

Der Einfluß einstellbarer Sitzdämpfung auf die Schwingungsbelastung von Schlepperfahrern

Von Michael Graef, Braunschweig-Völkenrode*)

Mitteilung aus dem Institut für landtechnische Grundlagenforschung der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode

DK 631.372:628.517

Sitze für landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen sollten hinsichtlich ihrer schwingungsmindernden Wirkung für alle Fahrer zu optimalen Arbeitsbedingungen beitragen. Dies setzt voraus, daß nicht nur die Kennwerte für die statischen, sondern auch für die dynamischen Eigenschaften der Schleppersitze, beispielsweise die Dämpfungskonstante, auf verschiedene Größen und Massen der Fahrer einstellbar sind.

Theoretische und praktische Untersuchungen zeigen auf, welchen Beitrag eine einstellbare Sitzdämpfung zum Senken der Schwingungsbelastung und besseren Anpassung der Schwingungseigenschaften des Sitzes an Fahrer und Fahrzeug leisten kann.

1. Einleitung

Während bei Personen- und Lastkraftwagen die Achsfederung den größten Beitrag zur Senkung der Schwingungsbelastung im Frequenzbereich von 0–10 Hz leistet [1], wird diese Aufgabe auf Schleppern und landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen in erster Linie von der Schleppersitzfederung und -dämpfung übernommen.

Dabei reicht es zur Erfüllung der ergonomischen und schwingungstechnischen Forderungen [2 bis 5], die an Schleppersitze gestellt werden, nicht aus, die Sitzposition fest vorzugeben und konstante Werte für das schwingungsdämpfende System vorzusehen. Vielmehr müssen die Werte auf die verschiedene Größe und Masse der Fahrer [6, 7, 8] einstellbar sein, um jedem Fahrer zur bestmöglichen Erfüllung seiner Lenk- und Betätigungs- bzw. Überwachungsaufgaben auf dem Arbeitsplatz Schleppersitz [9, 10] eine optimale Sitzposition zu geben und die Schwingungsbelastung möglichst klein zu halten.

Diese Forderungen nach optimaler Sitzposition und möglichst geringer Schwingungsbelastung, die für alle Fahrer gelten, bedingen bei der schwingungstechnischen Auslegung des Sitzsystems einen Kompromiß zwischen der Größe der Schwingungsbelastung [11, 12] und der Größe der Relativbewegung des Fahrers zu den Betätigungselementen [13].

2. Aufgabenstellung

Bei den meisten heutigen Schleppersitzen ist eine Einstellung des gesamten Sitzes im Hinblick auf eine optimale Lage zu den Betätigungselementen für verschiedene Fahrergrößen möglich. Auch lassen sich die Schleppersitze auf verschiedene Fahrermassen einstellen, entweder mit Hand [14, 15] oder mit automatischen Verstellvorrichtungen [16, 17], so daß der Arbeitspunkt des Federungssystems in der Mitte des konstruktiv vorgesehenen Sitzhubes gehalten werden kann.

Ein Konstanthalten der Eigenfrequenz des Schleppersitzes und möglichst gleiche Verhältnisse im Hinblick auf die Schwingungsbelastung und Relativbewegung der Fahrer läßt sich mit den heutigen Schleppersitzkonstruktionen kaum erreichen.

Eine konstante Eigenfrequenz der Sitze erleichtert die Abstimmung auf das Schwingungsverhalten von Mensch und Fahrzeug und kann damit zum Senken der Schwingungsbelastung beitragen.

Bei den heutigen Schleppersitzen muß in den meisten Fällen bei sonst gleichen Fahrbedingungen der leichte Fahrer eine größere Schwingungsbelastung ertragen als der schwere [18]. Andererseits ist die Relativbewegung des schweren Fahrers dann größer als die des leichten Fahrers.

Im Bestreben, diese Nachteile von Schleppersitzen abzubauen und mögliche technische Lösungen aufzuzeigen, soll in diesem Beitrag untersucht werden, wie sich verschiedene Eigenschaften von Schleppersitzen mit passivem Federungs- und Dämpfungssystem auf das Schwingungsverhalten der Sitze auswirken und welchen Einfluß eine einstellbare Dämpfung in Abhängigkeit von der Masse des Schlepperfahrers auf seine Schwingungsbelastung und die Sitzbewegung hat.

Insbesondere soll untersucht werden, ob bei veränderlicher Fahrer Masse die Forderungen:

1. den Arbeitspunkt in die Mitte des konstruktiv vorgesehenen Sitzhubes zu legen,
2. die Eigenfrequenz des Sitzsystems konstant zu halten,
3. die Schwingungsbelastung unabhängig von der Fahrer Masse zu machen,
4. den Relativweg unabhängig von der Fahrer Masse zu machen,

von einem Schleppersitz mit passiver Federung und Dämpfung zu erfüllen sind.

*) Dipl.-Ing. M. Graef ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. Batel) der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode.

3. Modellrechnung und Beurteilungskennlinien

Um die Problematik der Anpassung von Schwingungssystemen an eine veränderliche Fahrer Masse aufzuzeigen, werden, ausgehend von einem Schleppersitz mit konstanten Systemparametern, die Auswirkungen auf verschiedene zur Beurteilung verwendete Kennlinien untersucht. Diese Kennlinien wurden durch Rechnung mit einem linearen Schwingungsmodell für einen Schleppersitz ermittelt.

