

Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT
FACHGEMEINSCHAFT LANDMASCHINEN IM VDMA
MAX EYTH-GESELLSCHAFT ZUR FÖRDERUNG DER LANDTECHNIK

Heft 1/1953

MÜNCHEN

3. JAHRGANG

Dr.-Ing. Max Haack:

Über die günstigste Gestaltung der Schleppersitzfederung bei luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse

Institut für Schlepperforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode

Der Verfasser des folgenden Beitrags hat am Institut für Schlepperforschung Untersuchungen über die günstigste Gestaltung der Schleppersitzfederung durchgeführt und seine Ergebnisse in seiner Dissertation „Messungen an der Sitzfederung luftbereifter Ackerschlepper mit ungefederter, starrer Hinterachse“ niedergelegt. Die wichtigsten Abschnitte dieser Arbeit sind hier wiedergegeben. Redaktion

Das Verhalten der Schleppersitzfederung beim Überfahren von Hindernissen ist ein schwingungstechnisches Problem. Seine rechnerische Behandlung und die Durchführung von vergleichenden Messungen setzen voraus, daß Klarheit über die Erfäßbarkeit des Schwingempfindens des Schlepperfahrers in Maß und Zahl besteht.

A. Das Schwingempfinden des Menschen im Hinblick auf die Schwingbeanspruchung des Schlepperfahrers

Umfangreiche Forschungsarbeiten der letzten drei Jahrzehnte haben genügend Material zusammengetragen, mittels dessen sich heute Festlegungen mit guter Sicherheit treffen lassen. Auf diese Arbeiten selbst soll hier nicht näher eingegangen werden, da dies geschlossen an anderer Stelle geschehen wird [1]. Es kann jedoch als gesichert hingenommen werden, daß bei starken Fahrzeugschütterungen für den Frequenzbereich von 1 bis 6 Hz der Ruck, die zeitliche Änderung der Schwingbeschleunigung, und für den Bereich von 6 bis 20 Hz die Schwingbeschleunigung selbst ein Ausdruck der Schwingempfindungsstärke sind. Bei Frequenzen über 20 Hz muß dagegen die Schwinggeschwindigkeit als Vergleichsmaßstab herangezogen werden.

Von den erwähnten drei Empfindungsbereichen ist bei Untersuchungen an Fahrzeugfederungen das Gebiet von 1 bis 6 Hz das wesentlichste, da infolge der üblichen Feder- und Reifenresonanz nur hier die größten Beanspruchungen auftreten können.

Um rechnerische Untersuchungen einigermaßen durchführbar zu machen, setzt man voraus, daß der Schwingungsverlauf eine reine Sinuskurve sei. Mit dieser Voraussetzung wird die Schwingweite allein der bestimmende Faktor für die Größtwerte von Schwinggeschwindigkeit, Schwingbeschleunigung und Ruck, so daß sich der Rechnungsgang auf die Ermittlung der zu erwartenden Schwingweiten in dem vorliegenden Frequenzbereich beschränkt. Auch bei vergleichenden Messungen geht man oft von der gleichen Überlegung aus, was jedoch leicht zu Fehlschlüssen führen kann, wie noch gezeigt wird.

B. Rechnerische Untersuchung des Problems als schwingungstechnische Aufgabe

Zur schwingungstechnischen Durchrechnung des vorliegenden Problems ist zuerst ein vereinfachendes, aber doch möglichst treffendes Ersatzschema für das gesamte Schwingungssystem

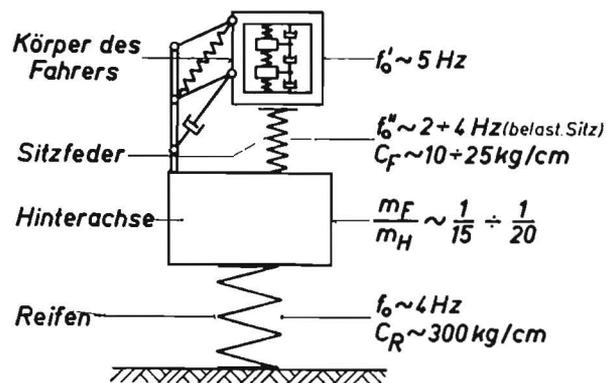


Abb. 1: Ersatzschema für menschlichen Körper auf luftbereifter Schlepperhinterachse

aufzustellen. Dies könnte im vorliegenden Fall bei Berücksichtigung des Menschen als eines schwingenden Gebildes nach Abbildung 1 dargestellt werden.

Man ersieht daraus, daß ein sehr kompliziertes Schwingungsgebilde angenommen werden müßte, wenn man den vorliegenden Verhältnissen weitestmöglich entsprechen will. Berücksichtigt man jedoch die für das Schwingempfinden des Menschen bestehenden Grenzwerte bei den einzelnen Frequenzgebieten, so läßt sich das Ersatzschema in der Weise vereinfachen, daß man den Schlepperfahrer vorerst als starre Masse annimmt. Hiernach läßt sich mit Abbildung 2 ein wesentlich ver-

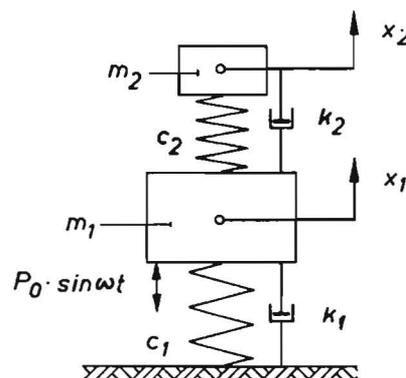


Abb. 2: Ersatzschema für starren Fahrerkörper auf luftbereifter Schlepperhinterachse

einfachtes Ersatzschema bei folgenden Festsetzungen aufstellen:

1. Die Masse des Schlepperfahrers soll starr und durch die Sitzfederung mit der Schlepperhinterachse verbunden sein.

2. Die Werkstoffdämpfung des Reifens sei geschwindigkeitsabhängig und entspreche einer hydraulischen Dämpfung.

3. Die erregende Kraft erfolge rein sinusförmig; der Schlepper springe nicht.

Somit kann man die Schwingungsgleichungen für die Bewegungen der beiden Schwingungssysteme wie folgt ansetzen:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + c_2 (x_1 - x_2) + k_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 x_1 = P_0 \sin \omega t$$

$$\text{und } m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) + k_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0.$$

Beide Gleichungen, als komplexe Ausdrücke geschrieben, ergeben:

$$-m_1 \cdot \omega^2 \cdot x_1 + c_1 \cdot \dot{x}_1 + c_2 (x_1 - x_2) + i\omega k_2 (x_1 - x_2) + i\omega k_1 \cdot x_1 = P_0$$

$$\text{und } -m_2 \omega^2 \cdot x_2 + c_2 (x_2 - x_1) + i\omega k_2 (x_2 - x_1) = 0.$$

Da die Bewegung x_2 (Fahrschwingung) interessiert, wird durch Einsetzen der unteren Gleichung nach x_2 aufgelöst. Nach einigen Umformungen kommt man unter Anwendung der Vektorrechnung zu nachstehender Lösung:

$$\frac{x_2}{P_0} = \sqrt{\frac{c_2^2 + \omega^2 k_2^2}{[(m_1 \omega^2 - c_1)(m_2 \omega^2 - c_2) - c_2 m_2 \omega^2 - \omega^2 k_1 k_2]^2 + \omega^2 [k_2 (-m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2 + c_1) - k_1 (m_2 \omega^2 - c_2)]^2}}$$

Um diese Gleichung leichter auswertbar zu machen, werden folgende Verhältnisse eingesetzt:

1. Massenverhältnis $\mu = \frac{m_2}{m_1}$

2. Frequenzverhältnis $\nu = \frac{\nu_1}{\nu_2}$

wobei $\nu_1 = \sqrt{\frac{c_1}{m_1}}$ Eigenkreisfrequenz des Systems Schlepper/Reifen

$\nu_2 = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}}$ Eigenkreisfrequenz des Systems Fahrer/Sitzfeder

3. Abstimmung $w = \frac{\omega}{\nu_1}$

4. Dämpfungsverhältnis $D = \frac{k}{2m\nu}$

5. statische Federeinsenkung $x_{1st} = \frac{P_0}{c_1}$

6. statische Federlast $P_0 = G_1 + G_2$

Hiermit findet man:

$$\frac{x_2}{x_{1st}} = \sqrt{\frac{\nu^4 + 4w^2 D_2^2}{[(w^2 - 1)(w^2 - \nu^2) - \mu \nu^2 w^2 - 4w^2 D_1 D_2]^2 + 4w^2 [D_2 (-w^2 - \mu w^2 + 1) + D_1 (-w^2 + \nu^2)]^2}}$$

Für den Fall der ungedämpften Schwingung ($D = 0$) vereinfacht sich die Gleichung zu:

$$\frac{x_2}{x_{1st}} = \sqrt{\frac{\nu^4}{[(w^2 - 1) \cdot (w^2 - \nu^2) - \mu \nu^2 \cdot w^2]^2}}$$

Es finden sich dabei die Unendlichkeitsstellen aus der Bedingung

$$(w^2 - 1) \cdot (w^2 - \nu^2) - \mu \nu^2 \cdot w^2 = 0$$

Die oben ermittelte Gleichung ist unter Einsetzen der praktisch vorkommenden Grenzwerte für

$$\mu = 1/10 \text{ und } 1/20$$

$$\nu = 1,8/4 \text{ und } 3,5/4$$

$$D_1 = D_2 = 0 \text{ und } 0,2$$

$$\text{und } f_R = 4 \text{ Hz (Reifenfederung)}$$

in Abbildung 3 graphisch dargestellt.

Mit der Annahme des Nichtvorhandenseins einer Dämpfung finden sich jeweils zwei Unendlichkeitsstellen, hervorgerufen durch die Eigenfrequenz des Federungssystems Fahrer/Sitzfeder und Schlepperhinterachse/Reifen. Dieser Kurvenverlauf interessiert nur als Grenzfall. In der Praxis ist immer die Werkstoffdämpfung des Gummireifens in beachtlicher Höhe vorhanden (nach E. F. Göbel [2] ist mit $D_1 \sim 0,2$ zu rechnen). Daneben liegen auch für das Federungssystem Fahrer/Sitzfeder infolge der Werkstoffdämpfung der Sitzfeder und der dämpfend wirkenden Muskelarbeit des Fahrers ähnliche Verhältnisse vor, so daß ebenfalls hierfür mit großer Näherung $D_2 \sim 0,2$ angesetzt werden kann. Somit ist es berechtigt, die Dämpfung beider Systeme in gleicher Höhe anzunehmen. Der sich hiermit ergebende Kurvenverlauf kommt den wirklichen Verhältnissen am nächsten und soll daher allein als Diskussionsgrundlage betrachtet werden. Bei der Voraussetzung, daß die Sitzfederkonstante sich entsprechend dem Fahrgewicht für eine gleichbleibende Eigenkreisfrequenz des Sitzes vorstellen ließe ($\nu = \text{konst.}$), zeigt sich kein wesentlicher Einfluß des Massenverhältnisses.

Der Einfluß des Frequenzverhältnisses ν ist dagegen erheblich. Die niedrigste Sitzfrequenz (weichste Feder), die gerade noch konstruktiv, insbesondere im Hinblick auf die Betätigung der Bedienungshebel, möglich ist, ergibt immer noch eine so feste Kopplung der beiden Schwingungssysteme, daß eine Verminderung des Schwingausschlages innerhalb der wesentlichsten Fahrfrequenzen nicht auftritt.

Aus der abgeleiteten Gleichung wurde nochmals besonders der Einfluß des Frequenzverhältnisses ν in Abbildung 4 untersucht:

Geht man von der niedrigsten Sitzeigenfrequenz aus, die noch konstruktiv möglich ist, und macht man die Sitzfederung immer härter, so daß die Sitzeigenfrequenz von 0,4 bis 1,0 der Reifeneigenfrequenz steigt, erhält man im Falle der Übereinstimmung beider Frequenzen eine rund fünffache Vergrößerung der Sitzbewegung gegenüber der Bodenerhebung. Geht man noch weiter, so wandern die Resonanzspitzen nach rechts und nehmen dabei wieder an Höhe ab. Die Grenzlage ist die starre Verbindung des Schleppersitzes mit der Schlepperhinterachse, wobei sich nur eine 2,5fache Vergrößerung des Schwingausschlages ergibt.

