

# Schleppersitz-Untersuchungen mit Hilfe eines servo-hydraulischen Schwingungssimulators

Max-Planck-Institut für Landarbeit und Landtechnik, Bad Kreuznach

Während des ersten Jahrzehntes nach dem vergangenen Krieg waren die Schlepperhersteller mit Schlepperentwicklungsaufgaben und dem Wiederaufbau der Werke so beschäftigt, daß für grundlegende Sitzkonstruktionen wenig Raum blieb. Zweifellos gab es Ausnahmen, und auch von wissenschaftlicher Seite [1; 2] wurden solche Bemühungen weiter angeregt. Offensichtlich war das Problem ungünstiger Auswirkungen mechanischer Schlepperschwingungen auf den menschlichen Körper noch kaum erkannt worden. Obgleich bereits 1955 aus arbeitsphysiologischer Sicht [3] auf die starke Beanspruchung hingewiesen wurde, leistete die Schlepperindustrie zunächst nur wenig Beiträge [4] in dieser Richtung.

Einen Überblick über den Umfang der DLG-Prüfungen während der vergangenen zehn Jahre (Tafel 1) zeigt die weitere Entwicklung auf. Ein Fabrikant — die Firma Friedrich Brendel, Saalstadt, sei wegen der bahnbrechenden Entwicklung genannt — stellte einen Parallelogrammsitz mit Verstellsfeder und hydraulischem Dämpfer vor, der gegenüber den serienmäßigen Schleppersitzen einen außerordentlichen Fortschritt darstellte und 1956 mit der „Bronzenen Preismünze der DLG“ ausgezeichnet wurde. In dieser Grundkonzeption wird der Sitz übrigens heute noch hergestellt und ist bereits bei vielen Tausend Lastwagen und Omnibussen eingebaut worden (Bild 1). Für den Schlepper werden Sitze dieser Bauart dagegen in den folgenden Jahren immer weniger geeignet, je stärker sich der hydraulische Kraftheber verbreitet, der nur wenig Raum für die Bauhöhe läßt.

In den Jahren 1957—1960 erfolgen nur Prüfungen von Schleppersitzschalen und Sitzkissen. Es ist schon ein Fortschritt, wenn die Sitzschale, die „nackt“ mit dem Schlepper mitgeliefert wird, einigermaßen den anatomischen Anforderungen entspricht. Sitzkissen sind oft ein Gratis-Entgegenkommen des Händlers für den Schlepperkäufer und daher oft von geringer Haltbarkeit. Die folgenden Jahre zeigen vermehrte Konstruktionsarbeit an den Schleppersitzen, die zu einem Teil von der Schlepperindustrie selbst, am stärksten aber wohl von speziellen Sitzherstellern geleistet wird. So kann Ende 1960 [5] über eine größere Vergleichsuntersuchung verschiedener Sitze berichtet werden. Je eine abgeschlossene Sitz- und Sitzkissenprüfung der DLG verzeichnet dann das Jahr 1963. In dieser Zeit fallen der stagnierende Schlepperabsatz und die vom Landwirt immer stärker gewordene Forderung nach berechtigtem Fahrkomfort zusammen, die die Entwicklungsarbeiten für Sitze beschleunigen. Es zeigt sich dabei, daß theoretische Überlegungen allein und auch Probefahrten mit subjektiver Beurteilung oft nicht weiterführen. So ergibt sich — nicht nur bei den DLG-Prüfungen, sondern bei fast den meisten Sitzentwicklungen — immer wieder die Notwendigkeit zu konstruktiven Änderungen, vor allem hinsichtlich der Abstimmung von Federung und Dämpfung.

Aber der Erfolg stellt sich ein: Viele Firmen können gute Sitze vorweisen, davon allein fünf im zeitigen Frühjahr 1966

von der DLG anerkannte, die dem Fahrer eine wesentliche Verminderung der Schwingbeanspruchung bieten.

## 1. Bisherige Untersuchungsverfahren

Das Zusammenwirken von Federung und Dämpfung bei einem Schleppersitz ist der Maßstab für seine Qualität, das heißt für das Ausmaß der auf den Fahrer einwirkenden mechanischen Schwingungen. Die subjektive Beurteilung ist wegen der vielfältigen Auswirkungen auf den menschlichen Körper — es gibt nicht nur einen, sondern eine ganze Anzahl verschiedenartiger „Schwingungsrezeptoren“ — und mangels eines „Schwingungsgedächtnisses“ sehr problematisch. Daher besteht seit langem der Wunsch, die den Fahrer beeinflussenden Schwingungen exakt zu messen und zu bewerten. Eine zweite, damit verbundene Forderung erstreckt sich darauf, daß die Versuchsbedingungen möglichst praxisnahe und reproduzierbar sein müssen.

### 1.1. Verfahren zur Schwingungserregung der Sitze

Hinsichtlich der Untersuchungsmethoden lassen sich folgende fünf Verfahrensmöglichkeiten unterscheiden:

- I. Fahrversuche mit Schleppern auf echten Fahrbahnen
- II. Fahrversuche mit Schleppern auf Modellfahrbahnen
- III. Laborversuche mit Schleppern auf Rollenprüfständen
- IV. Laborversuche mit Sitzen auf mechanisch oder hydraulisch angetriebenen Prüfständen
- V. Laborversuche mit Sitzen auf Schwingungssimulatoren für regellose Abläufe

Fast alle Institute und Versuchsabteilungen der Herstellerwerke haben zunächst mit praktischen Fahrversuchen (Methode I) gearbeitet [2; 6...11], die jedoch den Nachteil haben, daß sich die praxisexakte Fahrbahn im Laufe der Zeit hinsichtlich ihres Profils und ihrer Elastizität ändert. Das



Bild 1: Parallelogrammsitz mit Gewichtsverstellung und Stoßdämpfer, Höhen- und Längs- sowie Rückenlehnenverstellung, der vor mehr als zehn Jahren als Schleppersitz entwickelt wurde und heute große Verbreitung bei Lastkraftwagen und Omnibussen gefunden hat

Tafel 1: Anzahl der in den vergangenen zehn Jahren von der DLG anerkannten Schleppersitze oder Sitzteile

	1956	1957	1958	1959	1960	1961	1962	1963	1964	1965	1966
Sitzschalen		2	1		1			1			
Sitzkissen			3							1	
komplette Sitze		1						1			5

trifft vor allem für Fahrbahnen auf dem Acker zu, gilt aber auch für Feldwege, selbst wenn diese nicht im öffentlichen Verkehr benutzt werden. Trotzdem wird man immer wieder auf Messungen unter praxiserfahrenen Bedingungen zurückgreifen müssen, zumindest um andere Untersuchungsmethoden damit zu vergleichen. Eine Bedeutung für auch nach längerer Zeit noch reproduzierbare Versuche könnten echte Fahrbahnen jedoch nur dann haben, wenn sie gegenüber äußeren Einflüssen ständig kontrolliert und beispielsweise gegen Regen und Frost geschützt würden.

Wegen der genannten Nachteile sowie im Hinblick auf eine „Normung“ von Fahrbahnen für vergleichbare Untersuchungen verschiedener Institute sind landwirtschaftliche Fahrbahnen untersucht [12; 13] beziehungsweise schon Modellbahnen (Methode II) gebaut worden [14]. Während in den weiter zurückliegenden Jahren Hindernisbahnen mit Einzelhindernissen [4] beziehungsweise Kombinationen verschiedener Hindernisse [6] geschaffen wurden, die teilweise einer periodischen Wellenbahn entsprachen [1], wird jetzt verstärkt Wert darauf gelegt, der Fahrbahn einen stochastischen Verlauf zu geben. Das läßt sich in einer Annäherung an eine praxiserfahrene Fahrbahn durch ein Stufenprofil (idealisierte Kopie) für die Modellfahrbahn erreichen, die durch Lattenhindernisse [14] oder Betonhindernisse [15] geschaffen werden kann. Durch Auswechsellern der Einzelhindernisse und ihrer Folge kann zwar — mit nicht unbeträchtlichem Aufwand — eine gewünschte Fahrbahnänderung vorgenommen werden. Wegen der Steifheit solcher Modellfahrbahnen ist jedoch die Nachahmung plastischer Ackerprofile jeglicher Art praktisch nicht möglich.

Rollenprüfstände (Methode III) haben den Vorteil, daß wegen ihrer Installation in einem geschlossenen Laborraum unabhängig von der Witterung und sonstigen äußeren Einflüssen zu jeder Jahreszeit gemessen werden kann. Die Reproduzierbarkeit der Meßwerte ist besonders groß, weil die Fahrgeschwindigkeit sehr genau eingestellt und auf Wunsch auch nach Programm geändert werden kann. Ein weiterer Grund dafür ist die Möglichkeit, die vom Motor verursachten Schwingungen aus der Untersuchung auszuklamern, wenn der Rollenprüfstand einen eigenen Antrieb hat. Rollenprüfstände nach ähnlichem Prinzip, jedoch mit verschiedener Hindernisanordnung, wurden von BJERNINGER [16] und uns [5] verwendet. Da aus Gründen des technischen Aufwandes die Durchmesser der Antriebsrollen nicht zu groß werden dürfen, muß die Anzahl der montierten Hindernisse so stark begrenzt werden, daß ein stochastischer Ablauf nicht erreicht werden kann. Trotz aller Verbesserungen, wie Geschwindigkeitsänderung und unregelmäßiger Hindernisanordnung, wird auf Rollenprüfständen immer eine gewisse Periodizität erhalten bleiben. Für die Ermittlung des Resonanzverhaltens des Gesamtschleppers, seiner Vorderachse, des Sitzes sowie des menschlichen Körpers können solche periodischen Schwingungen aber von Vorteil sein.

