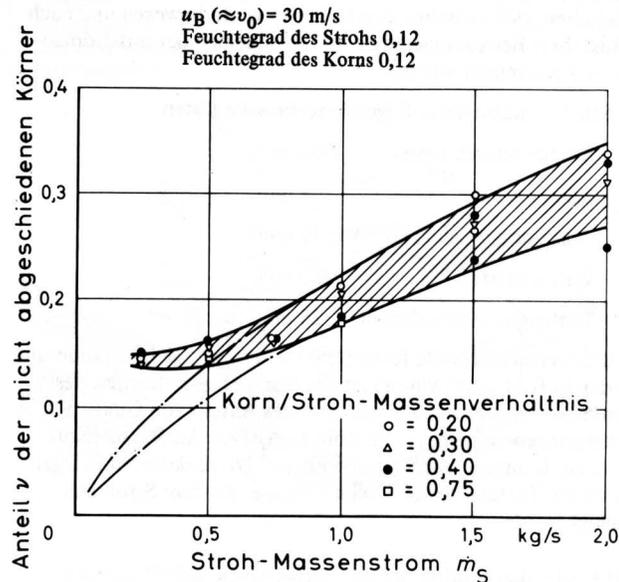


Bild 6. Einfluß des Korn/Stroh-Massenverhältnisses und des Stroh-Massenstromes \dot{m}_S auf den Trennerfolg einer Scheiben-Trennwalze.



Eine weitere Versuchsreihe sollte den Einfluß des Kornanteils auf den Trennerfolg feststellen. Nach den in **Bild 6** dargestellten Ergebnissen ist ein solcher Einfluß jedoch nicht mit Sicherheit nachweisbar.

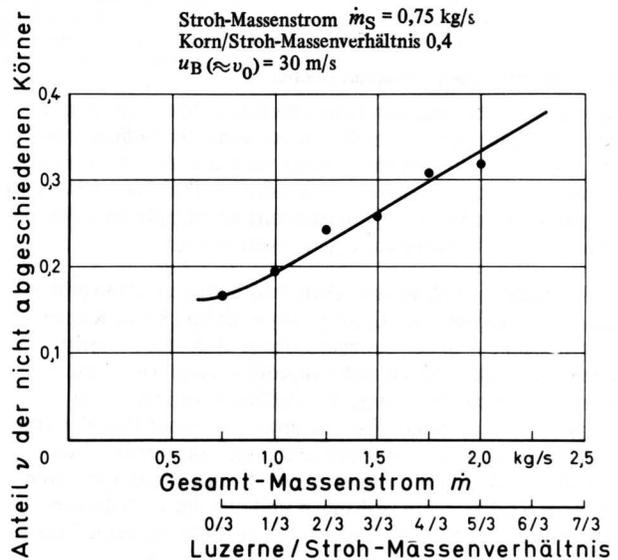
Die Versuche mit Grüngutbeimengung, **Bild 7**, ließen erkennen, daß selbst bei blattrreichem und sehr feuchtem Fremdbesatz die Abscheidung nicht anders beeinflußt wird als bei der Bearbeitung von trockenem Stroh, vgl. **Bild 5**.

4. Zusammenfassung

In dem Bestreben, die große Empfindlichkeit des Mährescher-Hordenschüttlers gegenüber feldbedingten Einflußgrößen herabzusetzen, wie auch die Nachteile zu vermindern, die sich aus dem großen Raumbedarf dieses Trennelementes ergeben, wurde die Wirkungsweise einer Trenneinrichtung in Form eines Rechenrostes untersucht. Es konnte nachgewiesen werden, daß ein frei angeströmter starrer Rechenrost die gestellte Aufgabe nur bedingt erfüllt, da die Trennkraft wie auch der Materialfluß – und damit die Durchlässigkeit des Strohes für die Körner – sehr weitgehend von der Reibungszahl des Strohes gegen die Trennfläche abhängen; diese kann sich aber im Feldbetrieb in einem weiten Bereich bewegen. Wird jedoch der Strohstrom unmittelbar nach der Umlen-

Bild 7. Trennerfolg einer Scheiben-Trennwalze bei einer Beaufschlagung mit einem Gemenge aus frischer Luzerne, Weizenstroh und Weizenkörnern.