Es läßt sich somit aussagen, daß eine Sitzfederung mit einem Frequenzverhältnis $\nu > 0,6$ immer größere Maxima der Schwingungsausschläge hat als ein federloser Sitz. In dem

Senken der Federweichheit ist man, wie bereits erwähnt, aus baulichen und bedienungsmäßigen Gründen bei $\nu = 0,4$ an der unteren Grenze. So findet man aus dieser Darstellung als günstigstes Frequenzverhältnis $\nu \approx 0,5$, d. h. Sitzeigenfrequenzen von rund 2 Hz bei Hinterachsfrequenzen von rund 4 Hz.

Als weiteres ergibt sich folgende Abhängigkeit:

Wird die Eigenfrequenz des Systems Hinterachse/Reifen durch Einführung weicherer Reifen gesenkt, z. B. auf 3 Hz, so müßte auch zum Erreichen günstiger Bedingungen die Sitzeigenfrequenz entsprechend $\nu \sim 0,5$ auf rund 1,5 Hz herabgesetzt werden. Für diesen Fall wären demnach alle Sitze mit einer Eigenfrequenz über $3 \cdot 0,6 = 1,8$ Hz ungünstiger als ein starrer Sitz.

All diesen Folgerungen muß man jedoch hinzufügen, daß die wirkliche Schwingbewegung bei weitem nicht sinusförmig verläuft, sondern als sogenannte Wurf- oder Schüttelschwin-

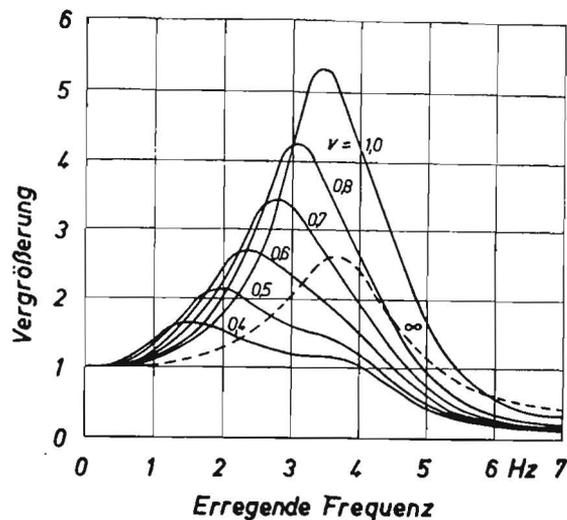
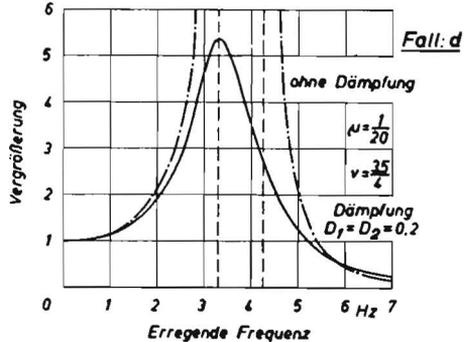
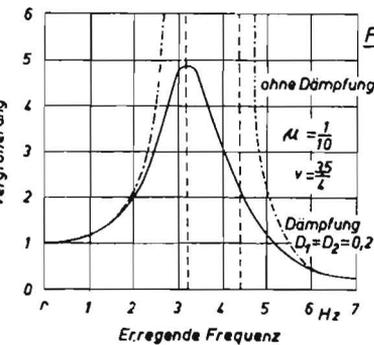
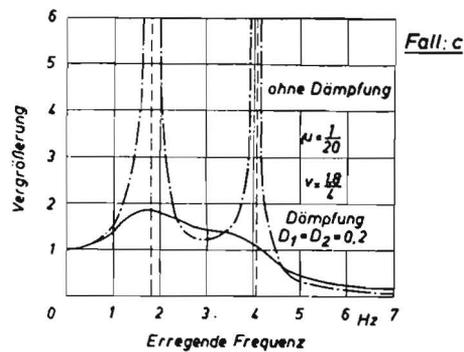
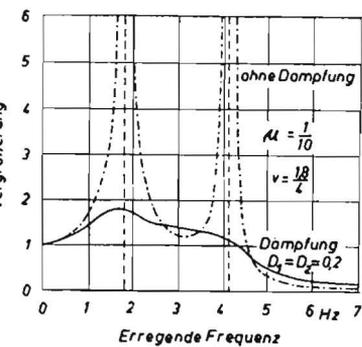


Abb. 4: Resonanzkurven der Sitzfeder bei verschiedenem Frequenzverhältnis

← Abb. 3: Resonanzkurven der Sitzfeder bei $\mu = 1/10$ und $1/20$; $\nu = 1,84$ und $3,54$; $D = 0$ und $0,2$

gung eine pseudoharmonische Bewegung darstellt, wie sie Abbildung 5 wiedergibt.

Bei einem solchen Vorgang ist die Beschleunigungskurve infolge des stärkeren Einflusses der höheren Harmonischen kein Abbild der Wegkurve. Hinzu kommt noch, daß der Fahrer mit seinen Arm- und Beinmuskeln jeder größeren Wurfbewegung verschieden stark dämpfend entgegenwirkt. Auch treten durch das Abheben vom Sitz und das nachfolgende Wiederaufsetzen Stoßvorgänge auf. Diese können noch wesentlich verstärkt werden durch den Nebenvorgang, daß die Eigenschwingungen des leeren Sitzes rund dreimal so schnell wie die des belasteten Sitzes verlaufen; dabei können Wurf-

Eine meßtechnische Nachprüfung der Federungsgüte zur Bestätigung der aufgestellten Forderungen wurde an 14 verschiedenen Schleppersitzen durchgeführt.

C. Eigene meßtechnische Untersuchungen über die Federungsgüte von Schleppersitzen

I. Zweck und Verfahren

Zweck der Messungen war es, speziell die Schwingungsvorgänge der Hinterachse und des Fahrersitzes von Ackerschleppern mit ungefederter starrer Hinterachse aufzunehmen und mit dem so gefundenen Material die Ergebnisse der rechnerischen Behandlung der Vorgänge zu überprüfen.

Es lag nahe, für die Sitzuntersuchungen einen Schütteltisch zu benutzen. Hiervon wurde jedoch abgesehen, da mit einem Schütteltisch die wirklichen Schwingbewegungen (Wurfschwingungen) nur unvollkommen nachgebildet werden können. Dazu kommt, daß vom Fahrer infolge des Fehlens des Fahrgefühls Reflexbewegungen unterbleiben, die bei der Bildung der Schwingempfindung einen nicht zu vernachlässigenden Einfluß haben.

Nachdem entschieden war, daß die Messungen am Schlepper im Fahrbetrieb durchgeführt werden sollten, war noch zu klären, wie weit die Schwingbeanspruchung des Fahrers von der Art des Schleppermotors (liegend, stehend, langsam laufend, schnell laufend) und von der Lage des Schleppersitzes (vor oder hinter der Hinterachse) beeinflusst wird. Hierzu ist zu sagen, daß die Motorschwingungen nur einen spürbaren Einfluß haben können, wenn sie im Hinblick auf die höchste Eigenfrequenz der beiden Schwingungssysteme (Fahrer/Sitzfeder und Hinterachse/Reifen) eine erregende Frequenz unter $1,5 \times 4 = 6$ Hz haben. Dies wäre bei einer Motordrehzahl unter 360 U/min der Fall. Solche langsam laufenden Motoren werden aber heute nicht mehr gebaut. Nur einige Motoren können bei stark gedrosselter Leerlaufdrehzahl (250—350 U/min) das Schwingungssystem Schlepperhinterachse/Reifen zur Resonanz bringen, was auch häufig zu beobachten ist. Für den Fahrbetrieb hat dies jedoch keine Bedeutung, da dann bei voller Motordrehzahl die Erregerfrequenzen des Motors zu hoch liegen, um die vertikalen Sitzschwingungen noch zu beeinflussen. Beachtenswert sind jedoch die horizontalen Schwingungen des liegenden Motors, da diese kaum vom Fahrer ferngehalten werden können.

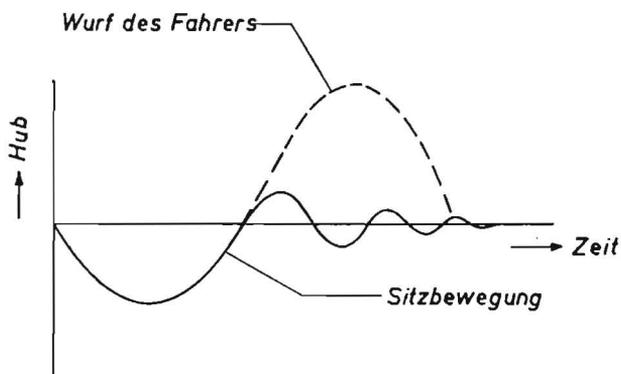


Abb. 5: Wurfswingungen des Schlepperfahrers

und Sitzbewegung im ungünstigsten Falle entgegengesetzt erfolgen. Das läßt bei ungepolsterten Sitzschalen Beschleunigungsspitzen erwarten, die stärker als die Schwingweite das Schwingempfinden beeinflussen.

Aus den obigen theoretischen Überlegungen lassen sich zwei wesentliche Forderungen für die günstigste Gestaltung der Sitzfederung aufstellen:

1. Die Sitzfederung soll in ihrer Eigenfrequenz etwa halb so groß sein wie die Hinterachsfederung.
2. Die Sitzschale soll gut ausgepolstert und von geringer Masse sein, um die Stoßbeanspruchungen des Fahrers beim Wiederaufsetzen auf den Sitz so gering wie möglich zu halten. Dazu muß das freie Ausschwingen des leeren Sitzes weitestgehend gedämpft sein (Schwingungsdämpfer, Werkstoffdämpfung).

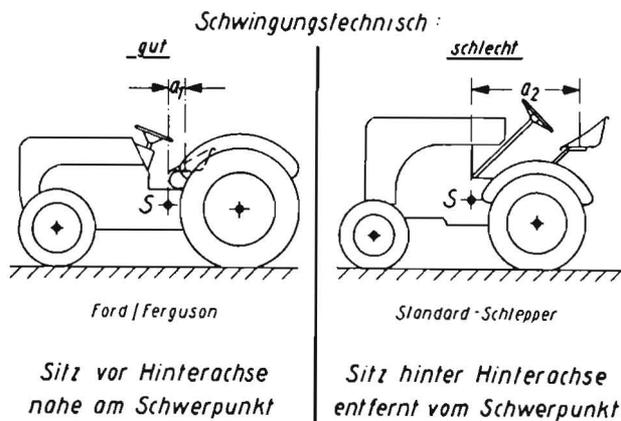


Abb. 6: Beurteilung der Sitzlage hinsichtlich Nickschwingungen

Die Klärung dieser Frage mußte jedoch infolge meßtechnischer Schwierigkeiten einer besonderen Versuchsreihe vorbehalten bleiben, über die getrennt berichtet wird. Die vorliegenden Untersuchungen befassen sich daher nur mit den Fahrzeugschwingungen, die von der Fahrbahn verursacht werden.

Die ideale Lage des Sitzes (vor oder hinter der Hinterachse) wäre am günstigsten im Schwingungsknoten. Dieser liegt nach Forschungsarbeiten von Lehr [3] u. a. unmittelbar unterhalb des Schwerpunktes. Somit führen die in der Schwerlinie liegenden Punkte die geringsten Nickschwingungen aus.

Beim Ford- und Ferguson-Schlepper ist die obige Forderung konstruktiv weitgehend berücksichtigt. Die Verlegung des Sitzes in die Nähe des Schwerpunktes war bei diesen Schleppern möglich, da hier nur Anbaugeräte vorgesehen sind, die mit dem hydraulischen Krafthebersystem betätigt werden können, und keine Rücksicht auf Anhängergeräte anderer Firmen genommen wurde (Abb. 6).

Für uns in Deutschland ist jedoch die Lage des Sitzes durch DIN 9670 in Hinsicht auf leichte Bedienbarkeit der Anhängergeräte sehr weit nach hinten festgelegt. Der Sitz befindet sich dabei in einem engen Spielraum direkt oberhalb der Hinterachse oder kurz dahinter. Diese schwingungstechnisch ungünstigere Lage muß auch für die nächsten Jahre leider als Regelbauart hingenommen werden. Es ist aber denkbar, daß bei einer erweiterten Anwendung der hydraulischen Krafthebeanlage auch für die Bedienung der Anhängergeräte die bisherigen einengenden Normvorschriften für die Sitzlage eines Tages eine Änderung erfahren. Bei der Durchführung der Versuche wurde dies noch nicht berücksichtigt.