Bei der Rechnung wurde die durchschnittliche Fahrer Masse mit 75 kg angenommen. Die Spanne der Fahrer Massen erstreckt sich in Anlehnung an die ISO/DIS Empfehlungen 3411 vom 5-Perzentil-Wert mit 54 kg als kleinste Fahrer Masse bis zum 95-Perzentil-Wert mit 105 kg als größter Fahrer Masse [19]. Die Eigenfrequenz des Sitzes wurde für die Rechnung bei einer durchschnittlichen Fahrer Masse von 75 kg mit 1,5 Hz angenommen, so daß sie genügend weit unterhalb des Bereiches der Eigenfrequenz des Systems Schlepper-Reifen liegt.

Als Kennlinien zur Beurteilung der Sitzabfederung werden verwendet

1. das Kraft-Weg-Diagramm, wobei sich die Kraft F aus

$$F = F_0 + c(z_2 - z_1) \quad (1)$$

errechnet. Dabei stellt F_0 die Federvorspannung, c die Federkonstante, $(z_2 - z_1)$ den Weg der Sitzschale relativ zum Sitzbefestigungspunkt am Schlepperaufbau dar. Mit dem Kraft-Weg-Diagramm läßt sich die Lage des Arbeitspunktes der Sitzfederung und der zur Verfügung stehende Schwingweg des Sitzes aufzeigen.

2. die auf den Weg des Sitzbefestigungspunktes bezogene Sitzbeschleunigung $|\ddot{z}_2|/|z_1|$ als Funktion der Anregungsfrequenz f .

Diese ergibt sich aus der Differentialgleichung für das verwendete einfache Schwingungssystem zu

$$\left| \frac{\ddot{z}_2}{z_1} \right| = \omega^2 \sqrt{\frac{c^2 + (k\omega)^2}{(c - m\omega^2)^2 + (k\omega)^2}} \quad (2)$$

Aus der Gleichung ist ersichtlich, daß die bezogene Sitzbeschleunigung $|\ddot{z}_2|/|z_1|$ als Funktion der Frequenz $f = \omega/2\pi$ der anregenden Schwingung von der Federkonstante c , der Dämpfungskonstante k und der Größe der abzufedernden Masse m abhängt.

Aus dieser Funktion erhält man die für den Resonanzfall auftretende Eigenfrequenz der Sitzabfederung mit Dämpfung zu

$$f_{eD} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m} - \left(\frac{k}{2m}\right)^2} \quad (3)$$

Mit der Eigenfrequenz des ungedämpften Systems

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (4)$$

und dem Dämpfungsmaß

$$D = \frac{k}{2\sqrt{c \cdot m}} \quad (5)$$

wird sie zu

$$f_{eD} = f_e \sqrt{1 - D^2} \quad (6)$$

Weiterhin ist mit der Funktion für die bezogene Sitzbeschleunigung eine Aussage über die Änderung der Schwingungsbelastung möglich.

Ein Maß für die Schwingungsbelastung des Fahrers ist die Wahrnehmungsstärke K (K-Wert). Sie errechnet sich für die an der Sitzschale einwirkende Schwingungsbelastung zu

$$K_2 = \int_0^\infty \left[\left| \frac{\ddot{z}_2}{z_1} \right| G(\omega) \right]^2 S_1(\omega) d\omega \quad (7)$$

Entsprechend der Wahrnehmung der Vertikalschwingungen durch den Menschen wird die bezogene Sitzbeschleunigung mit der frequenzabhängigen Bewertungsfunktion $G(\omega)$ bewertet [20, 21, 22]. Den Einfluß der durch Bodenunebenheiten und Fahrgeschwindigkeit verursachten und zum Sitzbefestigungspunkt des Schleppers übertragenen Schwingungen berücksichtigt die Spektraldichte $S_1(\omega)$.

4. Einfluß einer veränderlichen Fahrer Masse

Die zur Beurteilung verwendeten Kennlinien sind in Bild 1 für einen Schleppersitz, bei dem Feder und Dämpfer fest angelenkt sind und der sich daher nicht auf verschiedene Fahrer Massen einstellen läßt, dargestellt.

Für eine mittlere Fahrer Masse von 75 kg liegt der Arbeitspunkt in der Mitte der Federkennlinie und der Sitzweg ist in gleicher Weise nach beiden Seiten für die Schwingbewegung der Sitzschale auszunutzen, d.h. auch bei großen Schwingungsamplituden schlägt die Sitzschale nicht an die Hubbegrenzungen an.

Bei einer Änderung der Fahrer Masse z.B. auf 54 kg oder 105 kg verschiebt sich der Arbeitspunkt auf der Kennlinie, so daß schon bei kleinen Schwingungsamplituden die Sitzschale an die obere bzw. untere Hubbegrenzung anschlägt, was zu unzulässigen stoßartigen Belastungen des Schlepperfahrers führen kann.

Wird eine entsprechende Hubbegrenzung nicht wirksam, so zeigt der Verlauf der bezogenen Sitzbeschleunigung $|\ddot{z}_2|/|z_1|$ über der Frequenz, daß sich für ein solches System die Eigenfrequenz mit der Fahrer Masse ändert. Außerdem ist die bezogene Sitzbeschleunigung umso größer, je kleiner die Fahrer Masse ist, d.h. die Schwingungsbelastung würde sich auch ohne Anschlag der Sitzschale an die Hubbegrenzungen für kleine und große Fahrer Masse verändern. Um die Nachteile abzubauen, die sich aus der Änderung des Arbeitspunktes ergeben, paßt man durch technische Maßnahmen die Federung der veränderlichen Fahrer Masse an.