Dem konstanten Stroh-Massenstrom wurde eine veränderliche Menge Luzerne beigegeben.



kung auf einer Geschwindigkeit gehalten, die mindestens der Auftreffgeschwindigkeit entspricht, und sorgt man dafür, daß der Gemengestrom in dünner Schicht auf die Trennfläche trifft, so läßt sich eine sichere Trennung von Körnern und Stroh erreichen. Ein hiernach als rotierende Scheibenwalze ausgeführter Rechen zeigte in Laborversuchen sehr günstige Trenneigenschaften, die zu der Annahme berechtigen, daß auf diese Weise eine wesentliche Verbesserung herkömmlicher Mährescher zu erzielen ist, zumal die Scheibenwalze in der beschriebenen Form gleichzeitig die Aufgabe der Strohleittrommel übernehmen kann. Durch Hintereinanderschalten mehrerer Scheibenwalzen wäre u.U. eine Trennwirkung möglich, die einen Schüttler erübrigen würde.

Schrifttum

- [1] *Bublik, S.P.*: Opređenje Osnovnych Parametrov Processa Separacii Grubogo Vorocka. (Bestimmung der Grundparameter des Trennprozesses in Getreidedreschmaschinen; Orig. russ.). *Mechanizacija i Elektrifikacija* (1963) Nr. 2, S. 15/17.
- [2] *Baader, W., u. H. Meier*: Untersuchungen an rechenartigen Elementen zum Trennen von Korn und Stroh (unveröffentlicht). Gottmadingen: Maschinenfabrik Fahr AG 1965.

DK 631.372:621-752

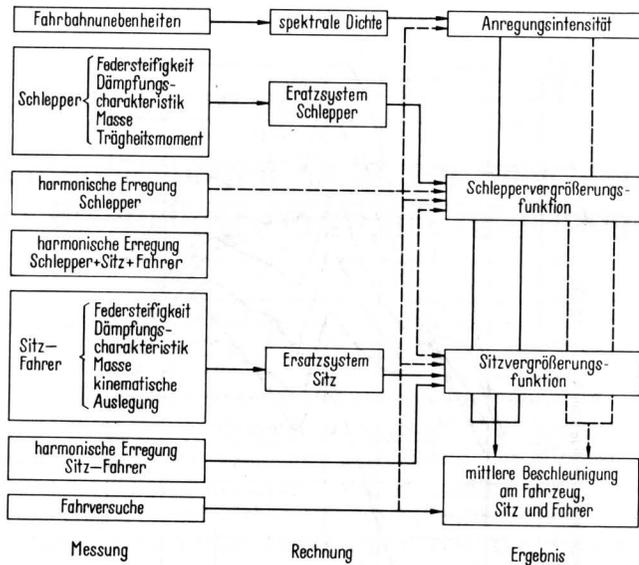
Ein Beitrag zur Verbesserung des Fahrkomforts auf Ackerschleppern

Die Eigenschaften der Fahrbahnen (spektrale Dichte ihrer Unebenheiten), der Fahrzeuge und Sitze (Vergrößerungsfunktionen) sowie eines neuartigen Regelsystems werden ermittelt, um Wege zur Minderung der Schwingungen am Fahrer aufzufinden.

Da Ackerschlepper mit ungefederten Achsen ausgerüstet sind und besonders schlechte und unebene Fahrbahnen befahren müssen, ist die Schädigungsgefahr für Fahrer und Maschine entsprechend groß. Außer dem zwangserregten Schwingungssystem Schlepper – Sitz – Fahrer werden die schwingungserregenden Unebenheiten der Fahrbahnen als Ausgangspunkt rechnerisch und experimentell analysiert. Die Untersuchung von Abhängigkeiten verschiedener Einflußfaktoren und die Verknüpfung von Wechselbeziehungen, wie in **Bild 1** gezeigt, werden vorgenommen, um Aussagen im vorerwähnten Sinne zu ermöglichen.

Reihe 14 Nr. 8 der Fortschr.-Ber. VDI-Z, gibt den vollen Wortlaut der Arbeit als Manuskript gedruckt wieder. 141 Seiten, 159 Bilder, Preis 35,- DM. Bestellungen an die VDI-Verlag GmbH, 4 Düsseldorf 1, Postfach 1139. Kein Artikel des Buchhandels.

Bild 1. Ermittlung der mittleren Schwingbeschleunigungen am Sitz. In der Arbeit beschrittene Wege sind durch ausgezogene Verbindungslinien, weitere sinnvolle Wege durch gestrichelte Linien aufgezeigt.



Die Fahrbahnen enthalten in ihrem Längsprofil Unebenheiten, deren Wellenlängen und Amplituden statistisch verteilt sind. Diese Unebenheiten verursachen bei den Fahrzeugen erzwungene Schwingungen. Um diese Fahrzeugschwingungen analysieren zu können, müssen die Auswirkungen der Störschwingungen auf das Fahrzeug in Abhängigkeit von ihrer Frequenz bekannt sein. Das System schwingt mit der Frequenz des Störanteils, jedoch mit Phasenverschiebung. Die Amplituden sind durch eine frequenzabhängige Beziehung miteinander verknüpft. Hieraus kann man unmittelbar die mittleren Beschleunigungen als Funktion der Frequenz bestimmen.