Mechanisch oder hydraulisch angetriebene Prüfstände für Sitze selbst — also ohne Schlepper — erzeugen ebenfalls allgemein periodische Schwingungen (Methode IV). Neben der Verwendung solcher Schwingtische für arbeitsmedizinische Grundlagenversuche [11; 17 ... 22] eignen sie sich besonders zur Untersuchung des Federungs- und Dämpfungsverhaltens eines Sitzes unter dem Einfluß von Sinusschwingungen. Prüfstände dieser Art wurden daher häufig von den Versuchsabteilungen der Sitzhersteller verwendet [10], wenn auch darüber nur wenige Veröffentlichungen vorliegen.

Erst in jüngerer Zeit sind Schwingungssimulatoren für Laborbetrieb bekanntgeworden, die in der Lage sind, Schwingungen jeglicher Art zu erzeugen (Methode V). Im Prinzip beruhen sie darauf, daß die gewünschten Funktionsabläufe in den elektronischen Teil der Anlage eingespeist werden und ein Servoventil damit den Ölfluß zu einem Arbeitszylinder steuert [23]. Der Zylinder führt die Schwingbewegungen der Plattform aus. Es können somit im praktischen Fahrbetrieb aufgenommene Schwingungsverläufe reproduziert werden. Die Begrenzung dieser Simulatoren liegt in der An-

zahl der Schwingrichtungen, weil jede Schwingrichtung einen eigenen Arbeitszylinder benötigt. Bisher wurden jeweils nur eine — die vertikale — Schwingrichtung simuliert [23 ... 25] oder auch Vertikal- und Nickschwingungen für die Simulation von fahrbaren Baumaschinen kombiniert [26]. Schwingprüfstände dieser Art eignen sich sowohl zur Untersuchung ganzer Fahrzeuge oder nur der Sitze allein als auch für arbeitsmedizinische Untersuchungen des Schwingungseinflusses auf den Menschen.

## 1.2. Meßverfahren

Für Schwingwegmessungen hat HAACK [1] zunächst Lichtspuraufnahmen angewandt, während bei späteren Untersuchungen die Schwingwege elektronisch erfaßt wurden [5]. Wegen des einfacheren Meßverfahrens wurde jedoch die Beschleunigungsmessung in zunehmendem Maße bevorzugt [6, 7, 10, 14, 16]. Bei regelmäßigen Schwingungsabläufen bereitet die Auswertung keine Schwierigkeiten, da die Beschleunigungsamplituden leicht auf dem Diagramm ausgemessen werden können. Regellose Beschleunigungsverläufe, wie sie bei praktischen Fahrversuchen sowie Simulatoren vorkommen, machen einen größeren meßtechnischen Aufwand notwendig. Die ständig wechselnden Amplituden erfordern eine Integration (Bildung des quadratischen Mittelwertes) [7; 8; 16; 27 ... 30]. Gegebenenfalls muß auch eine Auszählung der Spitzenhäufigkeit vorgenommen werden [31; 32]. Schließlich ist auch oft eine Frequenzbewertung von Bedeutung, da die Beanspruchung frequenzabhängig ist [28; 33].

## 2. Aufgabenstellung der Untersuchung

Nachdem im Jahre 1960 über eine vergleichende Sitzuntersuchung mit Hilfe eines Rollenprüfstandes berichtet [5] und lediglich im Jahre 1963 nach demselben Verfahren ein Schleppersitz im Rahmen einer DLG-Prüfung gemessen worden war, erlaubte es der Stand der technischen Entwicklung, im Jahre 1964 einen servohydraulischen Schwingungssimulator zu beschaffen. Dieser Prüfstand sollte zwar in erster Linie für die Durchführung arbeitsmedizinischer Untersuchungen verwendet werden [34 ... 36], bot sich jedoch auch für Sitzuntersuchungen an, solange diese noch nicht von den Prüfinstituten selbst durchgeführt werden können.

Die Anlage diente daher zusätzlich Testmessungen, die im Auftrag von Versuchs- und Entwicklungsabteilungen der Sitzhersteller an Prototypen oder serienmäßigen Sitzen durchgeführt wurden. Weiterhin erfolgten Prüfstandsmessungen bei Schleppersitzen, deren Auftraggeber die Prüfungsabteilung für Landmaschinen der DLG war. Es ist die Aufgabe dieses Berichtes, über die Untersuchungsmethode, die Meß- und Auswertungsverfahren sowie einige erzielte Ergebnisse zu berichten.

## 3. Versuchsanordnung

### 3.1. Schwingungssimulator „Hydropuls“

Die Anlage besteht aus der Ölstation, dem Arbeitszylinder mit elektrohydraulischem Servoventil und der elektronischen Regeleinrichtung<sup>1)</sup>, sowie dem von unserer Versuchswerkstatt gebauten Schwingtisch mit Führung (Bild 2).

Die Plattform des Schwingtisches wird in vertikaler Richtung durch den Kolben des Hydraulikzylinders bewegt. Dabei beträgt der maximale Schwingweg  $\pm 50$  mm, die maximale Prüfkraft  $\pm 630$  kp. Das im Zylinder benötigte Drucköl wird von der Ölstation mit Drücken zwischen 240 und 270 atü geliefert. Damit innerhalb dieses Bereiches der Druck auch bei kurzzeitig starkem Ölbedarf konstant bleibt, ist ein Stickstoffgas-Speicher als Druckpolster eingebaut. Durch Feinfilter wird das umlaufende Öl ständig gereinigt, um ein einwandfreies Funktionieren des empfindlichen Servoventiles zu garantieren. Ein thermostatisch geregelter Ölkühler beschränkt die Betriebstemperatur auf maximal 75 °C.

<sup>1)</sup> Ölstation, Arbeitszylinder mit elektrohydraulischem Servoventil und Regeleinrichtung wurden von der Firma Carl Schenck, Maschinenfabrik GmbH, Darmstadt, geliefert.



Bild 2: Servo-hydraulisch angetriebener Schwingtisch mit Druck-Erzeuger-anlage und elektronischer Ausrüstung

Unmittelbar am doppelt wirkenden Hydraulikzylinder befindet sich das Steuerventil, während der Arbeitskolben selbst mit einem induktiven Weggeber gekoppelt ist, der in Verbindung mit einem Trägerfrequenzmeßverstärker zur kontinuierlichen Messung des Ist-Weges dient. Arbeitszylinder mit Steuerventil und Weggeber sind Teile eines Regelkreises. Hierzu gehört noch der Differenzverstärker des Regelgerätes, der den Soll-Wert mit dem Ist-Wert ständig vergleicht. Jede Differenz zwischen Soll- und Ist-Wert wird dem Steuerventil als Regelgröße mitgeteilt, das seine Ausgangsleistung berichtigt und laufend dem Sollwert anpaßt.

Der Sollwert wird als elektrische Funktion bei diesen Versuchen von einem Magnetbandspeicher in Form eines regellosen Spannungsverlaufes abgegeben, kann jedoch je nach dem Zweck der Untersuchung auch einem Funktionsgenerator oder Programmautomaten entnommen werden. Für unsere Aufgaben wurden bei praktischen Schlepperarbeiten die Schwingungen am Getriebe (an der Sitzmontagefläche) gemessen und auf Magnetband gespeichert.

Die Leistung der Anlage ist nach der angegebenen Kraft, dem Schwingweg sowie der maximalen Öldurchflußmenge von 9 l/min begrenzt. Es gelten die in Bild 3 dargestellten Grenzl意思 des Leistungsbereiches. Schwingbeschleunigungen mit einem Scheitelwert von  $10 \text{ m/s}^2$  liegen bei  $< 30 \text{ Hz}$  nach VDI 2057 [33] bereits in einem nicht mehr zumutbaren Bereich. Es kann somit dem Diagramm entnommen werden, daß in dem Frequenz- und Amplitudenbereich, der bei Untersuchungen an Fahrersitzen und am menschlichen Körper interessant ist, die Leistung der Hydropulsanlage völlig ausreicht.

Wegen der Ausrüstung der Anlage mit vorläufig nur einem Zylinder gestattet sie nur die Simulation von Schwingungen in einer Richtung. Da die Vertikalrichtung bei Schleppern die wichtigste Komponente darstellt [9; 37; 38] und die meisten Schleppersitze auch nur in vertikaler Richtung federn, haben wir zunächst diese Schwingrichtung für den Prüfstand gewählt. Bei Bedarf ist eine Erweiterung durch einen zweiten Zylinder möglich, so daß Schwingungskombinationen simuliert werden können.