5. Möglichkeiten der Anpassung der Sitzparameter an verschiedene Fahrer Massen

5.1 Einstellbarkeit der Federvorspannung

Die in der Praxis am häufigsten angewendete Maßnahme ist die Änderung der Federvorspannung. Das Schema, Bild 2, zeigt einen Sitz mit einer Schubführung, bei dem der obere Anlenkpunkt der Feder und damit die Lage der Sitzschale in der Höhe verstellbar ist. Durch diese Maßnahme wird erreicht, daß der Arbeitspunkt auch für eine kleine und große Fahrer Masse auf die Mitte des Sitzweges eingestellt werden kann, so daß der gesamte Sitzhub in jedem Falle zur Verfügung steht.

Die Forderung, bei veränderlicher Fahrer Masse die Eigenfrequenz des Sitzsystems konstant zu halten, ist durch eine Einstellbarkeit der Federvorspannung nicht zu erreichen.

Die Federvorspannung F_0 hat, wie Gl. (1) zeigt, keinen Einfluß auf die Größe der Federkonstante c . Somit ist die für ein Konstanthalten der Eigenfrequenz notwendige Anpassung der Federkonstante an die Fahrer Masse nicht möglich. Vielmehr ändert sich die Eigenfrequenz mit der Fahrer Masse, wie die Kurven der bezogenen Sitzbeschleunigung an der Wanderung der ausgeprägten Maxima zu größeren Frequenzen hin bei kleiner werdender Fahrer Masse aufzeigen. Für das dargestellte Beispiel verschiebt sich die Eigenfrequenz von 1,3 Hz nach 1,8 Hz bei einer Änderung der Fahrer Masse von 105 kg auf 54 kg.

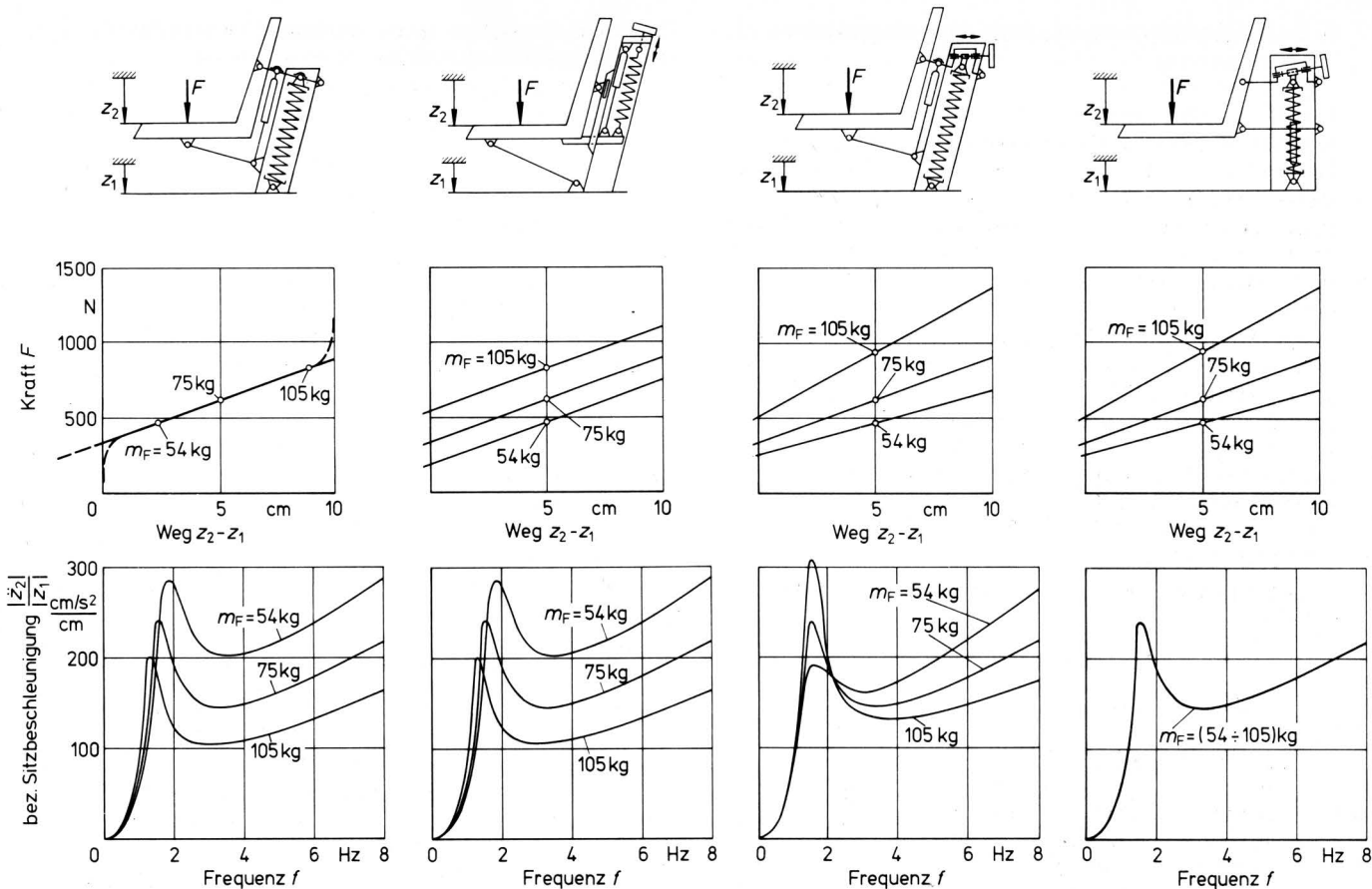


Bild 1.
Sitz ohne Feder- und Dämpfungseinstellung.