Für die gestellte Aufgabe genügte es somit, nur einen Versuchsschlepper der Standardbauweise vorzusehen. Auf diesem Schlepper wurden 14 verschiedene Sitzkonstruktionen beim Überfahren genau festgelegter Hindernisse untersucht. Die Hindernisse bestanden aus einem Einzelhindernis und einem periodischen Hindernis (Wellenbahn). Hierdurch wurden die beiden Extreme aller Federungsvorgänge erfaßt. Der wirkliche Fahrbetrieb liegt zwischen diesen beiden Beanspruchungen, denn die Straßenhindernisse sind eine willkürliche Mischung von Einzelhindernis und periodisch auftretenden Hindernissen. Ein besonderer Vorteil dieser genau festgelegten Hindernisformen ist die einwandfreie Reproduzierbarkeit aller Versuche und somit die eindeutige Vergleichsmöglichkeit der Versuchswerte.

Werden beim periodischen Hindernis die Teilung und die Hindernisform so gewählt, daß die Hinterradreifen in Resonanz geraten, so wird die stärkste Erschütterung erzielt, die je im normalen Fahrbetrieb auftreten kann.

Die Eigenfrequenz der belasteten Hinterradreifen wurde zunächst überschlägig aus der statischen Reifeneinsenkung errechnet. Unter Annahme einer freien, ungedämpften Schwingung gilt die Frequenzformel:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Hierin läßt sich $\frac{c}{m}$ ersetzen durch die statische Reifeneinsenkung

$$a_0 = \frac{G}{c} = \frac{m \cdot g}{c} \quad (\text{cm})$$

wodurch

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{g}{a_0}} \approx \frac{5}{\sqrt{a_0}}$$

Meist wird jedoch für eine gewünschte Frequenz die erforderliche statische Federeinsenkung gesucht, so daß die obige Gleichung nach a_0 aufzulösen ist, was ergibt:

$$a_0 \approx \frac{25}{f_0^2}$$

Diese Gesetzmäßigkeit ist in Abbildung 7 dargestellt. Die hiernach gefundenen Werte gelten jedoch genau nur bei verschwindend kleiner Dämpfung. Höhere Dämpfungswerte setzen die Resonanzfrequenz herab (z. B. um rund 4 % bei $D = 0,2$).

Die Darstellung zeigt vor allem deutlich die stark ansteigende Federeinsenkung bei Frequenzen unter 2 Hz und weist gleichzeitig auch auf die hierbei sehr groß werdenden Resonanzauschläge hin.

Zur Beurteilung der bei Ackerschleppern auftretenden Gewichts- und Frequenzverhältnisse sind nachstehend Mittelwerte heutiger Standard-Ackerschlepper zusammengestellt worden.

Motorleistung	Gesamtgewicht	Hinterachs-gewicht	Acker-luftreifen	zul. Reifen-belastung bei 0,8 atü	Reifeneinsenkung			
					0,8 atü	1,0 atü	1,6 atü	2,0 atü
PS	kg	kg	—	kg	cm	cm	cm	cm
15	1100—1500	700—900	8.00-20 7-30	400 385	3,6 3,1	3,1 2,7	2,5 2,3	2,1 1,9
20	1600—1900	1000—1200	9.00-24 8-36	650 500	4,2 3,5	3,6 3,1	2,7 2,3	2,3 1,9
25	1800—2000	1200—1300	9.00-24 10-28 9.00-40	650 690 750	4,2 4,3 4,5	3,6 3,7 4,0	2,7 3,0 3,2	2,3 2,7 2,7
30	1900—2200	1200—1400	11.25-24 9.00-40 9-42	800 750 710	5,1 4,5 4,1	4,4 4,0 3,5	3,4 3,2 2,9	3,0 2,7 2,4
35	2500—3300	1500—2100	12.75-28 11-28	1100 825	6,3 4,7	5,2 4,0	4,0 3,5	3,5 3,0
40	3200—3500	2100	12.75-28 11-38	1100 1000	6,3 5,8	5,2 5,0	4,0 4,5	3,5 3,8
50	3400—3600	2300	13-30	1200	5,5	4,9	3,9	3,4

Hieraus finden sich folgende mittlere Reifenfederkonstanten:

$$c_{m0,8 \text{ atü}} \quad 110 \dots 200 \text{ kg/cm}$$

$$c_{m1,0 \text{ atü}} \quad 130 \dots 245 \text{ kg/cm}$$

$$c_{m1,6 \text{ atü}} \quad 160 \dots 300 \text{ kg/cm}$$

$$c_{m2,0 \text{ atü}} \quad 200 \dots 360 \text{ kg/cm}$$

Die kleineren Werte von c_m entsprechen den kleineren Reifengrößen, wobei c_m weniger vom Durchmesser als von der Reifenbreite abhängig ist.

Die aufgeführten Reifeneinsenkungen ergeben das in Abbildung 7 schraffierte Resonanzgebiet der Ackerluftreifen. Das Absenken des Luftdruckes von 2,0 atü auf 0,8 atü hat im Mittel nur eine Frequenzänderung von 1 Hz zur Folge. Der Unterschied in der Reifenfrequenz bei den beiden extremen Luftdrücken ist demnach nicht so stark, daß unbedingt zwei Versuchsreihen mit verschiedenem Reifendruck erforderlich waren. Die Versuche wurden daher nur mit einem einzigen

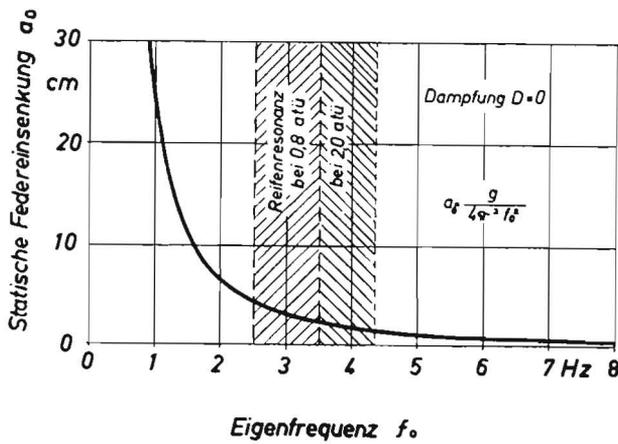


Abb. 7: Statische Federeinsenkung und Eigenfrequenz

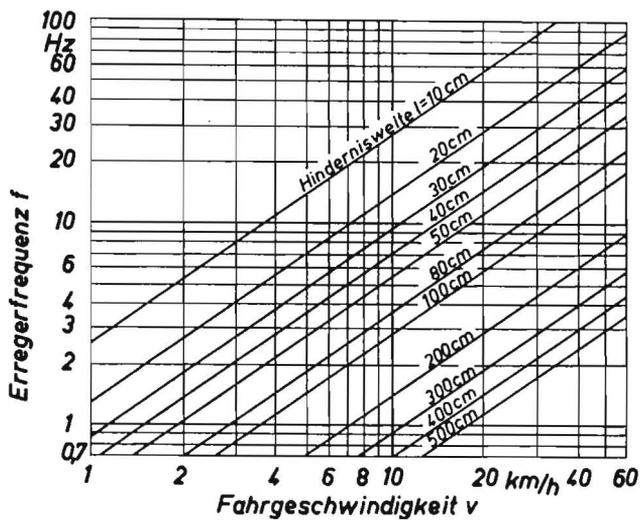


Abb. 8: Erregerfrequenz in Abhängigkeit von Hindernisweite und Fahrgeschwindigkeit

Luftdruck durchgeführt, der als Mittelwert zwischen dem Wert für Ackerfahrt und dem für Straßenfahrt mit 1,6 atü festgelegt wurde.

Auf die zu erwartende Reifenfrequenz kann man nun aus der Reifeneinsenkung unter Benutzung der in Abbildung 7 dargestellten Abhängigkeit schließen. Hierzu muß die der nebenstehenden Tabelle zu entnehmende Reifeneinsenkung bei Annahme einer linearen Federkennung auf die vorhandene Reifenbelastung umgerechnet, oder es muß am vorhandenen Schlepper dieser Wert gemessen werden.

Eine wesentliche Voraussetzung für den Rechnungsansatz war die Annahme einer linearen Federkennung. Diese trifft jedoch bei den Ackerluftreifen nur annähernd zu. In Wirklichkeit verläuft sie leicht progressiv. Damit wird die tatsächlich auftretende Reifeneigenfrequenz etwas höher als die mit obiger Annäherung ermittelte. Will man den geschilderten Fehler verringern, ist zu beachten, daß im mittleren Arbeitsbereich der Reifenfederer die Steilheit der Federkennung rund 1,2 mal bei 2,0 atü und rund 1,4 mal bei 0,8 atü größer ist als die mittlere Federkennung des Gesamtbereiches. Somit muß die nach obiger Rechnung ermittelte Reifenfrequenz

mit dem Wurzelwert von 1,2, also um 10 bis 20 % erhöht werden.

Dem entgegen wirkt der Einfluß der Werkstoffdämpfung des Gummis. Dieser liegt jedoch nur in der Größenordnung von 3 bis 5 %, so daß er bei der größeren Änderung der anderen Werte gänzlich vernachlässigt werden kann. Wegen der Unsicherheit der rechnerischen Bestimmung der Eigenfrequenz von Ackerluftreifen wurde der gesuchte Wert durch Messung nachgeprüft. Für den beim Versuch vorliegenden Fall ergab sich die Reifenresonanz bei rd. 4 Hz.

Geht man von 4 Hz Eigenfrequenz aus, kann man für den gewünschten Geschwindigkeitsbereich von 8 bis 12 km/h (gebräuchlichste Schlepperfahrgeschwindigkeit) die Hindernisfolge für den Resonanzfall aus folgender Überlegung bestimmen:

Die Schwingdauer T für eine volle Schwingung ergibt sich aus der Hindernisweite l und der gleichbleibend angenommenen Fahrgeschwindigkeit v nach der Gleichung (Abb. 8):

$$T = \frac{l}{v}, \text{ womit } f = \frac{v}{l} \quad \begin{array}{l} v \text{ in cm/s} \\ l \text{ in cm} \end{array}$$

Man erkennt hieraus, daß sich für den Geschwindigkeitsbereich des Ackerschleppers von 3 bis 20 km/h und Hindernisweiten von 20 bis 200 cm immer ein Resonanzfall einstellen kann. Die Wahl der Hindernisteilung der Versuchsbahn war jedoch noch an die Bedingung gebunden, daß möglichst nur reine Hubschwingungen und keine Nickschwingungen auftreten sollten. Dies konnte nur erfüllt werden durch die Wahl der Hindernisweite als ganzzahligen Bruchteiles oder auch Vielfachen des Radstandes.

Diese zweite Bedingung machte den halben Radstand (90 cm) als Hindernisteilung notwendig. Die Reifenresonanz war somit zwischen 11 und 13 km/h zu erwarten, was auch später zutraf.

Als Hindernishöhe wurden 5 cm entsprechend der auf schlechten Wegstrecken häufig zu erwartenden Schlaglochtiefe festgelegt.

II. Versuchseinrichtung

a) Versuchsfahrzeug und Versuchssitze

Als Versuchsfahrzeug wurde verwendet ein Hanomag-Vierzylinder-Dieselschlepper R 25, Baujahr 1950, mit gefederter Vorderachse und starrer, ungefederter Hinterachse.

Die Fahrzeugdaten waren:

Motorleistung: 25 PS

Spurweite: 1300 mm

Radstand: 1800 mm

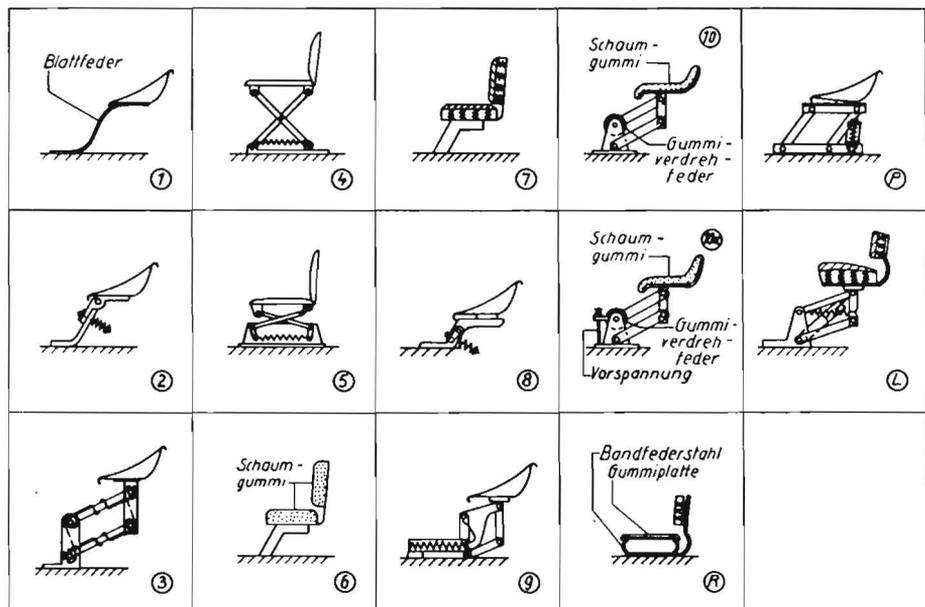


Abb. 9: Schematische Darstellung der untersuchten Konstruktionen

Bereifung: vorn Dunlop 6,50—20 extra HD mit 2,0 atü
 hinten „ 9,00—40 AS mit 1,6 atü
 Gewicht: vorn ohne Fahrer = 697 kg, mit Fahrer = 684 kg
 hinten ohne Fahrer = 1213 kg, mit Fahrer = 1298 kg
 Lage der Sitzmitte, bezogen auf Schlepperhinterachse:
 35 cm hinter Hinterachse
 50 cm oberhalb Hinterachse.

b) Versuchssitze

Es wurden die in Abbildung 9 wiedergegebenen 14 Sitzkonstruktionen untersucht.