### 3.2. Soll- und Ist-Wert-Vergleich

Zur Ermittlung der Genauigkeit der Simulation bei stochastischen Schwingungen haben wir einen Soll- und Ist-Wert-Vergleich durchgeführt. Dazu wurde der in das Regelgerät

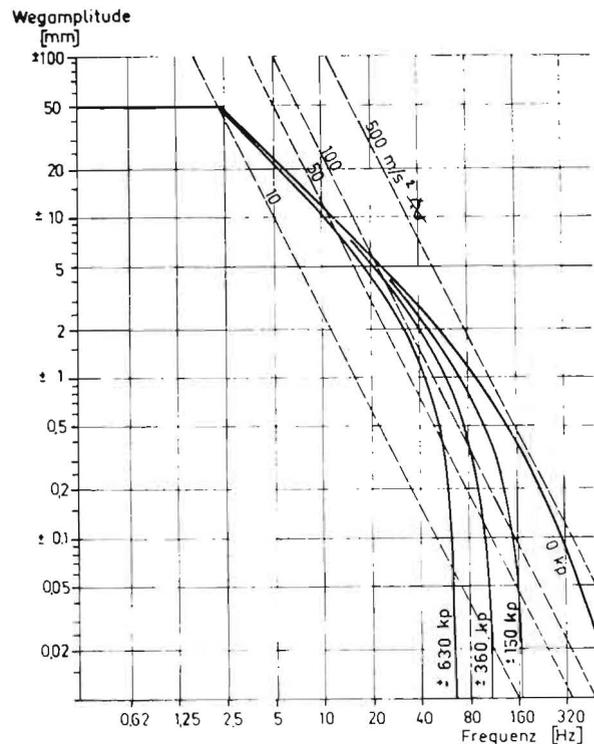


Bild 3: Grenzl意思 des Leistungsbereiches der Hydropuls-Anlage

eingeegebene Wegverlauf auf einem Kanal und der Wegverlauf des Schwingtisches auf dem zweiten Kanal des Direkt-schreibers aufgezeichnet. Zwei solcher Kurven sind in Bild 4 wiedergegeben. Dabei entspricht der Soll-Weg dem zu simulierenden Ablauf und der Ist-Weg dem von der Hydropuls-anlage nachgefahrenen Schwingungsverlauf. Der Vergleich beider Kurven zeigt eine sehr gute Übereinstimmung.

### 3.3. Programmierung von praktischen Schwingungsverläufen

Zur Speisung der Hydropulsanlage werden Schwingungs-abläufe benötigt, die denen der Fahrpraxis entsprechen müssen. Dazu wurden die im nächsten Abschnitt beschriebenen Fahrversuche durchgeführt. Die Schwingungen wurden unmittelbar an der Montagefläche des Sitzes, also am Schleppergetriebe, gemessen, weil diese Stelle der Plattform der Hydropulsanlage entspricht, auf die die Sitze montiert werden.

Schwingwegaufnehmer nach seismischem Prinzip bieten gewisse Schwierigkeiten, da ihre Eigenfrequenz unter der zu messenden liegen muß und sie daher eine verhältnismäßig große Bauweise haben. Wir haben daher mit kleinen induktiven Aufnehmern die Beschleunigung erfaßt und über den Meßverstärker dem Magnetbandspeicher zugeführt. Diese im Meßwagen mitgeführten Geräte wurden über einen Sinus-wechselrichter aus einer 24-V-Batterie versorgt.

Da die Hydropulsanlage über den Wegverlauf gesteuert wird, müssen die gespeicherten Beschleunigungen vor Eingabe in das Regelgerät einen Doppelintegrator durchlaufen. Die Wirkungsweise des Integrators ist an anderer Stelle eingehend beschrieben worden [25]. Bild 5 zeigt einen Kontrollversuch, bei dem die durch zweifache Integration der am Fahrzeug gemessenen Beschleunigung gewonnene Wegkurve mit der gleichzeitig am Fahrzeug gemessenen Wegkurve verglichen wurde. Die auf Magnetband aufgezeichneten Eich-

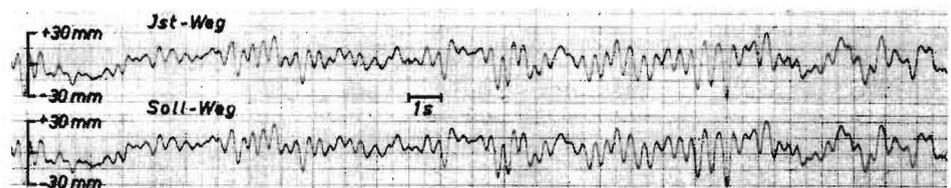


Bild 4: Soll- und Ist-Wert-Vergleich bei stochastischem Ablauf

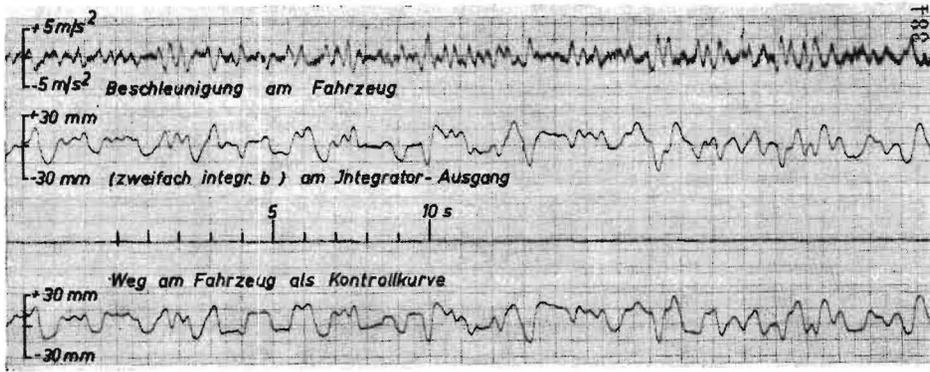


Bild 5: Vergleich der mit dem Doppelintegrator (aus der Beschleunigung) gewonnenen Weg-Kurve mit der am Fahrzeug direkt gemessenen Weg-Kurve

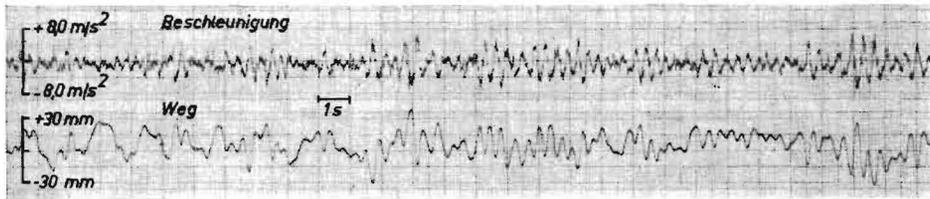


Bild 6: Kurvenabschnitte für Beschleunigungs- und Wegverlauf bei Feldwegfahrt

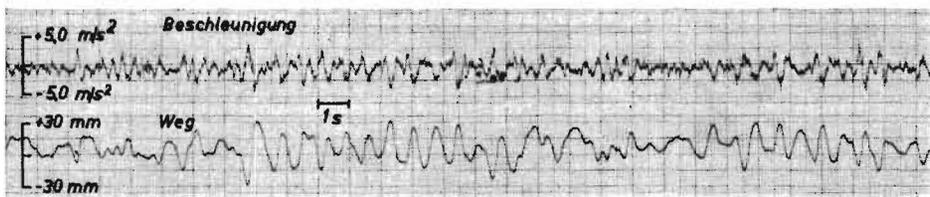


Bild 7: Kurvenabschnitte für Beschleunigungs- und Wegverlauf bei Bodenbearbeitung Scheibenegge

werte erlauben jederzeit eine exakte Einstellung des Programmes, so daß die Reproduzierbarkeit der Versuchsanordnung gesichert ist.

### 3.4. Aufgenommene Versuchsstrecken und Versuchsschlepper

Als Beispiele für Transport- und Ackerarbeit wurden zwei Fahrstrecken ausgewählt: eine Feldwegfahrt und eine Bodenbearbeitung. Der Feldweg war durch eine schwache Packlage befestigt. Stellenweise zeigte er ausgefahrene Gleise und Schlaglöcher. Im ganzen muß er vergleichsweise als mittelmäßig bis schlecht angesehen werden. Der Schlepper wurde mit einem leeren 3-t-Anhänger mit einer mittleren Geschwindigkeit von 12 km/h gefahren. Aus der Fahrstrecke von 3,8 km ergibt sich eine Gesamtfahrzeit von ~ 19 min. Für den Simulatorbetrieb wurde jedoch nur eine Fahrzeit von 4,17 min benötigt, die 2500 Stichproben des Klassiergerätes entspricht.

Als Beispiel für Bodenbearbeitung wurde ein gepflügter Acker schräg zur Pflugfurche mit angehängter Scheibenegge bearbeitet. Es handelte sich um mittelschweren Boden mit mäßigem Feuchtigkeitsgehalt. Die mittlere Fahrgeschwindigkeit betrug 7 km/h. Die gleiche Fahrzeit von 19 min entsprach einer Gesamtstrecke von 2,22 km.

2) Typ G 50 der Firma Linde Aktiengesellschaft, Werksgruppe Güldner, Aschaffenburg

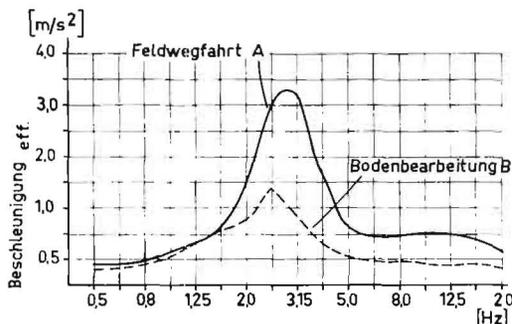


Bild 8: Frequenzspektrum am Schleppergetriebe (Sitzmontagefläche)

Für beide Fahrstrecken sind Kurvenauszüge in den Bildern 6 und 7 sowie Frequenzspektrern der Schwingbeschleunigung am Schleppergetriebe im Bild 8 dargestellt. Es ist ersichtlich, daß das Frequenzspektrum bei der Feldwegfahrt ein Maximum bei 2,8 Hz, bei der Bodenbearbeitung bei 2,5 Hz hat. Einen Überblick über die wichtigsten Meßdaten bei diesen beiden Fahrprogrammen gibt die Tafel 2.