Bild 2.
Sitz mit einstellbarer Federvorspannung.

Bild 3.
Sitz mit einstellbarer Federkonstante.

Bild 4.
Sitz mit einstellbarer Feder- und Dämpfungskonstante.

Bild 1 bis 4. Federkennlinie (Kraft-Weg-Diagramm) und bezogene Sitzbeschleunigung (bez. auf den Weg des Sitzbefestigungspunktes) für Fahrer unterschiedlicher Masse m_F .

Wie der Verlauf der bezogenen Sitzbeschleunigung zeigt, sind die Amplituden fast im gesamten aufgezeigten Frequenzbereich umso größer, je kleiner die Fahrer Masse ist. Größere bezogene Sitzbeschleunigung bedeutet aber bei gleicher Anregung eine größere Schwingungsbelastung für den leichten Fahrer gegenüber dem schweren Fahrer. Mit diesem System ist also eine konstante Schwingungsbelastung unabhängig von der Fahrer Masse nicht zu verwirklichen.

5.2 Einstellbarkeit der Federkonstante

Eine andere konstruktive Möglichkeit, die auch in der Praxis angewendet wird, ist die Anpassung des Sitzsystems an die Fahrer Masse durch Änderung der Federkonstanten, **Bild 3**. Das Schema des Sitzes zeigt die Verstellung des Federanlenkpunktes, so daß durch Änderung des wirksamen Hebelarmes eine Verstellung der Federkonstante des Schwingungssystems erreicht wird. Dies macht sich im Kraft-Weg-Diagramm durch eine Änderung des Anstiegs der Kennlinie bemerkbar. Mit dieser konstruktiven Maßnahme erreicht man über den mit einer Einstellung nur der Federvorspannung erreichbaren konstanten Arbeitspunkt hinaus auch ein Konstanthalten der Eigenfrequenz.

Die Größe der bezogenen Sitzbeschleunigung ändert sich aber noch mit der Fahrer Masse, wobei im Bereich der Eigenfrequenz die Amplituden mit größer werdender Fahrer Masse zunehmen, im Bereich oberhalb der $\sqrt{2}$ -fachen Eigenfrequenz mit größer werdender Fahrer Masse abnehmen.

Durch eine Einstellbarkeit der Federkonstante allein ist somit die Schwingungsbelastung nicht unabhängig von der Fahrer Masse zu machen.

5.3 Einstellbarkeit der Sitzdämpfung

Um den Nachteil der mit der Fahrer Masse veränderlichen Schwingungsbelastung abzubauen, soll untersucht werden, welchen Einfluß eine Anpassung der Sitzdämpfung bewirkt. Dabei wird die Dämpfungskonstante des Sitzsystems auf unterschiedliche Fahrer Massen so eingestellt, daß sich das Dämpfungsmaß nicht verändert. Ein konstantes Dämpfungsmaß bewirkt ein gleiches Dämpfungsverhalten des Sitzes bei unterschiedlichen Federkonstanten und Fahrer Massen. **Bild 4** zeigt das Schema eines Sitzes, bei dem sich Federkonstante und Dämpfungskonstante des Sitzsystems durch Verstellen des wirksamen Hebelarmes am oberen Lenker verändern läßt.

Bei diesem System ist außer der Einstellung des Arbeitspunktes und der Eigenfrequenz des Sitzsystems auf verschiedene Fahrer Massen auch ein gleicher Verlauf der bezogenen Sitzbeschleunigung zu erreichen. Das bedeutet aber bei derselben Anregung am Sitzbefestigungspunkt gleiche Schwingungsbelastung, d.h. für Fahrer Massen im Bereich von 54 kg bis 105 kg bleibt die Schwingungsbelastung gleich.

6. Experimentelle Untersuchung einer einstellbaren Sitzdämpfung

Um die theoretisch gewonnenen Ergebnisse in der Realität nachzuweisen, wurden an einem Versuchssitz, bei dem Feder- und Dämpfungskonstante verstellbar sind, Schwingungsversuche durchgeführt.*)

Mit einem Schwingungsgenerator, **Bild 5**, kann über eine Regelhydraulik ein Schwingtisch in vertikaler Richtung zu Schwingungen angeregt werden, wobei das Frequenzspektrum des normalverteilten Anregungssignals so gewählt wurde, daß es im Bereich der im Fahrbetrieb von Schleppern am Sitzbefestigungspunkt auftretenden Spektren lag [23, 24].

Zur Ermittlung des Einflusses der Federung und Dämpfung auf die Schwingungsbelastung und den Schwingweg wurden die Beschleunigungen und Wege am Schwingtisch und an der Sitzschale gemessen und zur weiteren Meßwertverarbeitung mit einem Magnetbandgerät aufgezeichnet.