Aus dem Sitz 10 entstand dabei als Verbesserung der Sitz 10a (leichtere Ausführung der schwingenden Teile und Gummipuffer als Anschlag für den Schwingarm). Außerdem wurde noch kurz vor Abschluß der Versuche der Lanz-Sitz (L) als Muster eines gedämpften Schraubenfeder-Schwingsitzes mit Sitzpolsterung aufgenommen.

c) Versuchsbahn

Als Versuchsbahn diente eine Betonfläche, auf der ein maßlich genau festgelegtes Einzelhindernis und ein periodisches Hindernis (Wellenbahn) festgeschraubt waren. Das periodische Hindernis bestand aus einer gleichmäßigen Reihenfolge von Erhebungen mit dem Profil des Einzelhindernisses (Abb. 10).

Durch die eindeutig festgelegten Hindernisformen war eine Reproduzierbarkeit der einzelnen Versuchsreihen gegeben und ein Vergleich der für die verschiedenen Sitzkonstruktionen gefundenen Kurven verlässlich durchführbar.

Die Gleitbahn zwischen den Hindernissen diente dem Schleifer des Schwingweggebers als horizontale Bezugsebene. Außerhalb der Meßstrecke hatte der Schleifer keine Bodenberührung (Abb. 11).

d) Schwingwegmessung

Die Messung des Schwingweges erfolgte auf zweierlei Art. Beim ersten Verfahren wurden mit einer Plattenkamera 13 x 18 cm Schwingwegkurven der Hinterachse, des Sitzes und der Fahrerschulter aufgenommen. Hierzu waren an den betreffenden Meßpunkten elektrische Glühlampen (15 W) angebracht, die beim Vorbeifahren des Schleppers vor der

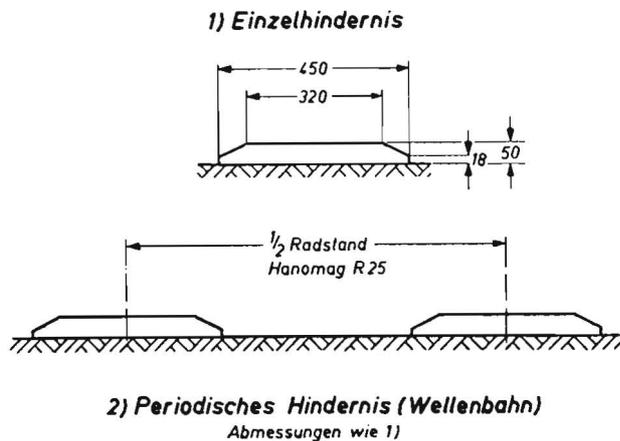


Abb. 10: Maße der Hindernisse



Abb. 11: Versuchsbahnen
 Links: Einzelhindernis — Rechts: Periodisches Hindernis



Abb. 12: Kamera mit rotierender Blende

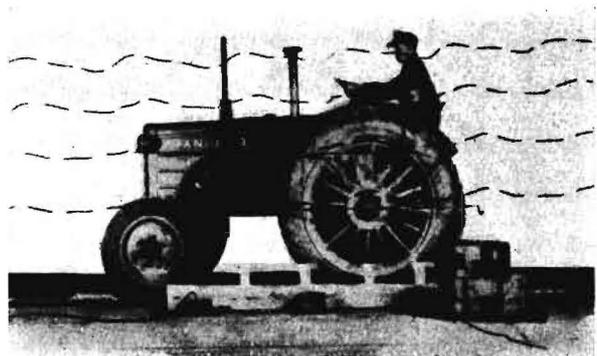


Abb. 13: Versuchsaufbau für Lichtspuraufnahmen

Kamera auf die Platte den Schwingvorgang als Lichtspur aufzeichnen.

Der Höhenmaßstab fand sich dabei aus dem bekannten Abstand (400 mm) einer senkrecht über der Hinterachslampe angeordneten weiteren Lampe, die die gleichen Bewegungen wie die Hinterachse ausführte. Der waagerechte Abstand wurde durch Lichtmarken am Boden gegeben. Die Zeit ($\frac{2}{10}$ sec) ergab sich durch eine vor dem Objektiv mit der Netzfrequenz sich synchron drehende Schlitzscheibe als stroboskopische Kurvenunterbrechung (Abb. 12 und 13). Hiermit war es möglich, die für die Untersuchung wesentlichen Schwingvorgänge an den Hauptpunkten gleichzeitig und ausreichend genau zu erfassen. Das Verfahren hat den Vorteil, bei einem verhältnismäßig einfachen Versuchsaufbau den gesamten Schwingvorgang in einem einzigen Bild zu erfassen. Seine Grenzen liegen in den Schwierigkeiten der Auswertung infolge der unvermeidbaren optischen Verzerrung.

Die elektrische Schwingungsmessung erfolgte als Zuordnung zu der später beschriebenen Messung der Schwingbeschleunigung. Hierbei geschah die Wegaufzeichnung mit einem 3-Schleifenzillographen unter Umwandlung der Wegänderung in eine elektrische Stromänderung. Die elektrische Vergleichsgröße wurde dadurch gewonnen, daß ein Schleifer, der mit einem Potentiometer verbunden war, die Abstandsänderung der Hinterachse gegenüber dem Boden aufnahm. Ein zweites Potentiometer griff entsprechend die Bewegungen der Schulter des Schlepperfahrers ab. Beide Potentiometer waren so als Brücke zusammenschaltet, daß im Oszillogramm direkt die Bewegung der Fahrerschulter gegenüber dem Boden aufgezeichnet wurde (Abb. 14 und 15).

e) Messung der Schwingbeschleunigung

Die Messung der Schwingbeschleunigung des Fahrers erfolgte mit einem Kohledruck-Beschleunigungsmesser (Bauart LFA,

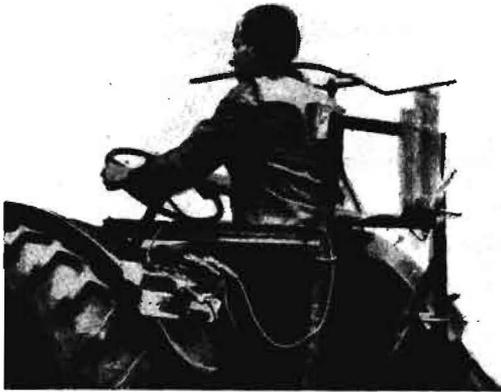


Abb. 14: Schwingungsmessung an Fahrers Schulter



Abb. 15: Gesamte Maanordnung für elektrische Schwingungsmessung am Schlepperfahrer

Gesamtgewicht 1,270 kg, schwingende Masse 0,390 kg). Das Gerät wurde an einem Aluminiumtragegerst auf der Schulter des Schlepperfahrers in Höhe des Schulterblattes befestigt (Abb. 14). Dieser Punkt schien am geeignetsten, da die

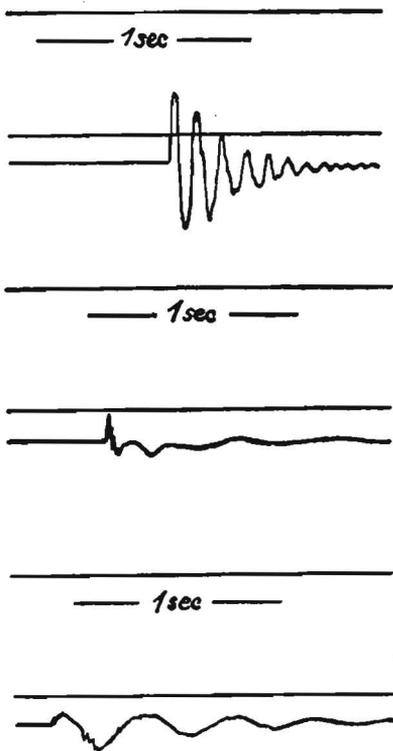


Abb. 16: Eigenschwingung des Sitzes bei verschiedenen Lasten
 Oben: Unbelasteter Sitz, 20 cm ausgelenkt
 Mitte: Mit Fahrer (75 kg) belasteter Sitz, 20 cm ausgelenkt
 Unten: Mit einer festen Last beschwerter Sitz, die dem Fahrergewicht entspricht, 20 cm ausgelenkt

Rückenpartie bei allen Sitzkonstruktionen freie Zugänglichkeit, eine gute Befestigungsfläche und verhältnismäßig starre Knochenuntersttzung bot. Hinzu kam die Überlegung, daß nach den Untersuchungen von Békésy [1] die Frequenzen von 0—6 Hz unvermindert bis zum Kopf weitergeleitet werden und die Frequenzen bis 20 Hz noch die obere Rückenpartie erreichen. Hiernach ist anzunehmen, daß alle Beanspruchungen im Frequenzbereich von 0 bis 20 Hz richtig erfaßt werden.

f) Weg- und Zeitmessung

Die Wegmessung wurde beim fotografischen Meßverfahren durch Lichtmarken ermöglicht. Diese Lichtmarken zeigten beim einmaligen Hindernis die Mitte und den Abstand 218,0 cm vor und hinter demselben an. Bei der Wellenbahn waren die Lichtmarken so angeordnet, daß von rechts nach links Tal, Berg, Tal und Berg folgten (Abb. 13).

Bei der elektrischen Schwingungsmessung wurden die Wegmarkierungen mit einer Fotozelle als Stromimpulse in das Oszillogramm eingezeichnet. Die Fotozelle sprach dabei auf Lichtstreifen an, die neben den Hindernissen angebracht waren. Diese Lichtmarken zeigten beim Einzelhindernis die Mitte und den Abstand 178,0 cm vor und hinter diesem an. Bei der Wellenbahn gaben sie jeweils die Mitte des Berges an.

Zur Zeitmessung wurde beim fotografischen Meßverfahren die Netzfrequenz als Zeitgeber in der Weise herangezogen, daß ein Synchronmotor die Schlitzblende antrieb. Beim Arbeiten mit dem Schleifenoszillographen wurde auf dem Meßwagen eine 50 Hz-Schwingung durch einen stimmungsgesteuerten Rhrgenerator erzeugt und dem eingebauten 500 Hz-Schwinger des Oszillographen überlagert.

III. Durchgeführte Versuche

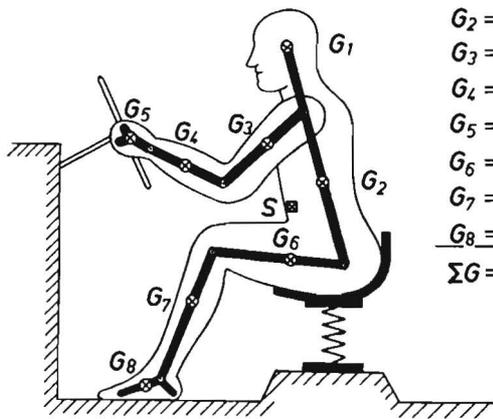
a) Aufnahme der Sitzcharakteristiken

Von allen Sitzen wurde die statische Federkennlinie und die Eigenschwingung bei Last aufgenommen. Ursprünglich war beabsichtigt, aus der statischen Federkennung auf die Eigenfrequenz des Sitzes zu schließen; doch ergaben sich oft infolge nicht einwandfrei erfaßbarer Reibungskräfte so erhebliche Unterschiede, daß unbedingt die Aufnahme der Eigenschwingung bei Last als angebracht erschien. Auch hierbei zeigten sich Schwierigkeiten, da nicht bei allen Sitzen eine Last so unter Vorspannung aufgebracht werden konnte, daß beispielsweise nach Durchschneiden eines Drahtes die Eigenschwingung mit dem Kohledruck-Beschleunigungsmesser aufgenommen werden konnte. Beim Sitz Nr. 2 ließ sich das jedoch so einwandfrei durchführen, daß bei diesem Sitz als Sondermessung der Dmpfungseinflu des menschlichen Körpers beobachtet werden konnte (Abb. 16). Die Sitzschwingung mit Fahrerlast zeigt hierbei die ungewöhnlich starke Dämpfung durch den menschlichen Körper. Um von allen Sitzen eine unter gleichen Beanspruchungen entstehende Schwingkurve aufzunehmen, wurde folgendes Verfahren angewandt:

Eine Blechschale, die der Gesform des Fahrers nachgebildet war, wurde mit Gewichtstcken, die dieselbe statische Sitzeinsenkung wie beim Fahrer hervorriefen, zu einer kompakten Masse verschraubt und aus 15 cm Höhe auf den zu untersuchenden Sitz fallen gelassen. An dieser Blechschale war gleichzeitig der Kohledruck-Beschleunigungsmesser befestigt, der die Schwingungscharakteristik des Sitzes unter Ausschaltung der Krperdmpfung messen ließ.