Die Unebenheiten der landwirtschaftlichen Fahrbahnen wurden mit Hilfe eines geodätischen Vermessungsverfahrens erfasst. Zum Ermitteln der von der bezogenen Kreisfrequenz Ω abhängenden spektralen Dichte Φ der Fahrbahnunebenheiten diente ein Digitalrechner. Für die untersuchten Fahrbahnen (Landstraßen mit Schwarzdecke, Feldwege, Äcker in mehreren Pflegezuständen) ergaben sich sehr unterschiedliche Werte für die spektrale Dichte Φ . Es zeigte sich, daß Φ mit der bezogenen Frequenz F exponentiell abfällt. Die Gleichung

$$\Phi/\Phi_0 = 10^b (F_0/F)^a \quad (1)$$

gibt den allgemeinen Zusammenhang zwischen der spektralen Dichte und der Frequenz wieder. Hierin sind Φ_0 sowie F_0 zwei Konstante und b ein dimensionsloser Faktor für den Fahrbahnzustand, der einen Wert von etwa -1 (Landstraßen) bis ca. $+2$ (sehr rauhe Äcker) annehmen kann. Der dimensionslose Wert a gibt die Steigung der Funktionsgeraden $\Phi = f(F)$ in der doppelt-logarithmischen Aufzeichnung an; er ist ein Maß für die Gewichtung der verschiedenen Frequenzen.

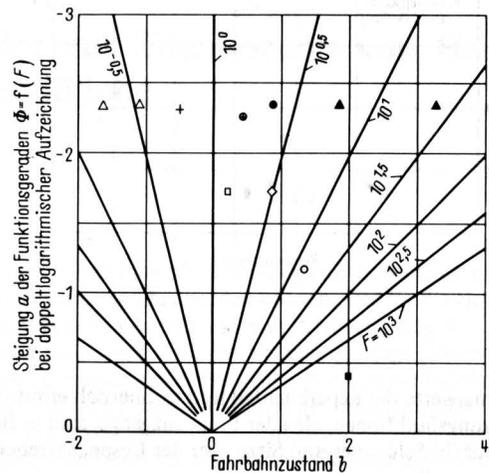
Diese für landwirtschaftliche Fahrbahnen ermittelte Beziehung fügt sich gut in die Ergebnisse der Vermessung militärischer und ziviler Fahrbahnen ein, Bild 2. Auffallend ist, daß für alle Fahrbahnen, die sich unter der Belastung natürlichen Fahrzeugverkehrs herausgebildet haben, das gleiche Steigungsmaß a festzustellen ist. Für diese Fahrbahnen kann vereinfachend geschrieben werden

$$\Phi/\Phi_0 = 10^b (F_0/F)^{2,3} \quad (2)$$

Fahrbahnen, die zwischenzeitlich anderweitig bearbeitet werden (pflügen, ernten, einebnen usw.), zeigen ein anderes Steigungsmaß. Bei ihnen sind die relativ kurzwelligen Unebenheiten mehr vertreten, die kennzeichnende Gerade verläuft flacher: a nimmt kleine Werte an.

Bild 2. Die Veränderlichen a und b verschiedener Fahrbaharten.

- + Landstraße mit Schwarzdecke
 - ⊙ mittlerer Feldweg
 - Stoppfeld (Erbsen)
 - Sturzacker
 - Weide
 - ◇ Wiese, Furchensohle
 - Acker mit periodischen Unebenheiten
 - △ Flugzeuglandebahn (gut, schlecht)
 - ▲ USA-Versuchsgelände
- Weitere Erklärungen im Text

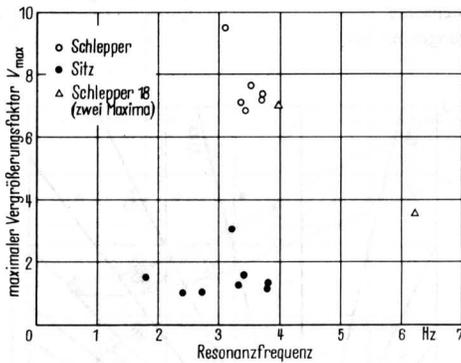


Bei der theoretischen Behandlung des Fahrzeugs diente als Ersatzmodell ein aus zwei Massen (Fahrzeugrumpf, Sitz – Mensch) bestehendes Schwingungssystem mit drei Freiheitsgraden (Hub- und Nickbewegung des Fahrzeugs, vertikale Hubbewegung der Ersatzmasse „Sitz – Mensch“).