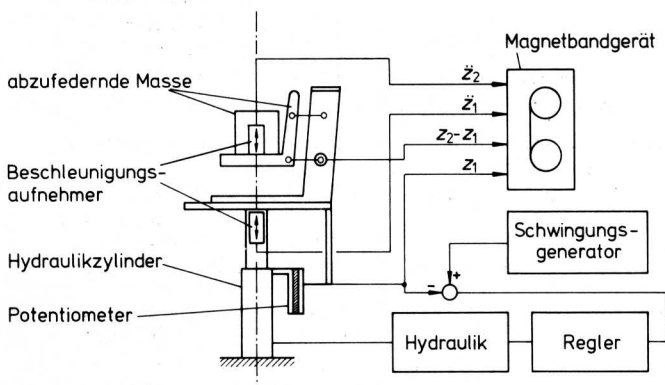


Bild 5. Meßaufbau zur Bestimmung von Schwingungsgrößen am Versuchssitz.

Um Verfälschungen im Meßergebnis durch willkürliche Bewegungen einer Versuchsperson auszuschalten, wurden auf dem Sitz Massen befestigt, die in der Größe der sog. Rumpfmasse, d.h. 5/7 der Gesamtmasse, des Fahrers entsprechen.

Der Versuchssitz ist mit einer Einrichtung zum Verstellen des Feder- und Dämpferanlenkpunktes versehen, **Bild 6**, so daß die Feder- und Dämpferwirkung des Sitzes verändert werden kann.

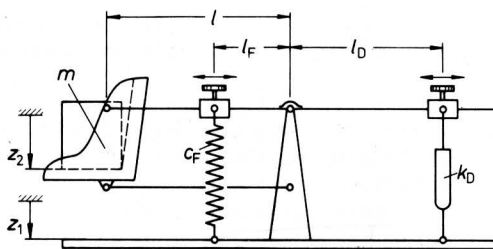


Bild 6. Schema der Feder- und Dämpfereinstellung des Versuchssitzes.

*) Den Herren R. Lyk und H.D. Wiemann sei an dieser Stelle für ihre Mitwirkung bei den versuchstechnischen Arbeiten gedankt.

Die sich mit dem Momentensatz ergebende Differentialgleichung des Sitzsystems führt zu der homogenen Gleichung:

$$m \ddot{z}_2 + (l_D/l)^2 k_D \dot{z}_2 + (l_F/l)^2 c_F z_2 = 0 \quad (8)$$

Die Eigenfrequenz des ungedämpften Systems ist somit

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(l_F/l)^2 c_F}{m}} \quad (9)$$

und das Dämpfungsmaß

$$D = \frac{(l_D/l)^2 k_D}{2\sqrt{m (l_F/l)^2 c_F}} \quad (10)$$

Die Eigenfrequenz f_e des Sitzsystems kann konstantgehalten werden, wenn der Hebelarm l_F entsprechend der Änderung der abzufedernden Masse m verstellbar wird. Soll zusätzlich das Dämpfungsmaß D konstantgehalten werden, so ist außer dem wirksamen Hebelarm l_F für die Feder auch der Hebelarm l_D für den Dämpfer entsprechend der Änderung der Masse m zu verstellen.

Mit diesem Versuchssitz wurden das Schwingungsverhalten und die Schwingungsbelastung bei verschiedenen Fahrermassen und Veränderung der Feder- und Dämpfungskonstante untersucht. Aus den auf Magnetband aufgezeichneten Meßdaten lassen sich durch Spektralanalyse für die einzelnen Frequenzbänder die Effektivwerte der Wege und Beschleunigungen von Schwingtisch und Sitzschale ermitteln.

Die anschließende Bewertung der Effektivwerte der Beschleunigungsanteile für die einzelnen Frequenzbänder entsprechend der Schwingungswahrnehmung des Menschen liefert den K-Wert als Maß für die Schwingungsbelastung.

6.1 Einfluß einer einstellbaren Dämpfung auf die Schwingungsbelastung

Um den Einfluß der Sitzfederung und -dämpfung auf die Schwingungsbelastung zu beurteilen, wird das Verhältnis der K-Werte für Sitz und Sitzbefestigungspunkt K_2/K_1 (im folgenden K-Wert-Verhältnis genannt) verwendet.

Dieses K-Wert-Verhältnis gibt an, auf welchen Bruchteil die Schwingungsbelastung durch den gefederten und gedämpften Sitz, bezogen auf einen starren Sitz, gesenkt wird. **Bild 7** zeigt das K-Wert-Verhältnis als Funktion der Dämpfungskonstante. Es ist in starkem Maße von ihr abhängig.

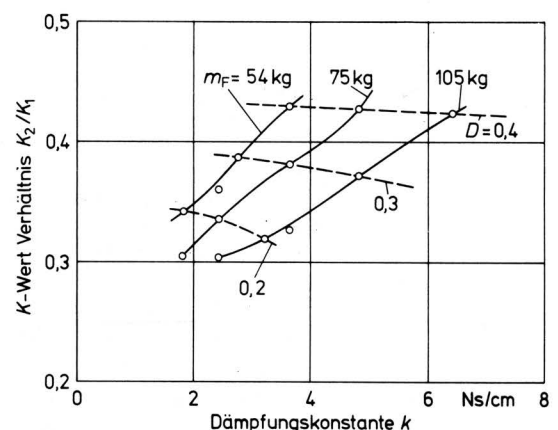


Bild 7. Einfluß der Dämpfung auf das K-Wert-Verhältnis.