Ergänzend muß noch darauf hingewiesen werden, daß die Sitzbelastung nicht gleich Fahrergewicht gesetzt werden darf. Beim sitzenden Menschen und besonders beim Kraftfahrer, dessen Arme sich am Lenkrad und dessen Beine sich auf den Fußrasten abstützen, beträgt das Sitzgewicht nur rund fünf Siebentel des Körpergewichtes. Eine Veränderung dieser Relation mit der Körpergröße konnte nicht festgestellt werden.

Wesentlich ist auch zu wissen, wo der Schwerpunkt des Fahrers anzunehmen ist. Für den stehenden Menschen normaler Körperform liegen eingehende Untersuchungen von Braune und Fischer [4] vor. Aus diesen sehr sorgfältig ermittelten Werten läßt sich auch auf den sitzenden Menschen schließen.



- $G_1 = 4,1 \text{ Kg}$
- $G_2 = 25,1 \text{ Kg}$
- $G_3 = 4,0 \text{ Kg}$
- $G_4 = 2,7 \text{ Kg}$
- $G_5 = 1,0 \text{ Kg}$
- $G_6 = 13,6 \text{ Kg}$
- $G_7 = 6,2 \text{ Kg}$
- $G_8 = 2,1 \text{ Kg}$
- $\Sigma G = 58,8 \text{ Kg}$

Abb. 17: Aufgliederung des Körpergewichtes nach Braune und Fischer

In Abbildung 17 sind die Gewichte der einzelnen Körperteile in das Sitzschema eines Schlepperfahrers eingetragen.

Für den Schlepperfahrer kann man danach den Schwerpunkt ungefähr in der Nabelgegend suchen.

Eine Änderung der Körperhaltung bewirkt ein Verschieben des Schwerpunktes und somit auch des Massenangriffspunktes beim Schwingsystem Fahrer/Sitzfeder. Dies bedeutet, daß gleich schwere Fahrer je nach ihrer Körperhaltung verschiedene Sitzeigenfrequenzen hervorrufen können. In gleicher Art mag auch vom Fahrer bewußt oder unbewußt eine Änderung der Federungscharakteristik des Sitzes durch Verlegen des Körpergewichtes erzielt werden. Die Beobachtungen zeigten, daß geübte Schlepperfahrer ihre Körperhaltung stets so einrichten, daß der Rumpf leicht nach vorn geneigt ist, so daß sich der Schwerpunkt des Kopfes senkrecht über dem Gesamtschwerpunkt befindet. Man darf dies für eine unbewußt richtige Reaktion des Fahrers halten, da hierbei der Kopf praktisch nur vertikale Schwingbewegungen ausführt. Als Vergleich möchte ich hierzu anführen, daß sich auch beim Gehen der Schwerpunkt des Kopfes genau senkrecht oberhalb des Gesamtschwerpunktes des Körpers befindet. Es scheint das in Hinsicht auf die ursprünglich nur beim Gehen auftretenden hohen Erschütterungen eine weise Regelung der Natur zu sein.

b) Aufnahme der Eigenfrequenzen von Vorder- und Hinterachse des Schleppers

Wie bereits ausgeführt, wurde zu Beginn der Versuche die Eigenfrequenz eines Schleppers mit Ackerluftreifen überschlägig errechnet. Zur Auswertung der Versuche war es jedoch zweckmäßig, den tatsächlichen Zustand beim Versuchsschlepper nachzumessen. Zu diesem Zweck wurde der Kohledruck-Beschleunigungsmesser direkt am Hinterachs-

häuse und am vorderen Rahmenteil befestigt und der angehobene Schlepper aus 100 mm Höhe fallen gelassen (Durchschneiden des Hubdrahtes). Das harte Aufprallen ergab im ersten Ausschwingen unreine Schwingbewegungen mit starken höheren Harmonischen, die die Eigenfrequenz des Beschleunigungsmessers anregten. Diese Schwierigkeiten konnten durch Einbau eines Stromreinigers so weit beseitigt werden, daß die Störfrequenzen genügend klein gegenüber der Grundfrequenz wurden.

Die aufgenommenen Kurven zeigt Abbildung 18 (a und b).

Der gemessene Wert der Eigenfrequenz der Hinterachse deckt sich sehr gut mit dem rechnerisch vorausgesetzten. Die Eigenfrequenz der Vorderachse ist nur 10 % geringer als die der Hinterachse, so daß die Bedingungen für das Auftreten reiner Hubschwingungen weitgehend gegeben sind.

c) Fotografische Aufnahme der Schwingwegkurve

Von den Sitzen I bis P wurden die Schwingwegkurven beim Überfahren des Einzelhindernisses und der Wellenbahn aufgenommen. Diese Messungen sollten ein Gesamtbild über die gegenseitigen Bewegungen von Schlepper, Schleppersitz und Fahrer ergeben.

d) Elektrische Messung des Schwingweges und der Schwingbeschleunigung

Das elektrische Meßverfahren wurde in erster Linie zur Ermittlung des Verlaufes der Schwingbeschleunigung des Schlepperfahrers durchgeführt. Die Schwingwegkurve diente dabei lediglich zur Festlegung des Ortes der Schwingbewegung, bei dem Beschleunigungsspitzen auftraten.

Mit diesem Meßverfahren wurden alle Sitze und Sitzkombinationen beim Überfahren des Einzelhindernisses und der Wellenbahn untersucht. Zusätzlich wurden dabei noch die Achsbeschleunigungen bestimmt.

IV. Auswertung

a) Verfahren

Die fotografisch aufgenommenen Schwingwegkurven wurden in der Weise ausgewertet, daß die größten Verschiebungen zwischen Schlepperfahrer und der Horizontalen als Maß für die Schwingbeanspruchung des Fahrers bestimmt wurden. Damit wurden die während der Versuche niedergeschriebenen subjektiven Urteile des Fahrers verglichen. Zur übersichtlicheren Auswertung wurden dann die Tabellenwerte auf Kurvenblatt 1 (Abb. 19) in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und der Hindernisfrequenz zeichnerisch aufgetragen.

Die mit dem Schleifenoszillograph elektrisch aufgenommenen Schwingweg- und Schwingbeschleunigungskurven wurden so ausgewertet, daß die Höhe der größten Beschleunigungsspitzen in den einzelnen Gängen ermittelt wurde. Von einem Differenzieren der Beschleunigungskurven zur Ermittlung des Rucks als eigentlichem Maß des Schwingempfindens mußte als zu ungenau abgesehen werden. Alle Vergleichskurven besitzen jedoch jeweils die gleiche Zeit- und Frequenzbasis (gleiche Fahrgeschwindigkeit!), so daß als guter Ersatz für das Differenzieren der Beschleunigungskurve das Ausmessen der Beschleunigungsspitzen treten konnte. Die so gefundenen Werte sind auf den Kurvenblättern 2, 3 u. 4 (Abb. 20, 21 u. 22) in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und der Hindernisfrequenz graphisch dargestellt.

b) Ergebnisse

Die Auswertung der fotografisch aufgenommenen Schwingwegkurven (Kurvenblatt 1) zeigt, daß trotz aller Variationen der Sitzfederungen die Schwingweite des Fahrers im wichtigsten Frequenzgebiet von 2 bis 6 Hz mindestens auf Höhe des Weghindernisses, meist jedoch gleich dem Zweifachen davon bleibt. Dieses Ergebnis deckt sich mit den Voraussagen der im Abschnitt B durchgeführten Schwingungsberechnungen. Hiernach ist bei den üblichen

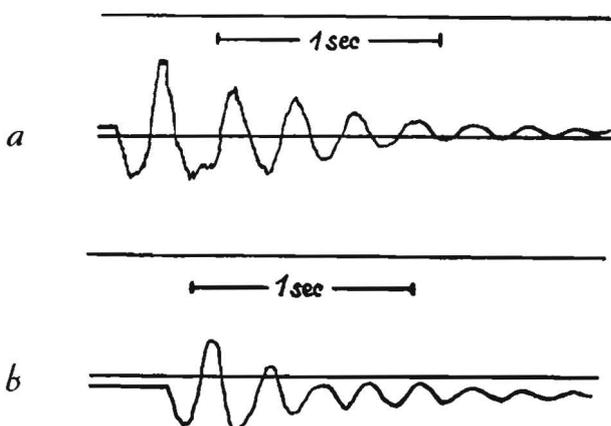


Abb. 18: Eigenschwingung von Vorder- und Hinterachse
 a) Eigenschwingung der Vorderachse $f_0 = 3,67 \text{ Hz}$
 b) Eigenschwingung der Hinterachse $f_0 = 4,07 \text{ Hz}$

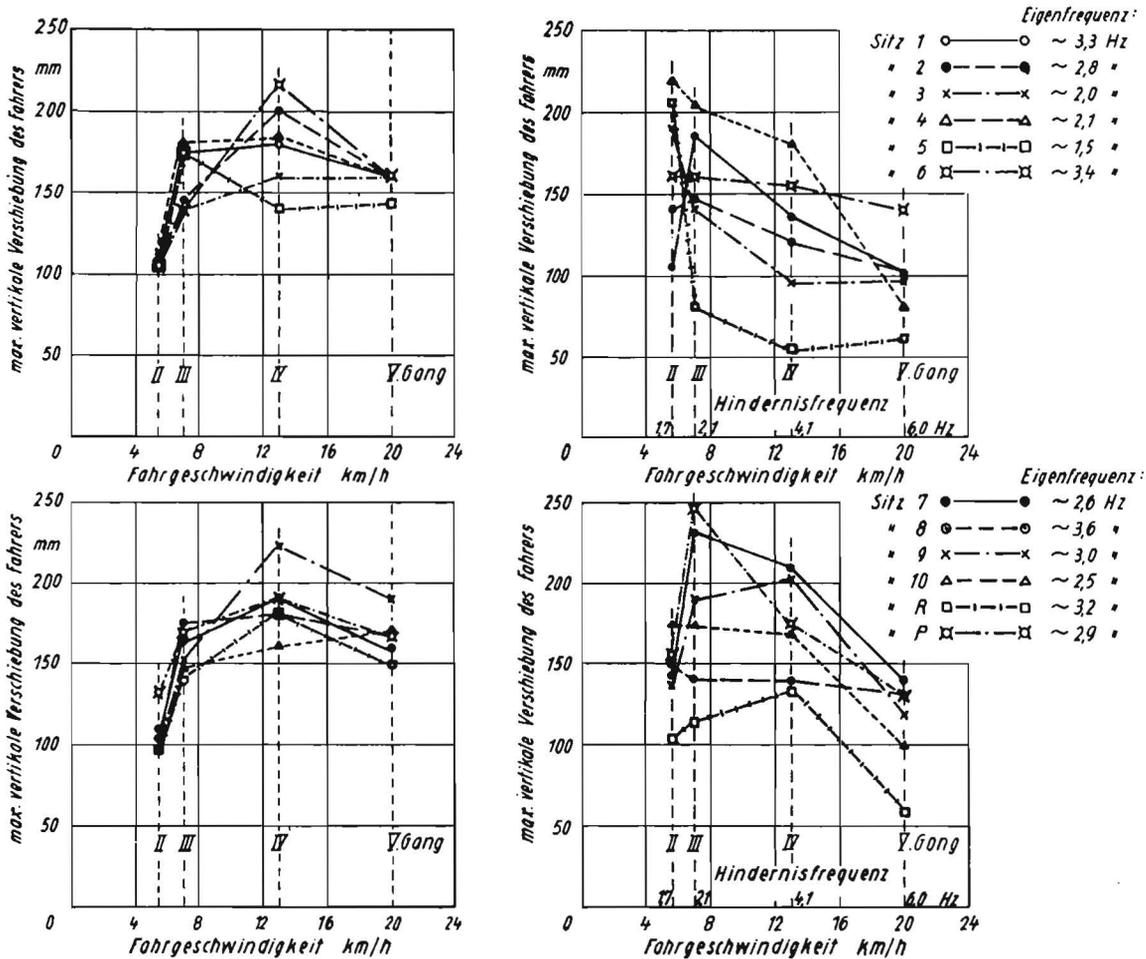


Abb. 19: Kurvenblatt 1, Verlauf der Schwingweiten

und konstruktiv auch nur möglichen Sitzen mit einer Eigenfrequenz von 1,5 bis 3 Hz und einer Hindernisfrequenz von 1 bis 6 Hz keine Verkleinerung der Schwingweite des Fahrers gegenüber der vorhandenen Hindernishöhe zu erwarten; es ist im Gegenteil noch eher mit einer drei- bis vierfachen Vergrößerung zu rechnen.