Als Versuchsschlepper wurde ein 50-PS-Schlepper mit Allradantrieb und Frontlader verwendet<sup>2)</sup>. Die technischen Daten sind:

- Gesamtgewicht: 3 300 kp (einschl. Frontladerschwinge)
- Hinterachslast: 1 930 kp
- Bereifung: 10-18 AS-Front, 14,9/13-30 AS
- Reifendruck: 2,5 atü vorn, 1,5 atü hinten

Bei Feldwegfahrt wurde der Schlepper ohne, bei der Bodenbearbeitung mit eingeschaltetem Vierradantrieb gefahren.

### 3.5. Schwingungsmessungen an Schleppersitzen und deren Bewertung

Entsprechend der VDI-Richtlinie 2057 [33] wurden die Vertikalbeschleunigungen an der Einwirkungsstelle auf den Menschen, also zwischen Sitz und Fahrer, mit Hilfe eines zwischen zwei Kunststoffplatten befestigten induktiven Aufnehmers gemessen. Bei allen Sitzen erfolgte zunächst eine oszillographische Aufzeichnung für einen Teil der Fahrstrecke, um einen optischen Eindruck von dem Schwingverhalten zu bekommen. Da die Sitzbeurteilung für die gesamte simulierte Fahrzeit erfolgen sollte, war es notwendig, die Amplituden — zum Teil nach drei verschiedenen Verfahren — zu klassifizieren.

Tafel 2: Wichtigste Meßdaten der beiden Fahrprogramme  
Meßstelle: unter der Sitzmontagefläche (Getriebe)

	vertikale Beschleunigungsamplitude Effektivwert [m/s <sup>2</sup> ]	Spitzenwerte*) [m/s <sup>2</sup> ]	Wahrnehmungsstärke K ~	Maximum des Frequenzspektrums [Hz]
Feldwegfahrt	2,45	~ 10,0	40,8	2,8
Bodenbearbeitung	1,49	~ 6,0	22,7	2,5

\*) = selten auftretende Maximalwerte

Es war das Ziel gestellt, eine Beurteilung nach der VDI-Richtlinie 2057 [33] vorzunehmen<sup>3)</sup>, wofür die Ermittlung der „Wahrnehmungsstärke  $K$ “ erforderlich ist (I.). Will man von einer Frequenzbewertung absehen, genügt die Bestimmung des Effektivwertes der Beschleunigung (II.). Schließlich kann auch die Häufigkeit vorkommender Beschleunigungsspitzen von Interesse sein (III.). Wir haben bei den Untersuchungen im Rahmen von DLG-Prüfungen alle drei Verfahren angewandt, bei Firmenaufträgen jedoch im allgemeinen nur die Ermittlung des  $K$ -Wertes vorgenommen.

Zur Klassierung der Beschleunigungsamplituden standen uns zwei elektronische Geräte zur Verfügung<sup>4)</sup>, von denen das eine nach Stichprobenprinzip [7; 8; 27; 31] und das andere nach dem Prinzip der Überschreitungshäufigkeit [27; 31] arbeitet.

Bei dem erstgenannten Verfahren läßt sich, wenn es sich um eine Normalverteilung der Amplituden handelt, der nichtfrequenzbewertete Effektivwert der Beschleunigung [ $m/s^2$ ] über der Zeit errechnen.

Will man jedoch die geringere Wertigkeit höherer Frequenzen für die menschliche Beanspruchung berücksichtigen, so ist der Verlauf der  $K$ -Wert-Kurven über der Frequenz von Bedeutung. Wir haben deshalb nach der Empfehlung der VDI-Richtlinie 2057 ein RC-Glied mit dem Frequenzgang nach Bild 4 der Richtlinie gebaut und dem Klassiergerät vorgeschaltet<sup>5)</sup>, das die Beschleunigung der menschlichen Wahrnehmung anpaßt. Auf diese Weise läßt sich aus dem frequenzbewerteten Effektivwert [ $m/s^2$ ] nach der in der Richtlinie genannten Formel

$$K = a \frac{\alpha}{\sqrt{1 + (f/f_0)^2}}$$

die Wahrnehmungsstärke  $K$  berechnen. Da

$$a = \text{Effektivwert der Beschleunigung } [m/s^2]$$

$$\text{Konstante } \alpha = 18,0 \left[ \frac{K\text{-Wert}}{m/s^2} \right]$$

$$\text{Konstante } f_0 = 10 \text{ [Hz]}$$

$$\text{Konstante } f = 1 \text{ [Hz]}^{6)}$$

bedeuten, ergibt sich die Formel

$$K = a \cdot 17,9.$$

Das nach Überschreitungshäufigkeit arbeitende Klassiergerät erlaubt es, die Anzahl von Beschleunigungsspitzen über bestimmten wählbaren Klassengrenzen zu ermitteln. Dieses Verfahren ist dann sinnvoll, wenn beispielsweise ein Sitz trotz eines vergleichsweise niedrigen Effektivwertes häufig steile starke Spitzen (Durchschläge) aufweist. Im übrigen gestattet auch dieses Klassierverfahren, den Effektivwert der Beschleunigung zu bestimmen.

Die genannten Meßverfahren wurden jeweils mit drei Fahrgewichten durchgeführt, um die Anpassung des Sitzes an verschiedene schwere Fahrer zu beurteilen. Aus praktischen Gründen war es nicht möglich, bei allen Versuchen einen leichten, mittleren und schweren Fahrer mit jeweils gleichem Gewicht einzusetzen. Die Versuchsfahrer mußten aber den drei Gewichtgruppen 58—65 kp, 70—80 kp oder 90—95 kp entsprechen.

Da bei allen untersuchten Sitzen eine Gewichtseinstellung vorhanden war, sind die aus kleinen Gewichtsunterschieden resultierenden Differenzen von untergeordneter Bedeutung. Für alle im Rahmen der DLG-Prüfung gemessenen Sitze wurden zusätzliche Versuche mit erregenden Sinusschwingungen verschiedener Frequenz durchgeführt, um die Übertragungsfunktion  $V \frac{\text{Sitzweg}}{\text{Tischweg}}$  aufzustellen. Hierzu wurde der Sitz mit einer Masse von 46 kg belastet, die einem Fahrgewicht von 61 kp entspricht. Außerdem wurden Ausschwingversuche durchgeführt, um das Dämpfungsverhalten des Sitzes zu erkennen. Aus 10 cm Höhe wurde das 46-kp-Gewicht auf den Sitz fallen gelassen und die hierbei auftretenden Beschleunigungen und Wege aufgezeichnet.

## 4. Untersuchungsergebnisse und Diskussion

Die bei den 20 Schleppersitzen ermittelten Wahrnehmungsstärken sowie die Schwingübertragung (Verminderung oder Vergrößerung gegenüber dem Getriebe in %) sind in Tafel 3 aufgeführt, die Schwingübertragung außerdem in Bild 9 graphisch dargestellt. Für elf der untersuchten Sitze sind in Tafel 4 die nicht frequenzbewerteten Effektivwerte sowie die Häufigkeit von Spitzen der Vertikalbeschleunigung wiedergegeben.

### 4.1. Wahrnehmungsstärke $K$

Wie erwartet, liegt die Wahrnehmungsstärke bei Feldwegfahrt allgemein höher als bei der Bodenbearbeitung. Die VDI-Richtlinie 2057 [33] unterscheidet bei den Hinweisen zur Erträglichkeit eine Stufe G (von  $K = 10$  bis  $K = 25$ ) „Fahrt in Fahrzeugen über längere Zeit“ und eine Stufe H (von  $K = 25$  bis  $K = 63$ ) „Fahrt in Fahrzeugen über kürzere Zeit“. Danach liegen die Wahrnehmungsstärken bei Bodenbearbeitung mit allen Sitzen in der Stufe G und somit gilt diese Schwingbeanspruchung ohne Unterbrechung als zulässig. Bei der Feldwegfahrt trifft das dagegen nur bei sieben Sitzen (Nr. 14 bis 20) zu, während die anderen 13 Sitze in die Stufe H (Fahrt über kürzere Zeit) einzuordnen wären. In bäuerlichen Betrieben erfolgen Transportarbeiten zwar im allgemeinen nicht stundenlang hintereinander, jedoch im Großbetrieb muß damit gerechnet werden.

Fast bei allen Sitzen wird eine Verminderung der Wahrnehmungsstärke  $K$  erreicht, die bei Feldwegfahrt von 2,2 bis 48,0 %, bei Bodenbearbeitung von 4,8—33,9 % beträgt. Dagegen ist bei schlechten Sitzen auch eine Vergrößerung (Sitze Nr. 1, 7 und 8) festzustellen.