Um den Einfluß einer einstellbaren Dämpfung aufzuzeigen, wird im Beispiel von einer Fahrer Masse von 75 kg und einer Dämpfungskonstante von 3,64 Ns/cm ausgegangen.

Bleibt bei der Sitzeinstellung auf eine kleinere oder größere Fahrer Masse die Dämpfungskonstante gleich, so ändert sich das K-Wert-Verhältnis in Richtung der Ordinate, z.B. ausgehend von 0,38 für eine Fahrer Masse von 75 kg auf 0,43 für eine Fahrer Masse von 54 kg bzw. auf 0,33 für eine Fahrer Masse von 105 kg. Das bedeutet, daß sich bei einer Änderung der Fahrer Masse von 105 kg auf 54 kg die Schwingungsbelastung um 30 % erhöht.

Wird dagegen bei der Sitzeinstellung auf die Fahrer Masse auch die Dämpfungskonstante eingestellt, und zwar so, daß das Dämpfungsmaß konstant bleibt, z.B. 0,3, beträgt die Erhöhung nur noch 4 %.

6.2 Einfluß einer einstellbaren Dämpfung auf den Relativweg

Weiterhin wurde der Einfluß der einstellbaren Dämpfung auf den Relativweg des Sitzes untersucht.

Bild 8 zeigt den auf den Tischweg bezogenen Relativweg der Sitzschale in Abhängigkeit von der Frequenz für gleiche Dämpfungskonstante bei verschiedenen Fahrer Massen. Der Verlauf des bezogenen Relativweges für die große Fahrer Masse liegt über dem für die kleine Fahrer Masse. Das bedeutet aber, daß der schwere Fahrer bei gleicher Anregung größere Relativwege ausführt als der leichte Fahrer.

Der Maximalwert des bezogenen Relativweges steigt dabei von 0,87 bei einer Fahrer Masse von 54 kg (5-Perzentil-Wert) auf 1,31 bei einer Fahrer Masse von 105 kg (95-Perzentil-Wert) an.

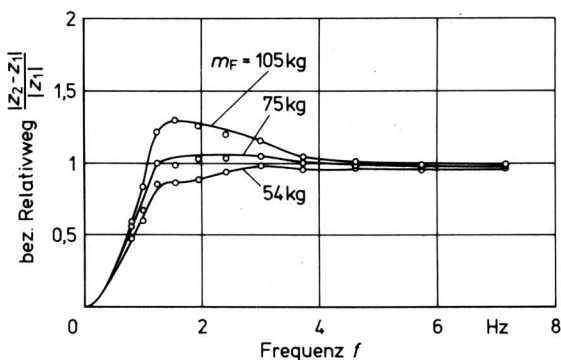


Bild 8. Einfluß der Fahrer Masse m_F auf den bezogenen Relativweg bei vorgegebener Dämpfungskonstante ($k = 3,6$ Ns/cm).

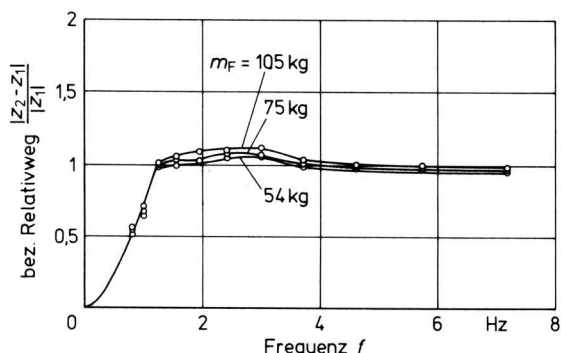


Bild 9. Einfluß der Fahrer Masse m_F auf den bezogenen Relativweg bei Anpassung der Dämpfungskonstante entsprechend der Fahrer Masse, Dämpfungsmaß $D = 0,3$.

Wird die Dämpfungskonstante beispielsweise durch Einstellen des Dämpferanlenkpunktes an die verschiedenen Fahrer Massen angepaßt, so ergeben sich im gesamten Einstellbereich nur geringe Unterschiede im Verlauf des bezogenen Relativweges über der Frequenz, Bild 9, d.h. die Fahrer werden bei gleicher Schwingungsanregung unabhängig von ihrer Masse die gleichen Schwingwege gegenüber Lenkrad, Pedalen und Betätigungshebeln ausführen.

6.3 Vergleich der Ergebnisse

Bild 10 zeigt zusammenfassend den Einfluß einer einstellbaren Dämpfung auf Schwingungsbelastung und bezogenen Relativweg des Fahrers. Verglichen werden ein Sitz, bei dem die Dämpfung nicht einstellbar ist, und ein Sitz mit einstellbarer Dämpfung.

Ist die Dämpfung nicht auf die Fahrer Masse einstellbar, so sind die Parameter im allgemeinen nur auf eine mittlere Fahrer Masse optimiert und bei Abweichungen vom Sollwert der Fahrer Masse verändern sich sowohl Schwingungsbelastung als auch Relativweg. Die Schwingungsbelastung ist dabei für die kleine Fahrer Masse größer als der Mittelwert, für die große Fahrer Masse kleiner als der Mittelwert. Beim Relativweg ist es genau umgekehrt. Hier ist für die kleine Fahrer Masse der Relativweg kleiner als der Mittelwert, bei der großen Fahrer Masse größer.