Diese Vergrößerungen treten auch tatsächlich in dieser Höhe auf, nur liegt das Maximum der Resonanzkurven im Gegensatz zur Rechnung etwas mehr im Bereich der Sitzeigenfrequenz. Auch tritt der Unterschied in der Höhe der Resonanzspitzen bei enger oder weiter Koppelung der Federungen nicht ganz so klar hervor. Diese Abweichungen lassen sich aber durch das nicht genaue Übereinstimmen der im Ersatzschema getroffenen Vereinfachungen mit der Wirklichkeit erklären. Es trifft so vor allem nicht zu, daß der Fahrer fest mit dem Sitz verbunden ist. Das war jedoch eine wesentliche Voraussetzung für die Durchführung der Rechnung. Trotz alledem stimmt die Tendenz der auf der Wellenbahn ermittelten Resonanzkurven mit den theoretisch bestimmten überein.

Das bisher Gesagte trifft in erster Linie für den einen extremen Fall, die periodische Hindernisfolge, zu. Das Einzelhindernis als der andere extreme Fall zeigt im Ablauf der Bewegungen ein hiervon abweichendes Bild. Während nämlich beim periodischen Hindernis die Schwingbewegungen Fahrer/Hinterachse oberhalb einer Hindernisfrequenz, die höher als die Sitzeigenfrequenz ist, bis zu 180° phasenverschoben erfolgen, tritt beim Einzelhindernis ein ausgesprochener gleichphasiger Schleudervorgang ein. Dieser wird auch als solcher vom Fahrer gespürt. Er läßt sich wie folgt erklären: Bei der gewählten Hindernishöhe von 5 cm ist der Reifen nicht in der Lage, in gleichem Maße einzufedern, da die statische Reifeneinsenkung nur rund 30 mm beträgt und

außerdem die dynamische Reifenkennung nicht mit der statischen übereinstimmt. Der Schlepper wird somit angehoben und erhält dabei eine Vertikalbeschleunigung. Diese wirkt wie eine Gewichtserhöhung des Fahrers auf die Sitzfeder und spannt diese. Die gespeicherte Energie wird nach Erreichen des Scheitelpunktes der Wurfparabel frei und schleudert den Fahrer katapultartig hoch. Anhaltspunkte über die Höhe der Vertikalbeschleunigung beim Abheben der Hinterachse liefern Sitz 4 und 5, da diese im IV. Gang zum Anschlag kamen. Es müssen dabei nach der aufgenommenen Federkennung Sitzdrücke von 110 bis 130 kg aufgetreten sein, was einer Vertikalbeschleunigung von 2,2 bis 2,6 g entspricht. Als Konstruktionsregel ergibt sich hieraus, daß für den immer auftretenden Fall des Springens der Schlepperreifen die Sitzfederung bei linearer Kennung das $1\frac{1}{2}$ fache der statischen Federeinsenkung als zusätzlichen Federweg zur Verfügung haben muß. Andernfalls ist immer das für den Fahrer äußerst unangenehme Durchschlagen zu erwarten.

Als weiteres leitet sich hieraus der mögliche Vorteil einer Sitzfeder mit progressiver Kennung ab. Eine solche Feder läßt sich aber nur schwierig vorausberechnen und kann erst nach langwierigem Probieren in der gewünschten Form gefertigt werden. Aus diesem Grunde konnte auch diese Federung nicht zeitgerecht für die Versuche geliefert werden.

Ein sichtbarer Einfluß der einzelnen Sitzkonstruktionen auf die Wurfhöhe war nicht feststellbar. Das erklärt sich dadurch, daß die Wurfenergie durch die vom Sitz unabhängige Hinterachsbeschleunigung gegeben ist. Eine im Federsystem des Sitzes eingebaute Dämpfung kann bei der Aufwärtsbewegung nur geringe Erfolge erzielen, da sie ja nicht fest am Fahrer, sondern bloß an der Sitzschale angreift.

So sehr sich auch die gemessenen Schwingbewegungen in der Höhe des Ausschlages mit den für harmonische Schwing-

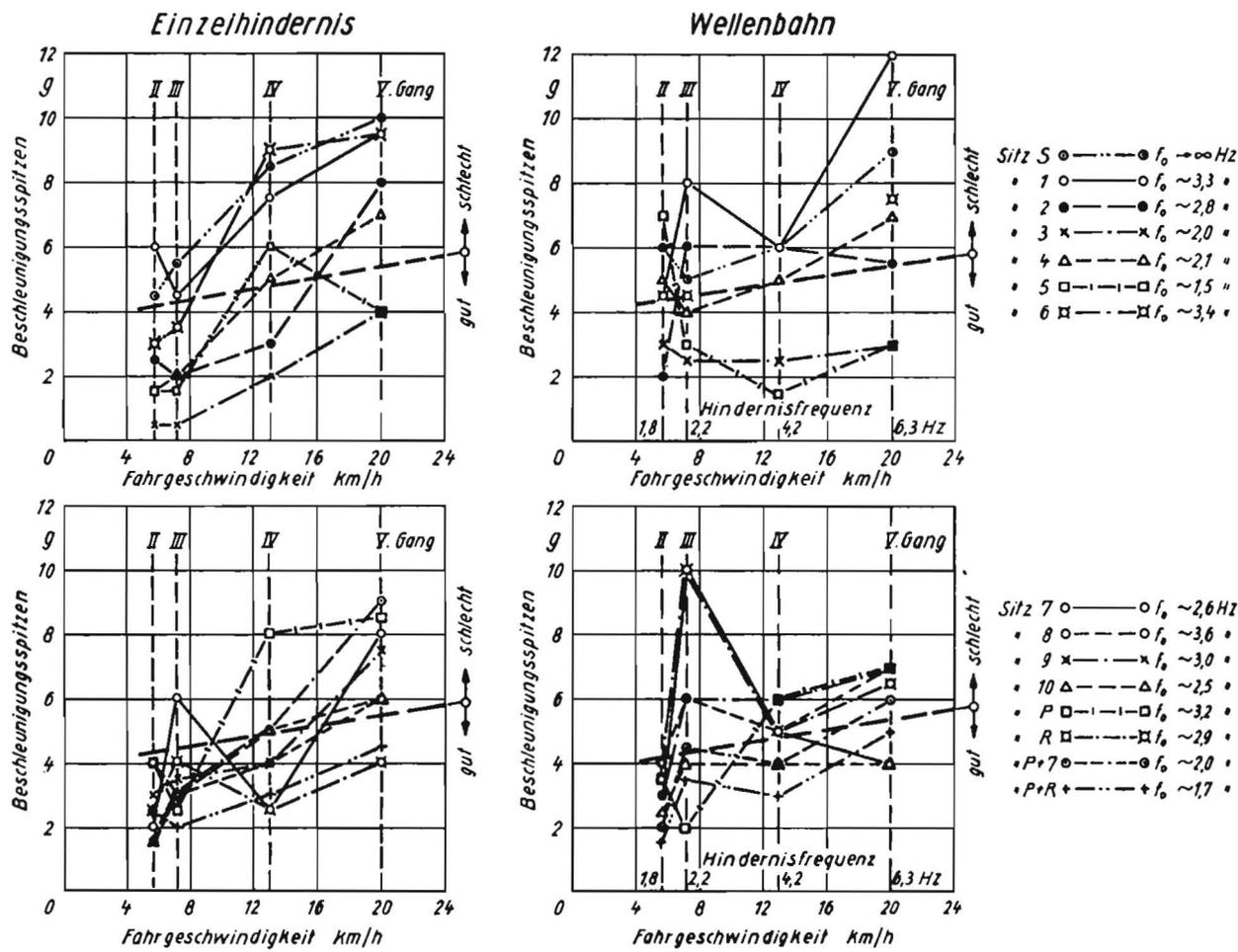


Abb. 20: Kurvenblatt 2, Verlauf der Schwingbeschleunigung

vorgänge berechneten Werten deckten, so ließ sich doch nicht aus der Schwingweite mit Sicherheit auf das auftretende Schwinggefühl des Fahrers schließen. Die Unterschiede in der subjektiven Bewertung der Federungsgüte bewegten sich bei praktisch gleichen Schwingweiten zwischen den Urteilen „Sehr schlecht“ und „Gut“. Zur Erklärung dieses unbefriedigenden Ergebnisses muß darauf hingewiesen werden, daß die am Ende von Abschnitt A aufgestellte Abhängigkeit der Schwingempfindung von der Schwingweite nur bei dem Vorliegen rein harmonischer Schwingungen gilt. Nur in diesem für die Rechnung sehr einfachen, aber praktisch kaum vorkommenden Fall sind die Differentialkurven identisch mit der Ursprungskurve. Als vereinfachtes Beispiel sei der Einfluß einer fünften Oberwelle rechnerisch verfolgt. Der Schwingvorgang soll durch folgende Sinusfunktion des Schwingweges beschrieben sein:

$$s = a \sin \varphi + b \sin 5\varphi \quad \varphi = \omega t$$

daraus ergeben sich die Ableitungen nach der Zeit

$$\begin{aligned} \dot{s} &= a \omega \cos \varphi + 5b \omega \cos 5\varphi \\ \ddot{s} &= -a \omega^2 \sin \varphi - 25b \omega^2 \sin 5\varphi \\ \ddot{\ddot{s}} &= -a \omega^3 \cos \varphi - 125b \omega^3 \cos 5\varphi \end{aligned}$$

für den Fall $\varphi = \pi/2$ d. h. $\cos \varphi = 1 = \cos 5\varphi$ wird

$$\ddot{\ddot{s}} = -\omega^3 (a + 125b)$$

Das Ergebnis sagt aus, daß bei einem Vorhandensein einer fünften Oberschwingung mit einer Schwingweite von beispielsweise nur $1/100$ der Grundschiwingung die Oberwelle im gleichen Maße das Schwinggefühl beeinflusst wie die 100 mal größere Grundschiwingung.

Eine nicht harmonische Schwingung wie die hier vorliegende Wurfschwingung enthält auf jeden Fall mehrere nicht zu vernachlässigende Oberwellen, so daß die aufgenommenen

Schwingwegkurven nur das Grundsätzliche des Schwingvorganges wiedergeben können; einen Schluß auf die Federungsgüte lassen sie nicht zu. Für die Beurteilung der Federungsgüte kommt somit nur die Kurve der Schwingbeschleunigung in Betracht. Besser wäre es sogar, die Ableitung der Beschleunigungskurve, die Ruckkurve, aufzunehmen, doch mußte hiervon wegen zu großer meßtechnischer Schwierigkeiten abgesehen werden.

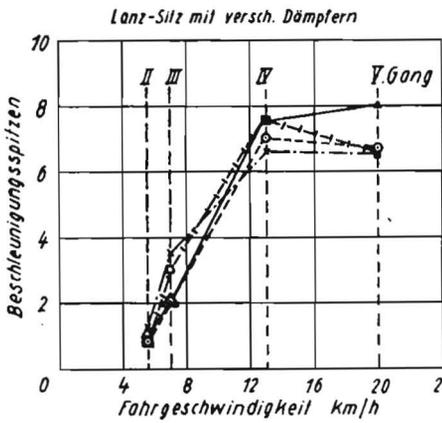
Die Auswertung der mit dem Schleifenzillograph elektrisch aufgenommenen Schwingweg- und Schwingbeschleunigungskurven (Kurvenblätter 2, 3 und 4) läßt eine gute Übereinstimmung zwischen der nunmehr für die Federungsgüte gewählten Meßgröße, den Beschleunigungsspitzen, und dem subjektiven Fahrempfinden des Schlepperfahrers erkennen.