Bei der letzten DLG-Prüfung wurden Sitze anerkannt, die bei der Feldwegfahrt  $K$ -Werte zwischen 35 und 23,3 erreichten. In der Zwischenzeit sind eine Anzahl noch besserer Sitze entwickelt und untersucht worden, wie Tafel 3 und Bild 9 zeigen. Als Anhalt für eine physiologisch zumutbare Grenze kann die VDI-Richtlinie 2057 gelten, die bei  $K < 25$  Fahrt über längere Zeit vorsieht. Dieser Wert wird unter unseren Untersuchungsbedingungen bei Feldwegfahrt von sieben Sitzen unterschritten. Da es also im jetzigen Stand der Technik möglich ist, solche Sitze herzustellen, wird als Grenzwert eine Wahrnehmungsstärke von  $K = 25$  vorgeschlagen<sup>7)</sup>. (In Ausnahmefällen muß als Minimalforderung  $K < 30$  erreicht werden.) Bei unserer Feldwegfahrt entspricht  $K = 25$  einer Schwingverminderung von 38,7 %.

### 4.2. Effektivwert und Spitzenhäufigkeit

Hinsichtlich des nicht frequenzbewerteten Effektivwertes der Beschleunigung zeigen nach Tafel 4 die dort aufgeführten Sitze fast durchweg dieselbe Tendenz wie hinsichtlich des  $K$ -Wertes. Davon weicht bei Feldwegfahrt lediglich Sitz Nr. 13 ab, dessen Effektivwert etwas ungünstiger als der von Sitz Nr. 12 liegt. Nach der Spitzenhäufigkeit dürfte er sogar nur zwischen den Sitzen Nr. 9 und 10 eingeordnet werden. Ursache dafür ist, daß Sitz Nr. 13 nur eine abgestufte, also grobe Gewichtseinstellung hat, die keine optimale Einstellung zuläßt. Es wurde eine weiche Federstufe gewählt, bei der sich gelegentliche Durchschläge nicht vermeiden ließen. Die Beschleunigungsspitzen wurden durch ihre vergleichsweise große Spitzenhäufigkeit erfaßt, wirken sich aber im Effektivwert nicht voll aus. Dieser ist zwar höher als bei Sitz Nr. 12, aber geringer als bei Sitz Nr. 10.

<sup>3)</sup> So wurde bei stochastischen Schwingungen bereits mehrfach, auch von anderer Seite, verfahren, da eine speziell für unregelmäßige Abläufe geltende Richtlinie noch nicht existiert

<sup>4)</sup> Die Arbeiten mit den Klassiergeräten sowie die notwendigen Berechnungsverfahren führten Frau D. SCHMIDT-BARTHMEIS und Herr J. BUSSE durch

<sup>5)</sup> Das für uns neue Meßverfahren wurde von Herrn Ing. H. A. BROICHER vorbereitet

<sup>6)</sup> Die Konstante  $f = 1$  ergibt sich daraus, daß nach Bild 4 der Richtlinie bei 1 Hz noch kein Amplitudenabfall erforderlich ist

<sup>7)</sup> Dieser Wert wird auch den Prüfungen der Bundesversuchs- und Prüfungsanstalt für landwirtschaftliche Maschinen und Geräte, Wieselburg/Erlauf (Österreich), zugrunde gelegt

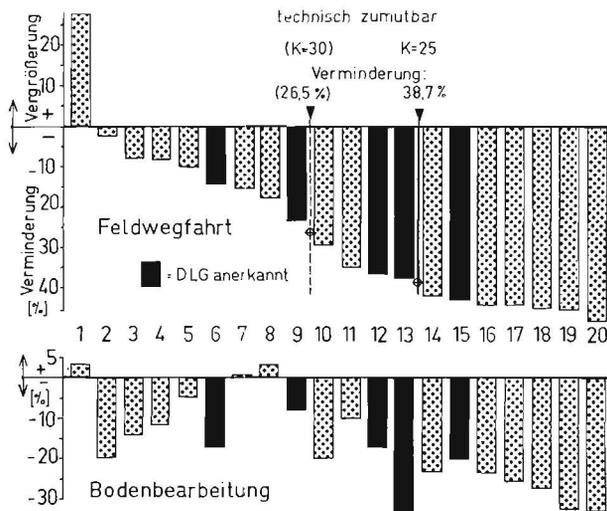


Bild 9: Verminderung der Wahrnehmungsstärke K bei 20 Sitzen

In der K-Wert-Berechnung mit dem RC-Glied werden die einer höheren Frequenz entsprechenden steilen Anstiege mit geringerer Amplitude berücksichtigt, so daß sich für Sitz Nr. 13 eine etwas günstigere Wahrnehmungsstärke K ergeben hat.

Von dieser Ausnahme abgesehen, folgt die Spitzenhäufigkeit bei den elf Sitzen der Tendenz des Effektivwertes und K-Wertes.

#### 4.3. Einfluß der Federeinstellung

In unserer früheren Untersuchung [5] hatte sich bereits gezeigt, daß Sitze mit Federverstellung die günstigsten Werte erzielten. Damals waren von 14 Sitzen jedoch nur vier mit dieser Vorrichtung ausgerüstet. Jetzt standen ausschließlich verstellbare Sitze zur Verfügung. Lediglich

zu Vergleichszwecken wurde ein einfacher Blattfedersitz (Nr. 2) mit untersucht.

Trotz dieser notwendigen Verstellmöglichkeit hat sich ergeben, daß bei der Feldwegfahrt der leichte Fahrer in 18 Fällen, der mittlere und schwere Fahrer in je einem Fall die vergleichsweise ungünstigen Werte erzielten. Bei der Bodenbearbeitung war das Verhältnis 16 : 2 : 2. Obgleich viele Sitze als recht gut zu bezeichnen sind, bedeutet das eine relativ hohe Schwingbeanspruchung für den leichten Fahrer, der im allgemeinen ein Jugendlicher ist. Ursache für diese Ergebnisse dürfte sein, daß die größere Masse des schweren Fahrers die Eigenfrequenz des Systemes Sitz — Mensch erniedrigt und damit das Schwingverhalten begünstigt.

#### 4.4. Eigenfrequenz und Dämpfung

Obgleich es nicht Aufgabe dieser Arbeit war, Fragen der Sitzkonstruktion zu untersuchen, ergaben sich doch hierbei einige praktische Erkenntnisse.

Schleppersitze mit günstigen Ergebnissen hatten Sitzwege zwischen 80 und 100 mm, dagegen waren schlechtere Sitze fast durchweg durch geringe Wege gekennzeichnet. Es ist daher bei den Platzverhältnissen auf dem Schlepper genügend Raum in der Vertikalen zu belassen, da die Sitze selbst im allgemeinen schon so flach wie möglich gebaut sind. Zu große Sitzwege (> 100 mm) erscheinen dagegen wegen der großen Relativbewegungen zu den Bedienteilen unzuweckmäßig. Aus den Versuchen mit Sinuserregung ließen sich die Vergrößerungsfunktionen für die einzelnen Sitze erkennen (Beispiele in Bild 10). Für diese Kurven ist das Zusammenwirken von Federung (Eigenfrequenz) und Dämpfung maßgeblich [39]. Es zeigt sich eindeutig, daß die Eigenfrequenz die Qualität entscheidend bestimmt. Somit nimmt die Qualität (Tafel 3) von Sitz Nr. 19 über 15, 13, 8, 3 nach 2 ab, während die Eigenfrequenz von 1,6 Hz auf 3,2 Hz steigt (Bild 10). Eine Eigenfrequenz des Systemes Mensch — Sitz < 2,0 Hz ist bereits mehrfach vorgeschlagen worden [1; 2; 16; 40; 41].

Tafel 3: Wahrnehmungsstärke und Schwingübertragung bei 20 verschiedenen Sitzen

Sitz Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
<b>A Feldwegfahrt:</b>																				
Wahrnehmungsstärke K	52,1	39,9	37,7	37,5	36,8	35,0	34,6	33,6	31,4	29,0	26,6	26,0	25,6	23,8	23,3	22,9	22,9	22,5	22,3	21,2
Schwingübertragung *) [%]	+27,7	-2,2	-7,6	-8,1	-9,8	-14,2	-15,2	-17,6	-23,0	-29,0	-34,8	-36,3	-37,2	-41,6	-42,9	-43,9	-43,9	-44,8	-45,3	48,0
<b>B Bodenbearbeitung:</b>																				
Wahrnehmungsstärke K	23,5	18,2	19,5	20,0	21,6	18,8	22,9	23,5	20,9	18,1	20,4	18,8	15,0	17,4	18,2	17,3	16,9	16,5	15,3	15,2
Schwingübertragung *) [%]	+3,5	-19,8	-14,1	-11,9	-4,8	-17,2	+0,9	+3,5	-7,9	-20,2	-10,1	-17,2	-33,9	-23,4	-19,8	-23,8	-25,6	-27,3	-32,6	-33,0

\*) Unter Schwingübertragung wird die Verminderung (—) oder Vergrößerung (+) der Wahrnehmungsstärke am Getriebe durch den Sitz verstanden (siehe auch Bild 8)

Tafel 4: Effektivwert und Spitzenhäufigkeit der Vertikalbeschleunigung bei elf verschiedenen Sitzen