Für den Sitz mit einstellbarer Dämpfung sind die Verhältnisse für unterschiedliche Fahrer Massen nahezu gleich.

Somit lassen sich durch eine einstellbare Dämpfung sowohl hinsichtlich Schwingungsbelastung als auch Relativbewegung des Fahrers zu den Betätigungselementen am Fahrerplatz gleiche Voraussetzungen auch bei unterschiedlicher Masse der Fahrer realisieren.

Weiterhin ergeben sich für die konstruktive Auslegung des Sitzes Vorteile. Während bei einem Sitz mit nicht einstellbarer Dämpfung der erforderliche maximale Sitzhub von der größten Fahrer Masse bestimmt wird und bei gleicher Schwingungsanregung für eine kleinere Fahrer Masse nicht voll genutzt werden kann, somit in diesem Fall überdimensioniert ist, ergibt sich bei einem Sitz mit einstellbarer Dämpfung im gesamten Verstellbereich der gleiche maximal erforderliche Sitzhub.

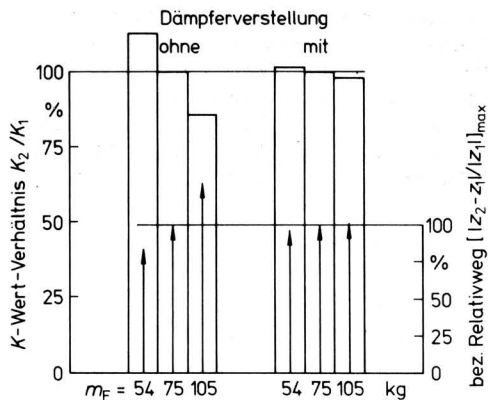


Bild 10. Schwingungsbelastung (dargestellt als K-Wert-Verhältnis) und Relativweg für verschiedene Fahrer Massen mit und ohne Einstellung der Dämpfung.

Daß eine solche Einstellbarkeit von Federkonstante und Dämpfungskonstante auf die Fahrer Masse mit derselben Einstellvorrichtung realisiert werden kann, sei am Beispiel eines Sitzes mit Parallelogrammführung gezeigt, Bild 11.

Feder und Dämpfer sind dabei so dimensioniert, daß sie am selben Hebelarm angreifen und dann ineinander angeordnet werden können. Die Einstellung auf verschiedene Fahrer Massen erfolgt hier mit einem Schraubgetriebe. Diese Anordnung läßt sich sinngemäß auch auf andere für die Sitzanlenkung verwendete Mechanismen übertragen.

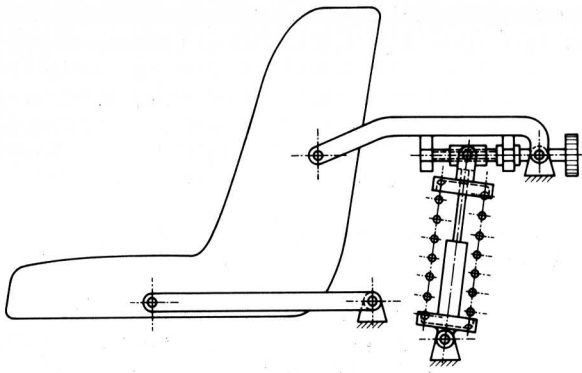


Bild 11. Schleppersitz mit Einstellvorrichtung für Feder- und Dämpfungskonstante.

7. Zusammenfassung

Auf landwirtschaftlichen Fahrzeugen ist für einen ausreichenden Schutz des Fahrers vor einer zu großen Schwingungsbelastung zu sorgen. Durch Reifen-, Achs-, Kabinen- bzw. Sitzfederung können die auftretenden mechanischen Schwingungen wirksam vermindert werden, wenn die einzelnen Federungssysteme hinsichtlich ihrer Wirkung optimiert und aufeinander abgestimmt worden sind.

Für Schleppersitze trifft dies aber in vielen Fällen nicht zu. Die Ursachen sind darin zu sehen, daß sich trotz Einstellvorrichtungen für die Anpassung des Sitzes an die Fahrer Masse bei derzeit handelsüblichen Schleppersitzen Eigenfrequenz, Schwingungsbelastung und Schwingweg mit der Masse des Fahrers ändern und somit eine optimale Abstimmung auf das Schwingungsverhalten des Schleppers nicht erreicht wird, zumal bei leistungsstarken Schleppern die niedrigste Eigenfrequenz in den Bereich der Sitzfrequenz fallen kann.

Um diese Nachteile von Schleppersitzen abzubauen und technische Möglichkeiten dazu aufzuzeigen, wurde untersucht, wie sich verschiedene Eigenschaften der Federung und Dämpfung von Schleppersitzen auf ihr Schwingungsverhalten auswirken und wie eine Einstellbarkeit der Dämpfung in Abhängigkeit von der Masse des Schlepperfahrers seine Schwingungsbelastung und die für eine Schwingungsbewertung verwendeten Größen beeinflusst.

Die durch rechnerische Analyse und experimentell auf einem servohydraulischen Schwingungsprüfstand erhaltenen Ergebnisse zeigen, daß durch eine entsprechende Einstellung der Dämpfung die Schwingungsbelastung und der Schwingweg des Fahrers unabhängig von seiner Masse gemacht werden können.