Voruntersuchungen dienten zum Ermitteln zahlreicher Kenngrößen (z.B. des Radstandes, der Lage des Schwerpunkts, der Masse, des Massenträgheitsmoments um die horizontale Querachse, der statischen Federkennlinie und der Dämpfung der Reifen) für eine repräsentative Anzahl von Ackerschleppern. Das Ergebnis zeigt das Maß der Streuung einzelner Kenngrößen bei den verschiedenen Schlepperarten; außerdem ergaben sich Hinweise darüber, inwieweit man die Kenngrößen ändern kann, um z.B. einen guten Fahrkomfort zu erzielen.

In bezug auf die Konstruktion des Sitzes und besonders seiner Anlenkung an den Schlepper ist die Gestaltungsfreiheit größer als bei der des Fahrzeugs. Die Eigenschaften und der Aufbau von acht unterschiedlichen Sitzen – die man z.Z. hinsichtlich ihres Fahrkomforts am günstigsten beurteilt – wurden untersucht. Aus den für diese Sitze bestimmten Feder- und Dämpferkennlinien ergaben sich unter Berücksichtigung ihres kinematischen Aufbaus die Sitzcharakteristiken. Die Gegenüberstellung der hieraus errechneten idealisierten Frequenzgänge und der im Versuch tatsächlich ermittelten zeigt, daß einige Sitze schwingungstechnisch ungünstig konstruiert sind. Außer der bekannten Tatsache, daß die Sitzresonanzfrequenz möglichst weit unter der des Schleppers liegen muß, um eine gute Abstimmung erreichen zu können, ergaben sich wesentliche Gesichtspunkte für die Gestaltung von Sitzkinematik, -federung und -dämpfung. Der verfügbare Sitzhub muß groß sein, Endanschläge oder eine progressive Federkennung sind zu vermeiden. Dagegen beeinflußt eine degressive Kennung den Resonanzbereich günstig. Man sollte eine möglichst symmetrische Dämpfung wählen (gleiche Wirkung beim Auf- und Abspringen). Die Dämpferwirkung darf nur durch Flüssigkeitsreibung entstehen, da die trockene Reibung insbesondere das Schwingungsverhalten sehr ungünstig beeinflusst. Beträchtliche Anteile dieser Coulombschen Reibung wurden in den heutigen Sitzkonstruktionen festgestellt. Diese Reibungsart ist für einen guten Sitz absolut ungeeignet, zumal zuverlässige Dämpfungskonstanten auf diese Art nur mit unverhältnismäßig großem Aufwand erzielbar sind.

Bild 3. Resonanzspitzen der untersuchten Schlepper und Sitze.



Die Maximalwerte der experimentell und rechnerisch ermittelten Vergrößerungsfunktionen, also der Frequenzgänge, sind in **Bild 3** für eine Anzahl Schlepper und Sitze über der Resonanzfrequenz zusammengestellt.

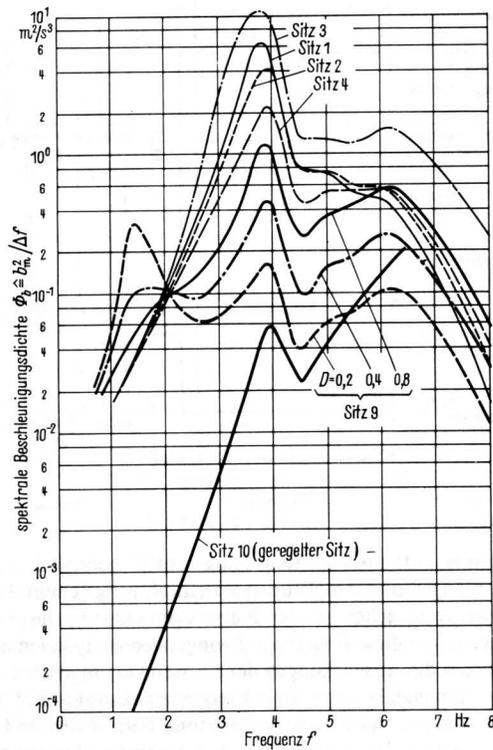
Aus der rechnerischen Untersuchung geht hervor, daß Änderungen am Ackerschlepper bzw. Abwandlungen seiner Konzeption – die technisch und konstruktiv möglich und vertretbar sind – keine wesentlichen Verbesserungen hinsichtlich des Fahrkomforts bringen können. Anzustreben wären in erster Linie die Abfederung des Fahrzeugumpfes oder eine erheblich größere Dämpfung durch die Reifen; beides ist jedoch aus funktionellen bzw. konstruktiven Gründen nicht möglich. Anders sieht das Untersuchungsergebnis für die Fahrzeugsitze selbst aus. Bei diesen läßt sich durch eine zweckentsprechende Gestaltung eine beträchtliche Minderung der Schwingbeschleunigungen des Fahrers erreichen. Als isolierendes Glied in der Kette „Fahrbahn – Fahrzeug – Sitz – Mensch“ darf die Resonanzfrequenz des Sitzes (vereinfacht mit dem Menschen als Hauptmasse) nicht mehr als rd. 2 Hz betragen. Diese Resonanz muß somit erheblich kleiner als die des Schleppers (3,5 bis 4 Hz) und die im Menschen (größer als rd. 4 Hz) sein. Der Sitzhub sollte mindestens 100 mm betragen (anzustreben sind 150 mm).