Die Höhe der Beschleunigungsspitzen, in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit graphisch dargestellt (Kurvenblatt 2), ergibt ein durchaus unterschiedliches Bild für die einzelnen Sitzkonstruktionen gegenüber der Auswertung des Schwingweges (Kurvenblatt 1). Es zeigen sich jetzt klar die Unterschiede in der Federungsgüte, wie sie auch vom Fahrer gespürt werden. Kennzeichnet man sich nun die Punkte der vom Fahrer schlecht bewerteten Sitze, so läßt sich in die Darstellung des Kurvenblattes 2 eindeutig eine Schwellenlinie ziehen, die eine Grenze zwischen gut und schlecht bedeutet. Sitze, die mit ihren Beschleunigungsspitzen oberhalb dieser Linien liegen, müssen als unbedingt schlecht beurteilt werden. Hiernach läßt sich folgende Bewertungstabelle aufstellen, wobei drei Gütenoten verwendet werden:

gut (g) noch brauchbar (b) schlecht (s)

Mit der Zwischennote „noch brauchbar“ sollen die immer auftretenden Grenzfälle zwischen gut und schlecht erfaßt werden.

Einzelhindernis



Wellenbahn

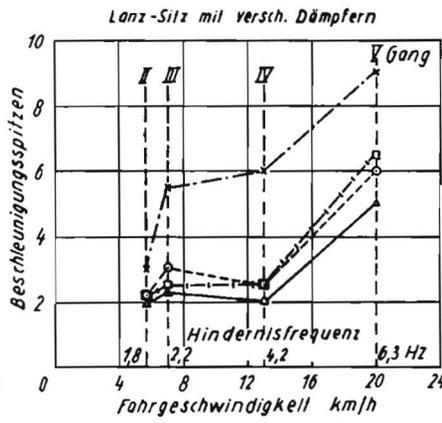


Abb. 21: Kurvenblatt 3, Einfluß einer hydraulischen Dämpfung

L0 x—x
L80 ⊙—⊙
L100 □—□
L120 △—△

Hinderniswertung	Sitz-Bezeichnung														
	S	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	P	R	P+7	P+R
Einzelhindernis	s	s	b	g	s	s	s	s	g	b	g	s	g	b	g
Wellenbahn	s	s	b	g	b	b	s	s	b	b	g	b	s	g	g
Gesamt	s	s	b	g	s	s	s	s	b	b	g	s	s	b	g

Die Sitze Nr. 3, 10 und P+R erwiesen sich hiernach als die besten. Ihre Eigenfrequenzen lagen um 2 Hz, während die der schlechteren Sitze meist in der Größenordnung um 3 Hz

und darüber lagen. Man darf jedoch nicht in der Eigenfrequenz die alleinige Ursache für die Federungsgüte sehen, obgleich dies, wie auch die Rechnung des Abschnittes B ergab, eine wesentliche Grundbedingung ist. Die Sitze 4 und 5 mit Eigenfrequenzen von 2,1 und 1,5 Hz müssen als unbrauchbar erklärt werden, da der ausnützbare Federweg zu klein ist, um beim Einzelhindernis die auftretenden Belastungen aufzunehmen. Die Durchschläge sind hierbei im IV. Gang so unangenehm hart, daß die sonst durchaus guten Eigenschaften dieser Sitze überstimmt werden. Hierzu kommt gerade bei diesen beiden Sitzen noch der ungünstige Einfluß der starren Rückenlehne. Der Fahrer schwingt nämlich nicht rein vertikal, sondern er führt auch

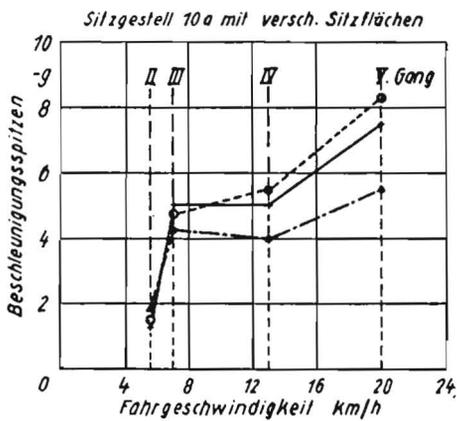
horizontale Pendelbewegungen infolge Schwankungen der Fahrgeschwindigkeit aus. Hierbei wirkt eine hohe und starre Rückenlehne als unangenehmer Anschlag.

Die Beschleunigungskurven bestätigen ferner die schon mehrfach aufgestellte Behauptung, daß das unangenehme Fahrgefühl in erster Linie durch den starken Beschleunigungsanstieg beim Aufsetzstoß bestimmt wird. Denn vergleicht man den Verlauf der Beschleunigungskurve mit der gleichzeitig aufgenommenen Schwingwegkurve (Fahrschulter gegenüber Boden), ist deutlich zu erkennen, daß beim tiefsten Punkt der Aufwärtsbewegung, also beim Aufsetzen auf den Sitz, das Maximum der Beschleunigungsspitzen liegt.

Der Aufsetzstoß nach jedem Wurf des Fahrers kann bei gleicher Sitzeigenfrequenz wesentlich beeinflusst werden durch Auspolsterung der Sitzfläche, geringe Masse der schwingenden Sitzteile und Dämpfung der Eigenschwingung des leeren Sitzes.

Der neue Lanz-Sitz ist ein Konstruktionsbeispiel, bei dem eine sorgfältige Berücksichtigung aller dieser Punkte zu fin-

Einzelhindernis



Wellenbahn

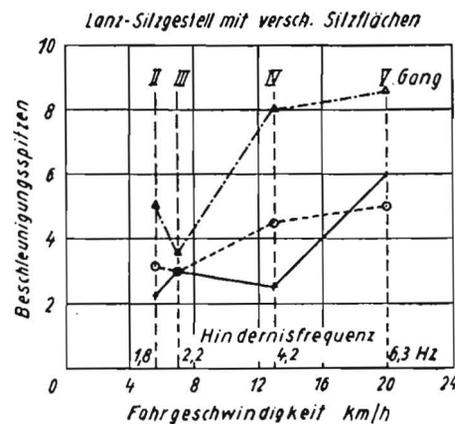
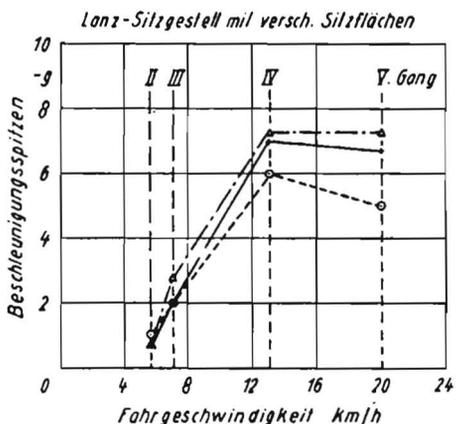
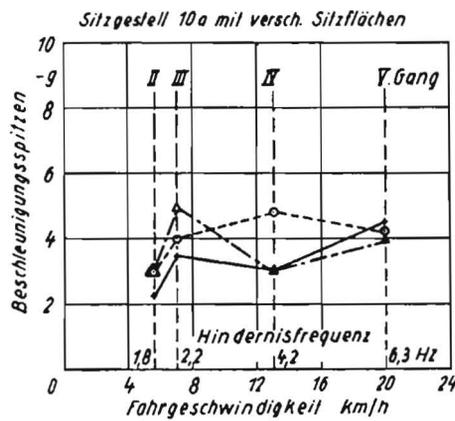


Abb. 22: Kurvenblatt 4, Einfluß der Sitzpolsterung

den ist. Dieser Sitz traf erst bei Abschluß der Versuche ein. Er konnte jedoch noch zur besonderen Klärung der obigen Fragen im Vergleich mit dem entsprechenden Sitz 10a untersucht werden. Hierzu wurde erstens variiert beim Lanz-Sitz der Dämpfer und zweitens bei demselben Sitz und beim Sitz 10a die Sitzfläche. Die Versuchsergebnisse, wie sie auf den Kurvenblättern 3 und 4 dargestellt wurden, zeigen für das Einzelhindernis keinen hervortretenden Einfluß des Dämpfers, für die Wellenbahn war dieser dagegen recht spürbar. Es ließen sich dabei die Beschleunigungsspitzen auf über die Hälfte herabsetzen. Hinsichtlich der Sitzflächen ergab sich praktisch eine Gleichwertigkeit zwischen voll ausgepolsterter leichter Blechmulde und Autopolster. Die übliche Blechmulde mit einer einfachen flachen 20 mm starken Schaumgummieinlage brachte dagegen beim Lanz-Sitzgestell erheblich höhere Beschleunigungsspitzen als das Autopolster. Beim Sitzgestell 10a trat der Unterschied nicht so sehr hervor.

Um auch eine Übersicht über den Beschleunigungsverlauf an der Hinterachse und an der Sitzfläche zu erhalten, wurden noch ergänzende Messungen durchgeführt. Es fand sich hierbei bestätigt, daß die errechneten höchsten Beschleunigungsamplituden beim Springen der Schlepperreifen eine Größe von 2 bis 3 g am Fahrersitz hatten. Weiterhin zeigte sich, daß der Aufsetzstoß des Fahrers höhere Beschleunigungsspitzen am Sitz entstehen ließ, als sie die Hinterachse infolge des Springens der Reifen hatte.

Schlußfolgerung

Die rechnerischen und meßtechnischen Untersuchungen führten zu dem Ergebnis, daß innerhalb des wesentlichen Frequenzbereiches der erregenden Kräfte von 1 bis 6 Hz die vertikalen Schwingausschläge des Schlepperfahrers infolge der engen Kopplung mit der Reifenfederung immer mindestens gleich der Höhe des überfahrenen Hindernisses sind, oft jedoch das Zwei- bis Dreifache.

Einem Verringern der Kopplung der zwei Schwingungssysteme Fahrer/Sitzfeder und Schleppermasse/Reifen durch Herabsetzen der Sitzeigenfrequenz sind konstruktive Grenzen gesetzt. Die günstigsten Bedingungen finden sich bei einem Verhältnis $\nu = 0,4$ bis $0,5$ der Eigenfrequenz des Sitzes zur Reifeneigenfrequenz. Da die derzeitigen Ackerluftreifen bei der üblichen Auslastung eine Eigenfrequenz von 4 Hz aufweisen, muß somit der belastete Sitz eine solche von 1,6 bis 2,0 Hz haben. Diese Folgerung deckt sich auch mit neueren amerikanischen Untersuchungen von Simons [5], der unter Anwendung der Rechenformeln für die Schwingungselektifizierbarkeit eines einfachen Schwingungssystems zu dem gleichen Schluß kam. Sein relativ einfacher Rechenansatz fußt jedoch auf

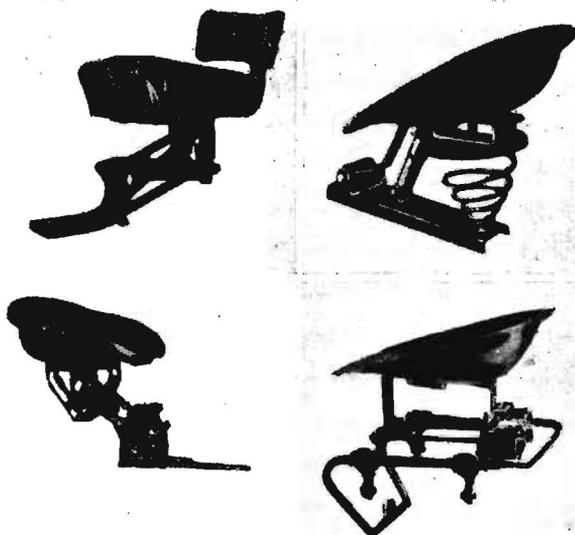


Abb. 23: Muster — Schwingsitze
Oben: Lanz - Monroe. Unten: FAL - Ridemaster

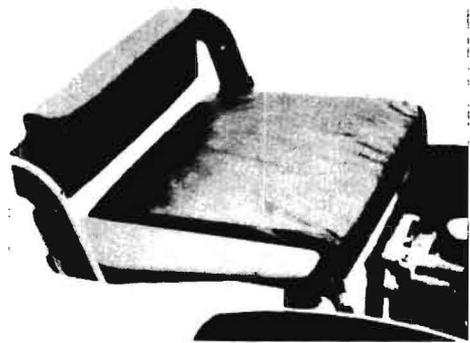


Abb. 24: John-Deere-Polstersitz

einer etwas groben Vernachlässigung des Resonanzverhaltens des vorliegenden Zweimassensystems. Die von ihm gemessenen Resonanzkurven der Schwingbeschleunigung stimmen daher nicht ganz mit seinem Rechenansatz überein; wogegen sie eindeutig dem hier in Abbildung 3 dargestellten Kurvenverlauf entsprechen.