Versuche an einem Sitz ohne Einstellung der Dämpfung ergaben für eine Masse des Fahrers von 54 kg (5-Perzentil-Wert) gegenüber 105 kg (95-Perzentil-Wert) eine um 30 % größere Schwingungsbelastung und einen um 33,6 % unterschiedlichen maximalen Sitzweg.

Durch eine Einstellung der Dämpfung auf die Fahrer Masse konnten diese Änderungen auf 4 % bei der Schwingungsbelastung und 7,3 % beim maximalen Sitzweg verkleinert werden.

Die Einstellung der Dämpfung zusätzlich zur Einstellung der Federkonstante auf die Fahrer Masse bewirkt bei den heutigen Schleppersitzen gleiche Verhältnisse bezüglich der Schwingungsbelastung und des Schwingweges für alle Schlepperfahrer unabhängig von ihrer Masse. Auf diesem Wege ist somit eine bessere Anpassung des Sitzes an den Fahrer und das landwirtschaftliche Fahrzeug zu erreichen.

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] ● *Mitschke, M.*: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag 1972.

- [2] *Haack, M.*: Über die günstigste Gestaltung der Schleppersitzfederung bei luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse. Landtechn. Forschung Bd. 3 (1953) H. 1, S. 1/13.
- [3] *Glasow, W.*: Grundlagen für eine Arbeitsplatzgestaltung. DLG-Fachbereich Landtechnik – Ausschuß für Arbeitswirtschaft – März 1973.
- [4] *Dupuis, H. u. E. Hartung*: Zur Gestaltung und Anordnung von Schleppersitzen. Die Landarbeit (Bad Kreuznach) Bd. 22 (1971) Folge 11, S. 81/85.
- [5] *Hontschik, H., H.-J. Kinkel, W. Rasch u. I. Schmid*: Schwingungstechnische und arbeitsphysiologische Untersuchung von Fahrzeugsitzen verschiedener Bauart. Automobiltechn. Zeitschrift Bd. 76 (1974) Nr. 7, S. 216/22.
- [6] VDI-Richtlinie 2780: Körpermaße als Grundlage für die Gestaltung von Sitzen und Arbeitsplätzen. VDI-Verlag Düsseldorf 1971.
- [7] *Fishwick, P.M. u. D.J. Bottoms*: Distributions of height, weight and age of tractor drivers. NIAE Departmental Note No. DN/E/669/1465, Silsoe 1976.
- [8] ISO/DIS 4253: Agricultural tractors – Dimensions of operator's seating accommodation. International Organisation for Standardization 1975.
- [9] *Batel, W.*: Technische Möglichkeiten zur Erleichterung der Arbeit der Fahrer von Schleppern, Mähreschern und anderen selbstfahrenden Arbeitsmaschinen. Grundl. Landtechnik Bd. 24 (1974) Nr. 1, S. 21/30.
- [10] *Jahns, G.*: Gesichtspunkte der Informationsverarbeitung bei der Gestaltung von Fahrerkabinen. Grundl. Landtechnik Bd. 26 (1976) Nr. 2, S. 64/69.
- [11] *Graef, M.*: Technische Möglichkeiten zum Senken der Schwingungsbelastung auf fahrenden Arbeitsmaschinen. Grundl. Landtechnik Bd. 26 (1976) Nr. 2, S. 56/63.
- [12] *Helms, H.*: Schwingungseigenschaften eines aktivgefederten Schleppersitzes. Grundl. Landtechnik Bd. 26 (1976) Nr. 3, S. 78/82.
- [13] *Pleszcynski, W. u. E. Christ*: Steuerfehler bei Relativbewegungen zwischen Fahrersitz und Lenkrad. Die Landarbeit (Bad Kreuznach) Bd. 23 (1972) Nr. 12, S. 93/94.
- [14] Frankreich: Patent Nr. 2.123.693, 28. Jan. 1971.
- [15] Österreich: Patent Nr. 305050, 23. Dez. 1968.
- [16] Deutschland: Patent Nr. 1655747, 7. Mai 1975.
- [17] *Ashley, C.*: Suspension seating. Bostrom Division, UOP Limited Northhampton, May 1976.
- [18] *Stayner, R.M.*: Aspects of the development of a test code for tractor suspension seats. Journal of Sound and Vibration Bd. 20 (1972) Nr. 2, S. 247/52.
- [19] ISO 3411: Earth-moving machinery – Human physical dimensions of operators and minimum space envelope. International Organisation of Standardization 1975.
- [20] ISO 2631: Guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration. International Organisation of Standardization 1974.
- [21] VDI-Richtlinie 2057: Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. Entwurf Bl. 1 und 2, Düsseldorf: VDI-Verlag 1975/76.
- [22] *Schrottmaier, J.*: Schutz des Menschen vor vertikalen Schwingungen bei Traktoren und Motorkarren. Forschungsberichte der Bundesversuchs- und Prüfungsanstalt für landwirtschaftliche Maschinen und Geräte, Wieselburg (Österreich), Heft 3, 1974.
- [23] *Dupuis, H.*: Zur Gestaltung von Fahrzeugsitzen. TÜ Bd. 12 (1971) Nr. 8, S. 240/45.
- [24] *Walters, F.C.*: Ride vibration standards and human tolerance criteria. ASAE-Paper No. 76-1578.