Sitz Nr.	1	2	3	6	8	9	10	12	13	15	19
<b>A Feldwegfahrt</b>											
Effektivwert der Beschleunigung [m/s <sup>2</sup> ]	3,20	2,58	2,33	2,20	2,04	2,00	1,77	1,60	1,71	1,47	1,44
Anzahl Spitzen von 4,0 — 6,0 [m/s <sup>2</sup> ]	120	98	46	40	37	26	12	9	24	6	5
" 6,0 — 8,0 [m/s <sup>2</sup> ]	53	20	7	8	4	4	1	—	3	—	—
" 8,0 — 10,0 [m/s <sup>2</sup> ]	17	2	1	4	2	—	—	—	—	—	—
" > 10,0 [m/s <sup>2</sup> ]	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>B Bodenbearbeitung</b>											
Effektivwert der Beschleunigung [m/s <sup>2</sup> ]	1,40	1,11	1,14	1,09	1,37	1,22	1,08	1,12	0,91	1,11	0,87
Anzahl Spitzen von 3,0 — 4,0 [m/s <sup>2</sup> ]	31	18	13	8	24	18	4	8	4	19	2
" 4,0 — 5,0 [m/s <sup>2</sup> ]	7	3	—	1	4	3	—	—	—	2	—
" 5,0 — 6,0 [m/s <sup>2</sup> ]	2	1	—	—	1	4	—	—	—	—	—
" > 6,0 [m/s <sup>2</sup> ]	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

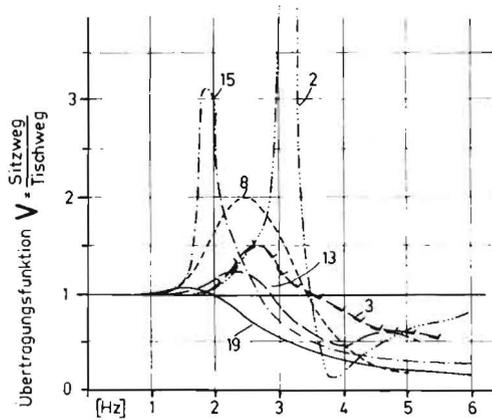


Bild 10: Übertragungsfunktion bei Sinuserregung (sechs Sitze)

Wie ungünstig sich das Fehlen eines Stoßdämpfers auswirkt, zeigt im Bild 10 die Kurve des Blattfedersitzes Nr. 2. Bei Sitz Nr. 15 spielt dagegen die relativ geringe Dämpfung des Stoßdämpfers eine untergeordnete Rolle, weil die Eigenfrequenz des Sitzes niedrig liegt. Eine zu starke Dämpfung baut dagegen nach SÖHNE [40] hohe Frequenzen zu wenig ab. Die günstigste Abstimmung von Federung und Dämpfung bedarf nach unseren Erfahrungen experimenteller Untersuchungen.

#### 4.5. Sitzverstellung für verschiedene Körpergrößen

Von den untersuchten Sitzen hatten 13 eine Möglichkeit der Einstellung für verschiedene Körpergrößen. Bei sieben Sitzen war das nicht gegeben. Damit ist diese schon seit langem gestellte Forderung [3] zu einem großen Teil erfüllt. Die Verstellung wird im allgemeinen nur horizontal und abgestuft vorgenommen, wobei die Gesamt-Verstellwege 60 mm bis 150 mm betragen. Bei einigen Sitzen ist in Verbindung mit der Längsverstellung eine Höhenverstellung in Form einer schräg nach hinten ansteigenden Ebene vorgesehen (Bild 11). Diese Idee geht auf eine Vorstellung von MORRISON [10] zurück, der mit Hilfe der um 25° nach hinten ansteigenden Verstellebene einen gleichbleibenden Winkel im Kniegelenk bei Fahrern von 1,60 m bis 1,90 m Körpergröße erreicht. Es wird dabei jedoch übersehen, daß sich durch diese einseitige Bevorzugung der physiologisch günstigen Beinstellung die Armhaltung zum Lenkrad sowie zu den anderen Handhebeln unzweckmäßig verändert. So ergibt sich beispielsweise auch nach dem Vorschlag von MORRISON (Bild 9 in [10]) ein ungünstig großer Winkel zwischen Ober- und Unterarm.

Jede Sitzverstellung muß berücksichtigen, daß für unterschiedliche Körpergrößen ein Kompromiß aus einer physiologisch zweckmäßigen Bein- und Armstellung für die Hebelbetätigung gefunden werden muß, der in einer Horizontalverstellung am besten getroffen wird. Die von MORRISON gewählte Kombination von Längs- und Höhenverstellung führt überdies zu einer tieferen Sitzanordnung für den kleinen Fahrer, die wegen der verschlechterten Sichtverhältnisse auf jeden Fall falsch ist, im öffentlichen Verkehr sogar gefährlich sein kann.

Wenn in der Bundesrepublik der Gesetzgeber für Fahrzeuge über 4 t eine Höhenverstellung des Sitzes vorsieht [44], die aber unabhängig von der Längseinstellung sein muß, ist das unter dem Gesichtspunkt ausreichender Sicht für kleine Fahrer vorgesehen, die dann erhöht sitzen sollen. Bei dem Vorschlag von MORRISON wird stattdessen das Gegenteil erreicht.

Eine horizontale Längsverstellung des Sitzes um 150 mm ist notwendig, wenn man unterschiedliche Körpergrößen zwischen 1,60 und 1,90 m berücksichtigen will. Voraussetzung für richtige Ausnutzung dieses Verstellbereiches ist allerdings die optimale Zuordnung des Sitzes zu den Bedienteilen für den mittelgroßen Fahrer von 1,75 m [3; 16; 41; 42].

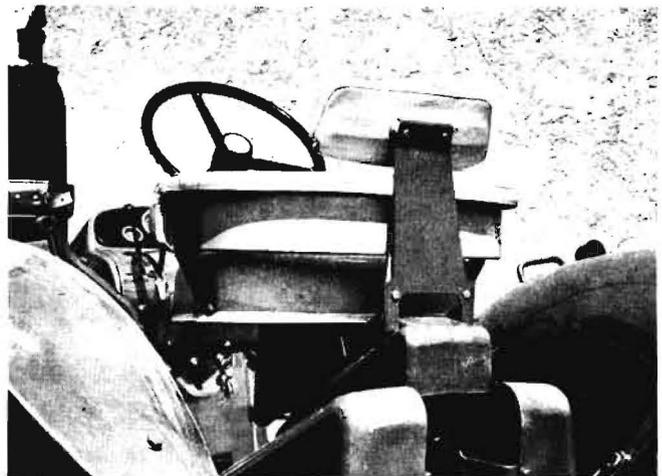


Bild 11: Schleppersitz, bei dem eine Längsverstellung für verschiedene Körpergrößen nur in Verbindung mit einer Höhenverstellung möglich ist

Gegen eine zusätzliche unabhängige Höhenverstellung ist nichts einzuwenden.

#### 5. Arbeitsphysiologische Anforderungen an den Schleppersitz

Aus den bisherigen Untersuchungen anderer Autoren sowie den eigenen lassen sich folgende Anforderungen aus arbeitsphysiologischer Sicht zusammenstellen:

##### 5.1. Sitzfederung und Sitzdämpfung

1. Der Sitz soll möglichst nur senkrechte Bewegungen ausführen.
2. Eine gute Federwirkung kann nur durch ausreichenden Federweg des Sitzes erreicht werden, der 80 mm nicht unterschreiten sollte (nach BJERNINGER [16] und LASSER [43] 100 mm).
3. Der gesamte Federweg sollte wenigstens dem 2,5fachen der statischen Federeinsenkung (bei linearer Federbindung) entsprechen [1].
4. Die Federung soll für verschiedene Fahrgewichte und verschiedene Fahrbahnverhältnisse durch einen handlichen Griff — ohne Hilfe eines Schraubenschlüssels — feinabgestuft oder stufenlos einstellbar sein (Bild 12).
5. Die Eigenfrequenz des Systemes Sitz und Fahrer sollte unter 2 Hz liegen [1; 16; 40; 41; 43].
6. Der Fahrersitz muß eine auf die Federung abgestimmte Dämpfung — am besten durch hydraulischen Stoßdämpfer — besitzen [40] (günstiges Dämpfungsmaß nach LASSER [43]  $D = 0,25$ ).
7. Für die Grenze zulässiger Schwingbeanspruchung gibt es zur Zeit noch keine verbindlichen Vorschriften. Als Hinweis kann die VDI-Richtlinie 2057 [33] gelten. Darüber hinaus besagen die Richtlinien zur Anwendung der StVZO [44], daß „mechanische Schwingungen im Führerhaus oder Führerraum das nach dem jeweiligen Stand der Technik unvermeidbare Maß nicht übersteigen dürfen“. Aufgrund



Bild 12: Schleppersitz Nr. 15 mit stufenloser Sitzfeder-Verstellung (3) und Kontrollstift für richtige Gewichtseinstellung (4)

der hier vorgelegten Untersuchungsergebnisse kann als erreichbarer Stand der Technik unter unseren Prüfbedingungen bei Feldwegfahrt zur Zeit eine Wahrnehmungsstärke von  $K = 25$  und damit eine Verminderung um wenigstens 38,7 % gegenüber der Meßstelle am Sitzfuß gelten.