Neben der statischen Sitzeinsenkung infolge des ruhenden Fahrergewichtes muß für den Sitz ein zusätzlicher Federweg in Höhe des Eineinhalbfachen der Sitzeinsenkung bei linearer Federkennung zum Vermeiden harter Durchschläge vorhanden sein.

Um die Sitzfederwege möglichst in ausführbaren Grenzen zu halten, empfiehlt es sich, Federn mit progressiver Kennung zu verwenden. Damit kann gleichzeitig ein selbsttätiger Ausgleich der verschiedenen Fahrergewichte erreicht werden.

Sollte jedoch für das Unterbringen des notwendigen Federweges nicht genügend Bauraum vorhanden sein, ist es zweckmäßig, von der Konstruktion des Schwingfedersitzes gänzlich abzugehen und einen starren Sitz mit sorgfältigst ausgeführter Polsterung zu verwenden.

Wie schon erwähnt, muß für den Ausgleich der stark verschiedenen Fahrergewichte eine Federverstellung vorgesehen werden. Die Sitzfeder soll hierdurch nicht nur vorgespannt, sondern in ihrer Angriffsrichtung so verändert werden, daß die Gesamtfederkonstante des Sitzes beeinflußt wird und die statische Federeinsenkung die gleiche bleibt. Nur so kann die schwingungstechnisch günstige Eigenfrequenz des Sitzes richtig eingestellt werden.

Die Schwingbewegungen des Schleppers und des Fahrers sind infolge von Wurf- und Stoßvorgängen unharmonisch. Solche Bewegungen haben einen Beschleunigungsverlauf, dessen Kurvenbild nicht mehr mit dem des Schwingweges identisch ist. Die hierbei auftretenden steilen Beschleunigungsspitzen formen in erster Linie das Schwingempfinden des Fahrers. Daher muß größter Wert auf ein Geringhalten des Aufsetzstoßes des Fahrers gelegt werden. Mittel hierzu sind: Verringerung der schwingenden Masse des Sitzes, Auspolsterung der Sitzfläche und Dämpfung der Eigenschwingungen des Sitzes mit Schwingungsbremsen oder durch Ausnutzung der hohen Werkstoffdämpfung des Gummis. (Erwünschte Dämpfung $D \approx 0,3$ bis $0,4$.)

Konstruktionsbeispiele, die den obigen Forderungen weitgehend entsprechen sind der Lanz-Sitz und der Monroe-Sitz mit hydraulischer Dämpfung (letzterer neuerdings auch in ähnlicher Bauweise von Maschinenfabrik Wagnen) oder der Ridemaster-Sitz der U. S. Rubber Corp. und der Versuchssitz Nr. 10 der FAL mit Gummi-Verdrehfeder und Werkstoffdämpfung des Gummis (Abb. 23).

Ein Beispiel für eine gute Ausführung eines starren Sitzes ist die Konstruktion der amerikanischen Schlepperfirma Deere and Co. (Abb. 24).

Dieser Polstersitz baut sich aus einem Luftkissen, das je nach Fahrergewicht aufgeblasen wird, und einem rund 3 cm dicken Tierhaarpolster auf. Die Tierhaare sind hierbei durch Tränken in Gummimilch leicht federnd miteinander verbunden und ergeben ein recht wirksames Polster. Luftkissen und

Polsterplatte sind mit einem dünnen Lederbezug zusammengehalten. Das Luftkissen ist so ausgeführt, daß ein „Schwimmen“ des Fahrers nicht eintritt.

Über die Gestaltung der Sitzpolster von Personenkraftwagen liegen eingehende Untersuchungen von W. E. Lay und L. C. Fischer [6] vor, die aber nur bedingt für die Sitzgestaltung von Ackerschleppern verwendet werden können. So ergibt wohl die hierbei angegebene, nach hinten geneigte Anordnung eines bis zur Schulterhöhe reichenden Rückenpolsters im Stand die bequemste Sitzlage; für den Schlepperfahrer ist diese halbliegende Haltung jedoch wegen des bereits früher erwähnten Wurfvorganges beim Überfahren von Hindernissen vollkommen unmöglich. Die weiterhin angegebene Sitzlastverteilung ist infolge der nach vorn geneigten Körperhaltung des Schlepperfahrers auch auf unseren Fall nicht übertragbar. Man kann hieraus nur zur Kenntnis nehmen, daß die Sitzauspolsterung nicht gleichmäßig stark (also keine flache Polsterplatte) sein soll, sondern das Körperlastzentrum eine drei- bis vierfach stärkere Federung aufweisen muß. Der Verlauf des Sitzdruckes von einer Sitzkante zur anderen kann annähernd parabelförmig angenommen werden.

Bei der subjektiven Beurteilung der Sitze zeigte sich weiterhin, daß auch die Lage des Sitzes zu den Bedienungshebeln und eine entsprechende Ausführung der Rückenlehne berücksichtigt werden müssen. Müller [7] gibt hierzu aus arbeitsphysiologischen Untersuchungen als Richtlinie an, daß die Druckrichtung des Fußes möglichst waagrecht oder leicht abwärts gerichtet sein soll. Die Abstützung des Körpers hat in der Beckengegend und nicht in Schulterblatthöhe zu erfolgen, da das Rückgrat von Natur aus nicht biegesteif ist. So wurden auch bei unseren Versuchen die Sitze mit hohen und verschiedentlich sogar harten Rückenlehnen von den Fahrern als sehr unangenehm gewertet. Eine niedrige Rückenstütze bis zur Beckenhöhe erscheint somit als die zweckmäßigste Ausführung für Ackerschlepper.

DK 629.11.014.26

Schrifttum:

[1] M. Haack: Über die Beanspruchung des Menschen durch Erschütterungen auf Schleppern und Landmaschinen, Vortrag auf der 11. Tagung der Landmaschinenkonstruktoren, Brschw., Febr. 1953, Veröffentlichung anschließend.

[2] E. F. Göbel: Gummifedern, Bln. 1945.

[3] E. Lehr und Bertschinger: Über den Zusammenhang zwischen Schwingungseigenschaften und Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen, ATZ 48 (1946), S. 33.

[4] W. Braune und O. Fischer: Über den Schwerpunkt des menschlichen Körpers, Abhandlung d. K. & Ges. d. Wiss. Bd. 26 (1889), S. 627.

[5] A. K. Simons: Tractor Ride Research, SAE Quarterly Transactions April 1952, S. 357.

[6] W. E. Lay und L. C. Fischer: Riding Comfort and Cushions, SAE Journal, Nov. 1940, S. 482.

[7] E. A. Müller: Die günstigste Anordnung im Sitzen betätigter Fußhebel, Arbeitsphysiologie 9 (1936), S. 125.

Elfte Konstrukteurtagung in Völknerode

Unter der Leitung des Direktors des Instituts für Landtechnische Grundlagenforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Prof. Dr. W. Kloth, findet in der Zeit vom 23. bis 25. Februar 1953 in Völknerode die 11. Konstrukteurtagung statt, auf der folgende Themen zur Behandlung kommen werden:

Am 23. 2. 1953

10.15 Uhr: Knolle: Rationalisierung der Entwicklungsarbeiten zur Sicherung der Konstruktion.

Bergmann: Sichtbar gemachte Spannungsfelder.

14.00 Uhr: Thiel: Kräfte und Beanspruchungen im Heuwenderzinken.

Getzlaff: Kräfte beim Pflügen steinigem Bodens.

Kloth/Naumann: Deutsche und ausländische Landmaschinen-Werkstoffe.

Am 24. 2. 1953

9.00 Uhr: Skalweit/Hain: Die Führung von Geräten bei verschiedenen Anlenksystemen am Schlepper.

Seifert: Entwicklungsfragen der Kraftheber.

Skalweit: Konstruktive Gesichtspunkte für den Anbau von Arbeitsgeräten zwischen den Achsen eines Schleppers.

14.00 Uhr: Söhne: Der Aufsattelpflug als Zwischenglied zwischen Anbau- und Anhängerpflug.

Getzlaff: Messungen am angetriebenen Scheibenpflug.

Hain: Gelenkarme Bandgetriebe zum Federausgleich.

Haack: Über die Beanspruchung des Menschen durch Erschütterungen auf Schleppern und Landmaschinen.

Am 25. 2. 1953

9.00 Uhr: Bock: Beobachtungen bei Feldversuchen über die Zugfähigkeit von Schlepperreifen.

Söhne: Studien über die Elementarvorgänge zwischen Reifen und Boden.

Gerlach: Physikalische Untersuchung über die zwischen den Bodenteilchen wirkenden Kräfte.

Flaig: Die Elementarteilchen des Bodens unter dem Elektronen-Mikroskop.

14.00 Uhr: Königer/Schulze: Der Schneidvorgang beim Grassmähen.

Fischer-Schlemm: Der Einfluß des Watenwinkels bei Möhmeserklingen.

Stroppel: Studien über Form und Abnutzung von Schneiden.

Résumé:

Dr.-Ing. M. Haack: „Über die günstigste Gestaltung der Schleppersitzfederung bei luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse.“

Für die heutige Standardausführung des ungefederten luftbereiften Ackerschleppers mit starrer Hinterachse und durch Normvorschriften festgelegter Sitzlage wurden, ausgehend von dem Schwingungsempfinden des Menschen, 14 Schleppersitze verschiedener Charakteristik und Bauweise auf ihr Schwingungsverhalten untersucht. Zur Schwingungserregung wurden annähernd sinusförmige Einzel- und periodische Hindernisse benutzt, die eine gute Reproduzierbarkeit der Versuche ergaben. Die mit Weg- und Beschleunigungsmessung beobachteten Vorgänge wurden unter Annahme eines idealisierten Ersatzmodells rechnerisch verglichen. Trotz der großen Vereinfachung läßt sich das Wesentliche der Schwingungsvorgänge aus der Rechnung erklären. Richtlinien für das Erreichen günstigster Verhältnisse werden angegeben.

Dr.-Ing. M. Haack: „On the most favourable Springing for Tractor Drivers' Seats on Pneumatic-tyred Agricultural Tractors.“

Some 14 seats, of various methods of design and construction, as used on present-day standard designs of unsprung pneumatic-tyred agricultural tractors having rigid rear axles, were investigated from the point of view of the oscillations and shocks transmitted to the body of the driver. The oscillations and road shocks were obtained from regularly and irregularly located obstacles, whose shape approached that of a sine curve. The results derived from the measurements of distances and acceleration were compared with those obtained from investigations made on an ideal model. Despite the great simplification, the essentials of the various types of oscillations produced could be obtained by calculation. Certain essential prerequisites for attaining better results are postulated.

Dr.-Ing. M. Haack: «Exposé traitant de la construction la plus avantageuse de la suspension du siège des tracteurs montés sur pneumatiques et à pont arrière rigide.»

Les vibrations de 14 sièges de caractéristiques et de construction diverses, montés à l'emplacement déterminé par la normalisation sur les types actuellement standardisés de tracteurs non suspendus, équipés de pneumatiques et à pont arrière rigide, ont fait l'objet d'examen, en partant de la sensation de vibration ressentie par l'homme. Pour produire ces vibrations, des obstacles isolés ou périodiques, de formes approximativement sinusoïdales ont été utilisés et ont assuré une excellente reproduction des essais. Les réactions contrôlées par des mesures de chemin parcouru et de rapidité ont été comparées numériquement, en prenant pour base un modèle-type. Malgré la grande simplification, l'essentiel des vibrations a été expliqué par des calculs. Des directives sont proposées pour l'obtention des conditions les plus avantageuses.

Ing. Dr. M. Haack: «De la configuración más favorable de los muelles de los asientos de tractores en los tractores agrícolas con neumáticos y eje trasero rígido.»

Saliendo de la reacción humana a las vibraciones, se estudiaron 14 asientos de tractores de construcción y características diferentes del tipo standard moderno de tractores agrícolas, sin suspensión en ballestas, con neumáticos, eje trasero rígido y ubicación del asiento según las normas vigentes. Para provocar las vibraciones se dispusieron obstáculos individuales y periódicos de forma aproximadamente sinusoidal, con el fin de facilitar la repetición de los ensayos. Los fenómenos observados con medición del camino y de la aceleración se compararon por cálculo con un supuesto modelo ideal. A pesar de la mucha simplificación se explican por estos cálculos los fenómenos esenciales de la vibración. Se dan líneas de orientación para lograr las condiciones más favorables.