Die Amplituden der Schwingungen, die sich beim Fahren des Schleppers auf den Menschen übertragen, kann man durch geeignetes Bemessen der herkömmlichen Federung und Dämpfung des Sitzes erheblich verkleinern. Es ist jedoch nicht denkbar, daß auf diese Weise eine stets ausreichende Schwingungsisolierung erreichbar ist. Deshalb wurden andere Möglichkeiten zur Verbesserung des Fahrkomforts gesucht.

Zu diesem Zweck wurde ein elektrohydraulischer Regelkreis erprobt, der die Lage eines Hydraulikkolbens, auf dem der Sitz mit dem Fahrer ruht, auf ein konstantes Höhenniveau regelt; hierbei steuern die meßtechnisch erfaßten, auf ein Nullniveau bezogenen Regelabweichungen ein Servoventil. Die Vertikalbewegungen des Fahrzeugs können mit diesem Sitz vom Fahrer ferngehalten werden, so daß er absolut nahezu in Ruhe verharren kann. Die Schwierigkeiten bestehen darin, den niedrigen Frequenzen zu folgen, da sonst der Sitzhub nicht ausreicht. Das eigentliche Problem ist jedoch, den Regelkreis so schnell wirkend auszugleichen, daß die Regelung auch bei hohen Frequenzen zu hin-

Bild 4. Das Beschleunigungsspektrum einiger Sitze.

Der geregelte Sitz 10 im Vergleich zu üblichen Ausführungen (Sitz 1 bis 4) und einer Optimalkonstruktion (Sitz 9) mit herkömmlichem Prinzip und unterschiedlicher Dämpfung ($D = 0,8; 0,4; 0,2$)



reichend befriedigenden Ergebnissen führt. In Versuchsreihen wurden verschiedene Einflußparameter untersucht, wie Ölvorlaufdruck, Empfindlichkeit des Stellventils, Fahrer Masse, Art der Regelgröße, Festlegung des Bezugsniveaus usw. Bei der vorliegenden Versuchskonstruktion, die aus den derzeit verfügbaren Elementen mit der geringsten Trägheit aufgebaut wurde, ließ sich mit günstiger Konstellation der Einflußgrößen ein Frequenzgang erreichen, wie ihn **Bild 4** zeigt.

Bei Frequenzen unter rd. 5 Hz waren die Amplituden der Sitzschwingungen kleiner als bei Sitzen, die mit herkömmlichen Mitteln optimal abgestützt sind. Gegenüber handelsüblichen gefedernten Sitzen beträgt diese Grenzfrequenz fast 7 Hz, d.h. im gesamten kritischen Bereich um 3 bis 5 Hz liegt hier bereits eine Verbesserung vor. Bei höheren Frequenzen machen sich die Trägheiten des Regelsystems nachteilig bemerkbar. Durch konstruktive und regelungstechnische Verfeinerungen infolge Weiterentwicklung der Hydraulikelemente dürften aber noch Verbesserungen erreichbar sein.

Die aufgezeigten Zusammenhänge und Erkenntnisse der Arbeit ermöglichen es, Fahrzeugsitze zu konzipieren, die einen wesentlich größeren Fahrkomfort bieten als die bisher bekannten Konstruktionen, so daß man damit auch die zu erwartenden Prüf- und Unfallvorschriften leicht einhalten kann. Darüber hinaus ist es möglich, mit dem untersuchten Regelkreis einen Weg für zukünftige Lösungen aufzuzeigen.

Gaggenau

Dr.-Ing. Jürgen Otto Wendeborn