### 5.2. Ausformung des Sitzes

1. Die Sitzfläche sollte eine rückwärtige Neigung von 3 bis 5 Grad haben [7; 43].
2. Die Sitztiefe sollte etwa 380 mm, die innere Breite 450 mm betragen [7; 16; 41; 43].
3. Nach der Seite muß aus Sicherheitsgründen eine genügende Abstützung, am besten ausgepolstert, vorhanden sein.
4. Armlehnen beziehungsweise -stützen können gelegentlich nützlich sein, müssen sich beim Auf- und Absteigen jedoch wegklappen lassen, falls sie weit nach vorn gezogen sind.
5. Nach hinten muß das Becken wenigstens 240 mm hoch abgestützt werden [7; 43]. Höhere Lehnen sind nur dann zweckmäßig, wenn sie nach hinten geneigt sind. Meist ist jedoch dadurch eine Betätigung von Handhebeln hinter dem Sitz erschwert oder nicht möglich.
6. Das Sitzpolster darf nicht zu weich sein, sollte aber Vibrationen ausfiltern.
7. Als Polsterbezug sollten schmutz- und feuchtigkeitsabweisende Materialien verwendet werden.

### 5.3. Sitzlage und -verstellbarkeit

1. Die Sitzfläche sollte nicht höher als 40 cm über der Plattform liegen, um ein bequemes Abstellen der Füße zu ermöglichen [3; 43].
2. Der Sitz soll sich zur Arbeit an verschiedene Körpergrößen mit einfachem Hebelgriff in Längsrichtung verschieben lassen. Verstellbereich  $\pm 75$  mm. Falls eine Höhenverstellung vorgesehen ist, sollte diese unabhängig von der Längsverstellung erfolgen.

### Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Untersuchung von 20 verschiedenen Schleppersitzen. Nach einem kurzen Überblick über die bisherige Sitzentwicklung werden die Möglichkeiten für vergleichende Sitzuntersuchungen gegenübergestellt.

Der für die eigenen Versuche benutzte servo-hydraulische Schwingtisch, der durch elektronische Steuerung in vertikaler Richtung Schwingungen jeder Art simulieren kann, wird mit seiner Arbeitsweise und Leistung beschrieben. Zur Programmierung dienen eine Feldwegfahrt und eine Bodenbearbeitung. Die Messung und Bewertung der Schwingungen erfolgte nach drei verschiedenen Klassierverfahren, durch die der Effektivwert der Beschleunigung [ $m/s^2$ ], die Wahrnehmungsstärke  $K$  und die Häufigkeit von Beschleunigungsspitzen ermittelt wurden.

Die Ergebnisse zeigen, daß über die bereits DLG-geprüften Sitze hinaus in jüngster Zeit mehrere Sitze entwickelt worden sind, die die auf den Fahrer einwirkenden Schwingungen in erheblichem Maße herabsetzen. Die Möglichkeiten zur Sitzverstellung für verschieden große Fahrer werden diskutiert. Abschließend werden aus arbeitsphysiologischer Sicht die wichtigsten Forderungen zusammengestellt.

### Schrifttum

- [1] HAACK, M.: Über die günstigste Gestaltung der Schleppersitzfederung bei luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse. Landtechnische Forschung 3 (1953), S. 1—13
- [2] SIMONS, A. K.: Tractor Ride Research. Paper on the SAE National Tractor Meeting, Milwaukee (Wis.), September 1951, S. 1—10
- [3] DUPUIS, H., R. PREUSCHEN und B. SCHULTE: Zweckmäßige Gestaltung des Schlepperführerstandes (Schriftenreihe Landarbeit und Technik, Heft 20), Bad Kreuznach 1955
- [4] ISENDAHL, H.: Schwingungsmessungen an Schleppersitzen. VDI-Berichte 25 (1957), S. 43—47
- [5] DUPUIS, H.: Schwingungsuntersuchungen bei Schleppern auf einem Rollenprüfstand. Landtechnische Forschung 10 (1960), S. 145—156

- [6] DRICHSLEDER, K.: Untersuchungen an Schleppersitzen. In: Vorträge der wissenschaftlichen Jahrestagung 1961, Tagungsberichte Nr. 40, S. 93—108
- [7] DUPUIS, H., und H. A. BROICHER: Schwingungsuntersuchungen mit elektronischer Klassierung bei praktischen Fahrversuchen. Landtechnische Forschung 12 (1962), S. 40—43
- [8] DUPUIS, H.: Senkrechte Schwingbeschleunigungen von Fahrern in Kraftfahrzeugen, auf Ackerschleppern und selbstfahrenden Arbeitsmaschinen. In: Grundlagen der Landtechnik, Heft 16, Düsseldorf 1963, S. 9—12
- [9] MATTHEWS, J.: Ride Comfort for Tractor Operators. II. Analysis of Ride Vibrations on Pneumatic-tyred Tractors. Journal of Agricultural Engineering Research 9 (1964), S. 147—158
- [10] MORRISON, C. S., and R. E. HARRINGTON: Tractor Seating for Operator Comfort. 1961 Annual Meeting ASAE, Ames/Iowa (USA), Paper No. 61—132, S. 1—10
- [11] HUANG, B. K., and C. W. SUGGS: Vibration Studies of Tractor Operators. 1965 Winter Meeting ASAE, Chicago/Ill. (USA), Paper No. 65 bis 610, S. 1—10
- [12] WENDEBORN, J. O.: Die Unebenheiten landwirtschaftlicher Fahrbahnen als Schwingungserreger landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Grundlagen der Landtechnik 15 (1965), S. 33—46
- [13] KIENE, W.: Entwicklung einer Ersatzfahrbahn zur Prüfung des Sitzkomforts. Landtechnische Forschung 15 (1965), S. 116—128
- [14] MATTHEWS, J.: Ride Comfort for Tractor Operators. IV. Assessment of the Ride Quality of Seats. Journal of Agricultural Engineering Research 11 (1966), S. 44—57
- [15] FRANKE, R., und W. KIENE: Untersuchung der Beziehung zwischen Fahrbahnoberfläche und Schlepperschwingungen in der Landwirtschaft und Entwicklung einer Ersatzfahrbahn. Forschungsbericht an das Bundesministerium für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten, 1 A 3 — 1461.81 — 91 — 1/63
- [16] BJERNINGER, S.: Tractorsitar. Meddelande Nr. 307 (1964), S. 80
- [17] DIECKMANN, D.: Über die Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. Arbeit und Leistung 17 (1963), S. F 29—F 40
- [18] DIECKMANN, D.: Einfluß vertikaler mechanischer Schwingungen auf den Menschen. Internat. Z. angew. Physiol. einsch. Arbeitsphysiol. 16 (1957), S. 519—564
- [19] CHRIST, W., und H. DUPUIS: Der Einfluß vertikaler Schwingungen auf Wirbelsäule und Magen (Röntgenkineatographische Studien). Zentralblatt für Arbeitsmedizin und Arbeitsschutz 13 (1963), S. 3—9
- [20] COERMANN, R., und A. OKADA: Übertragung von Erschütterungen auf den Menschen bei verschiedenen Anstellwinkeln der Rückenlehne. Internat. Z. angew. Physiol. einsch. Arbeitsphysiol. 20 (1964), S. 398—411
- [21] COERMANN, R., A. OKADA und I. FRIELING: Vegetative Reaktionen des Menschen bei niederfrequenter Schwingungsbelastung. Internat. Z. angew. Physiol. einsch. Arbeitsphysiol. 21 (1965), S. 150—168
- [22] SCHMITZ, M. A., and C. A. BOETTCHER: Some Physiological Effects of Low-Frequency, High-Amplitude Vibration. ASME-Publication, Paper No. 60 — PROD — 17 (1960)
- [23] KREISKORTE, H.: Simulierung regelloser Weg- und Belastungsabläufe durch servo-hydraulische Schwingungserreger. In: VDI-Berichte Nr. 83, Düsseldorf (1965), S. 77—82
- [24] HELLING, J.: Elektrisches Modellverfahren zur Untersuchung des Federungsverhaltens von Sattelkraftfahrzeugen. Deutsche Kraftfahrzeugforschung und Straßenverkehrstechnik 171 (1964), S. 1—35
- [25] DUPUIS, H., und H. A. BROICHER: Servo-hydraulischer Schwingtisch zur Simulierung von Fahrzeugschwingungen und von stochastischen Abläufen für arbeitsmedizinische Probleme. ATZ 68 (1966), S. 41—44
- [26] BURKS, G. E.: A better Ride for the Tractor Operator. Berichte des II. Internat. automobiltechn. Kongresses, FISITA, VDI-Verlag München 1966
- [27] DUPUIS, H.: Statistische Erfassung von Schwingungen, die auf den Menschen einwirken. Arbeitswissenschaft, Beiheft 1 (1963), S. 138—142
- [28] MITSCHKE, M.: Beitrag zur Untersuchung der Fahrzeugschwingungen (Theorie und Versuch). Deutsche Kraftfahrzeugforschung und Straßenverkehrstechnik 157 (1962), S. 1—70
- [29] BOBBERT, G., und E.-A. WINKELHOLZ: Statistische Auswertung von Fahrzeugschwingungen zur Gewinnung von Konstruktionsunterlagen. In: VDI-Berichte Nr. 69, Düsseldorf (1963), S. 29—32
- [30] WINKELHOLZ, E.-A.: Zur Kennzeichnung der Schwingbequemlichkeit von Kraftfahrzeugen. Beiheft 3 zu Arbeitswissenschaft mit Sonderenteil Arbeitsmittel „Der Mensch im Verkehr“ (1965), S. 123—125
- [31] DUPUIS, H.: Bewertung der Schwingbeanspruchung bei Fahrern von Ackerschleppern und Landmaschinen im praktischen Einsatz. Landtechnische Forschung 14 (1964), S. 145—149
- [32] HAAS, T.: Loading Statistics as a Basis of Structural and Mechanical Design. Engineer's Digest, March, April und Mai 1962, S. 1—14
- [33] Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. VDI-Richtlinie 2057, Oktober 1963
- [34] DUPUIS, H., und W. CHRIST: Über das Schwingverhalten des Magens unter dem Einfluß sinusförmiger und stochastischer Schwingungen. Internat. Z. angew. Physiol. einsch. Arbeitsphysiol. 22 (1966), S. 149—166
- [35] CHRIST, W., und H. DUPUIS: Über die Beanspruchung der Wirbelsäule unter dem Einfluß sinusförmiger und stochastischer Schwingungen. Internat. Z. angew. Physiol. einsch. Arbeitsphysiol. 22 (1966), S. 258—278
- [36] DUPUIS, H.: Arbeitsmedizinische Untersuchungen der Schwingungseinwirkung auf Wirbelsäule und Magen bei Kraftfahrern. Beiträge des II. Internat. automobiltechn. Kongresses, FISITA, München 1966
- [37] DUPUIS, H., H. A. BROICHER und W. PLESZCZYNSKI: Frequenzanalyse mechanischer Schwingungen in drei Richtungen am Schleppersitz. Landtechnische Forschung 15 (1965), S. 144—150
- [38] RADKE, A. O.: The Application of Human Engineering Data to Vehicular Seat Design. Bostrom Research Laboratories, Report No. 117, 1956
- [39] SÖHNE, W.: Mechanik des Systems Fahrzeug — Boden. In: Grundlagen der Landtechnik, Heft 17, Düsseldorf (1963), S. 5—16

