großer Fahrbahnebenen. TU Dresden, eingereichte Dissertationsschrift 1976. A 1493

Landtechnische Dissertationen

Am 16. Februar 1977 verteidigte Dipl.-Ing. Lothar Voß an der Technischen Universität Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik, erfolgreich seine Dissertation zum Thema

„Untersuchungen über die Wirkung von Durchsatzschwankungen auf die Arbeitsweise von Schlagleistendrescheinrichtungen“

Gutachter: Prof. (em.) Dr.-Ing. Dr.-Ing. E. h. W. Gruner, TU Dresden
Dozent Dr.-Ing. H. Regge, TU Dresden
Dr.-Ing. K. Ulrich, VEB Kombinat Fortschritt — Landmaschinen — Neustadt in Sachsen.

Die Beschickung des Dreschwerks weist im Feldeinsatz ein instationäres Verhalten auf und bietet Reserven zur weiteren Leistungssteigerung des Mähreschers. Mit Hilfe einer stationären Versuchsanlage wird der Einfluß des Durchsatzes, des Ungleichförmigkeitsgrades, der Periodenlänge und der Zuführungsgeschwindigkeit auf das Druschergebnis und den Energieaufwand beim Getreidedrusch mit einer Schlagleistendrescheinrichtung eingehend untersucht. Nachgewiesen wird, daß der Ungleichförmigkeitsgrad des Druschgutflusses die Haupteinflußgröße der Zielfunktion des Dreschprozesses ist. Dabei spielen die natürlichen Schwankungen der Bestandsdichte eine untergeordnete Rolle. Die eigentlichen Reserven zur Leistungssteigerung des Dreschwerks sind in der Unvollkommenheit der Zuführorgane zum Dreschwerk zu suchen.

Am 13. April 1977 verteidigte Dipl.-Ing. Reinhold Dworek an der Technischen Universität Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik, erfolgreich seine Dissertation zum Thema

„Untersuchungen zur Senkung der Verluste und zur Verbesserung der Häcksellängenzusammensetzung des Erntegutes am Feldhäcksler bei der Getreideganzpflanzenernte“

Gutachter: Prof. Dr. agr. habil. R. Thurm, TU Dresden
Dozent Dr.-Ing. H. Regge, TU Dresden
Dr.-Ing. K. Ulrich, VEB Kombinat Fortschritt — Landmaschinen — Neustadt in Sachsen.

Die 'Getreideganzpflanzenernte ist ein neues Einsatzgebiet für den Feldhäcksler. Am Feldfutterschneidwerk, am Zuführsystem des Häckselaggregats und bei der Beladung der Transportfahrzeuge treten Ernteverluste auf, die die Arbeitsqualität der Erntemaschine negativ beeinflussen. Die Ernteverluste am Feldfutterschneidwerk und am Zuführsystem des Häckselaggregats wurden in Abhängigkeit von den Betriebs- und Konstruktionsparametern untersucht. Die Ermittlung der Beladeverluste erfolgte in Abhängigkeit vom Füllungsgrad des Transportfahrzeugs, vom Abstand zwischen Erntemaschine und Transportfahrzeug und von der Einstellung der Übergabeeinrichtung des Feldhäckslers. Im Ergebnis wurden Maßnahmen zur Senkung der Ernteverluste und Grundlagen für die Weiterentwicklung der Feldhäcksler erarbeitet.

Für die Trocknung und Pelletierung ist Erntegut mit einem hohen Anteil an Kurzhäcksel notwendig. Die Untersuchungen zeigten, daß die Häcksellängenzusammensetzung des Erntegutes hauptsächlich vom Verschleißzustand der Schneidorgane bestimmt wird. Zur Messung des Verschleißes wurde eine direkte Methode erarbeitet, die eine Messung ohne Demontage

der Schneidorgane ermöglichte. Abschließend werden Maßnahmen zur Senkung des Verschleißes der Schneidorgane und zur Verbesserung der Häcksellängenzusammensetzung aufgezeigt.

Am 15. Juni 1977 verteidigte Dipl.-Ing. Noel León Rovira an der Technischen Universität Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik, erfolgreich seine Dissertation zum Thema

„Beitrag zur pneumatischen Abscheidung von Beimengungen aus Zuckerrohrhäcksel unter Berücksichtigung der pneumatischen Förderung in einer Zuckerrohrerntemaschine“

Gutachter: Prof. (em.) Dr.-Ing. Dr.-Ing. E. h. W. Gruner, TU Dresden
Dozent Dr.-Ing. H. Regge, TU Dresden
Dozent Dr. sc. techn. H. Buhrke, TU Dresden
Dr.-Ing. K. Kromholz, VEB Kombinat Fortschritt — Landmaschinen — Neustadt in Sachsen.

In der Mechanisierung der Zuckerrohrernte gewinnen die pneumatischen Förder- und Trennorgane zunehmend an Bedeutung, da sie den mechanischen Wirkprinzipien überlegen sind.

Für die kombinierte Förderung und Gemischtrennung in einer Luftströmung werden die aerodynamischen Eigenschaften der Komponenten des Zuckerrohrhäcksel eingehend untersucht. Die theoretisch-experimentellen Entwicklungsarbeiten führen zu einer pneumatischen Förderstrecke mit einem Rotationswindsichter, die mit ihren Leistungsparametern den zukünftigen agrotechnischen Forderungen selbstfahrender Zuckerrohrerntemaschinen gerecht werden. AK 1781