- [40] SÖHNE, W.: Stand des Wissens auf dem Gebiet der Fahrzeug-schwingungen unter besonderer Berücksichtigung landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Grundlagen der Landtechnik 15 (1965), S. 11—22
- [41] ZANDER, J.: Empfehlungen für Schlepperführerstand. Unveröffentlichtes Manuskript, Landbouwhogeschule, Wageningen (Niederlande)
- [42] DUPUIS, H.: Untersuchungen an mechanischen Lenkungen und Hilfskraftlenkungen bei einem 35-PS-Schlepper. Landtechnische Forschung 11 (1961), S. 1—9
- [43] LASSER, M.: Anforderungen an einen zweckmäßigen Traktorfahrersitz. Unveröffentlichtes Manuskript, Bundesversuchs- und Prüfungsanstalt für landwirtschaftliche Maschinen und Geräte, Wieselburg a. d. E.
- [44] Richtlinien für die Gestaltung und Ausrüstung der Führerhäuser von Kraftwagen, Zugmaschinen und Arbeitsmaschinen (zur Anwendung der STVZO). Bundesverkehrsblatt 18 (1964), S. 40—41

## Résumé

*Heinrich Dupuis and Emil Hartung: "Examinations on Tractor Seats by means of a Servo-Hydraulic Vibration Simulator"*

*The present paper deals with the examination of 20 different tractor seats. After a brief survey of the hitherto seat development the possibilities of comparative seat examinations are discussed.*

## Internationaler Hochschulpraktikanten-Austausch

Der seit Jahren stetig wachsende internationale Austausch von Hochschulpraktikanten strebt einem neuen Rekord entgegen. Die deutschen Industriebetriebe erleben seit Juli eine friedliche Invasion ausländischer Studenten. Junge Natur- und Ingenieurwissenschaftler, Volkswirte und Mediziner aus vielen Ländern haben ihre heimischen Studienplätze für meist zwei bis drei Monate mit einer Praktikantenstelle in unserem Lande vertauscht, um ihr theoretisches Wissen durch praktische Erfahrungen abzurufen, um Arbeitsmethoden, Produktionsverfahren und soziale Betriebsverhältnisse jenseits der Heimatgrenzen kennenzulernen. Umgekehrt sind deutsche Studenten während der Semesterferien zu Gast in ausländischen Werkhallen, Büros und Kliniken.

Nach den bisher vorliegenden Zahlen werden am diesjährigen Praktikanten- und Famulanten-austausch insgesamt knapp 8 000 Studenten teilnehmen. Junge Natur- und Ingenieurwissenschaftler sowie Land- und Forstwirte — zusammen etwa 5 000 Studenten höherer Semester — stellen das bei weitem größte Austauschkontingent. Ihre Praktikantenplätze werden vom Deutschen Akademischen Austauschdienst (DAAD) vermittelt, bei dem die Fäden des Hochschulpraktikanten-Austausches im Rahmen der IAESTE (International Association for the Exchange of Students for Technical Experience) zusammenlaufen. Rund 4 000 junge Ausländer aus 37 Mitgliedsländern der IAESTE in Europa und Übersee können in diesem Sommer in Deutschland praktizieren; 900 deutschen Studenten technisch-naturwissenschaftlicher Fächer konnte der DAAD Praktikantenplätze im Ausland vermitteln.

Die größten Gruppen ausländischer IAESTE-Praktikanten kommen aus Österreich (1 000), aus Ägypten (700), Belgien (600), Finnland (320) und aus der Türkei (250 Studenten).

Was die IAESTE für junge Naturwissenschaftler und Techniker ist, ist die AIESEC (Association Internationale des Étudiants en Sciences Économiques et Commerciales) für Studenten der Wirtschafts- und Sozialwissenschaften. Im laufenden Jahr rechnet man hier für den Austausch zwischen Deutschland und dem Ausland mit etwa 750 Studenten in jeder Richtung.

Bei allen Praktikantenprogrammen entfällt ein stetig steigender Anteil des Austausches auf die überseeischen Länder. Der DAAD konnte in diesem Jahr 130 Naturwissenschaftlern, Technikern, Wirtschaftsstudenten und Medizinern ein Praktikum in Übersee durch Gewährung von Reisestipendien ermöglichen.

(DAAD)

*Description is given of the procedure and performance of the servo-hydraulic vibrating table used in own experiments which, owing to an electronic control, can simulate vibrations of all kind in a vertical direction. A drive on a field path and a soil treatment have been registered in the program. The vibrations were measured and evaluated according to three different methods of classification by means of which the effective value of acceleration [ $m/s^2$ ], the intensity of perceptibility  $K$  and the frequencies of acceleration peaks were determined.*

*The results show that apart from the seats tested by the DLG, various seats have been developed during the last time which reduce considerably the vibrations affecting the driver. The possibilities of adjusting the seat for differently tall drivers are discussed. In conclusion the most important demands from the viewpoint of labour physiology are stated.*

*Heinrich Dupuis et Emil Hartung: „Essais de sièges de tracteur à l'aide d'un simulateur de vibrations servo-hydraulique.“*

*L'étude présente est consacrée aux essais effectués sur vingt sièges de tracteur différents. Après avoir donné un bref aperçu sur le développement des sièges jusqu'à ce jour, les auteurs confrontent les possibilités d'études comparatives de sièges.*

*Ils décrivent le mode de fonctionnement et les aptitudes de la table de vibrations servo-hydraulique utilisée pour ces études qui permet la simulation de vibrations de toute nature dans le sens vertical au moyen d'une commande électronique. Un trajet sur un chemin de campagne et un travail du sol ont servi à la programmation. La mesure et l'interprétation des vibrations se font d'après trois procédés de classification différents qui permettent de déterminer la valeur effective de l'accélération ( $m/s^2$ ), la puissance de sensation  $K$  et la fréquence des pointes d'accélération.*

*Les résultats montrent qu'à côté des sièges qui ont été déjà soumis au contrôle de la DLG, plusieurs sièges développés récemment permettent de réduire considérablement les vibrations supportées par le conducteur. Les possibilités d'adaptation des sièges aux tailles différentes des conducteurs sont discutées. En conclusion, les auteurs mentionnent les conditions essentielles du point de vue de la physiologie du travail.*

*Heinrich Dupuis y Emil Hartung: „Estudios sobre el asiento de tractores con ayuda de un simulador servo-hidráulico de oscilaciones“*

*El presente trabajo se ocupa del estudio de 20 asientos distintos de tractores. Tras una breve vista de conjunto en torno al desarrollo de hasta ahora del asiento, se parangonan las posibilidades para estudios comparados de asientos.*

*La mesa oscilatoria servo-hidráulica utilizada para las propias pruebas, que, por mando electrónico, puede simular, en sentido vertical, oscilaciones de toda clase, se describe con su forma de funcionamiento y efecto. Para la programación sirven una marcha por un camino de acceso a una explotación y el laboreo de la tierra. La medición y valoración de las oscilaciones se realizó según tres procedimientos distintos, por los que se constataron el valor efectivo de la aceleración ( $m/s^2$ ), la intensidad de percepción  $K$  y la frecuencia de puntas de aceleración.*

*Los resultados muestran que, además de los asientos ya comprobados por DLG, han sido proyectados y construidos en los últimos tiempos varios asientos que amortiguan, en considerable medida, las oscilaciones que obran sobre el conductor. Se discuten las posibilidades del reajuste del asiento para conductores de diferente estatura. Por último, se resumen las exigencias más importantes desde el punto de vista psicológico-laboral.*