

Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT
LANDMASCHINEN- UND ACKERSCHLEPPER-VEREINIGUNG (LAV) IM VDMA
MAX EYTH-GESELLSCHAFT ZUR FÖRDERUNG DER LANDTECHNIK (MEG)

Heft 4/1965

MÜNCHEN

15. JAHRGANG

Jaroslav Zezula

Abgefederter Schlepper

Traktoren-Forschungsanstalt, Brno

Der Schlepper stellt die grundlegende Energiequelle in der Landwirtschaft dar. Das ständige Bestreben um Herabsetzung der Herstellungskosten und Erhöhung der Arbeitsproduktivität hat zur Folge, daß leistungsfähige und ökonomisch arbeitende Schlepper entwickelt wurden. Weniger Aufmerksamkeit wurde jedoch dabei der Frage des Fahrkomforts und der Beseitigung schädlicher Einflüsse gewidmet, die bei längeren Auswirkungen die Gesundheit des Fahrers beeinflussen können. Es handelt sich insbesondere um übermäßige Erschütterungen und Schwingungen, die sogenannte Schlepperkrankheiten hervorrufen [1]. Am häufigsten kommen nachstehende Krankheiten vor: Rückgratdeformation, Spondylose, Magensenkung und Magengeschwür, Nierenleiden, Nervenerkrankungen, Muskelschmerzen, Appetitlosigkeit.

Durch eine verbesserte Fahrersitzabfederung und auch durch eine Abfederung der Vorderachse bei einigen Schleppertypen wurde teilweise eine Milderung der Erschütterungen und Schwingungen erreicht [2; 3]. Eine allzutiefe Durchfederung des Fahrersitzes hat jedoch eine beträchtliche relative Bewegung des Fahrers gegenüber dem Lenkrad und anderen Bedienungsvorrichtungen zur Folge. Andererseits wird durch Abfederung der Vorderachse wiederum die Arbeit des hydraulisch geregelten Pfluges ungünstig beeinflusst.

Ziel ist die vollkommene Abfederung eines möglichst großen Teils des Schleppers einschließlich des Fahrerraumes, und zwar in der Weise, daß weder angehängte Geräte bei Arbeit oder Transport, noch angebaute Geräte die Federungs- und Dämpfungselemente dermaßen belasten, daß infolge der Federung die Lage der Arbeitsorgane der Geräte dem Boden gegenüber geändert wird.

Bei der Versuchskonstruktion eines abgefederten Schleppers, die auf Patent der BRD Nr. 1 149 254 [4] beruht, wurde eine möglichst hohe Anzahl von Bestandteilen und Baugruppen (ungefähr 90%) aus einem serienmäßig hergestellten Standardschlepper benutzt.

1. Beschreibung und Funktion

Grundsätzlich besteht der abgefederte Versuchsschlepper aus zwei Hauptgruppen (Bild 1). Die erste Gruppe bildet das Fahrgestell,

bestehend aus der Hinterachse mit Differentialgehäuse, die mit dem Rahmen fest zusammengeschraubt ist. Der Rahmen besteht aus zwei Trägern mit rechteckigem Querschnitt, die vorn durch eine Querstange verbunden sind, auf der ein fliegend befestigter Zapfen angebracht ist. Dieser Zapfen dient zur Befestigung der schwenkbaren Vorderachse. Die Längsträger sind gut ersichtlich aus der Seiten- und Grundrißansicht. Auf dem Differentialgehäuse befindet sich ein Deckel, in dem der Zylinder, die Hebeeinrichtung, der Verteiler und die Bedienungsvorrichtung der Regelhydraulik eingebaut sind. Auf der Innenseite des unteren Deckels befindet sich die Hydraulikpumpe, die mittels eines Zahnradpaares von der Zapfwelle aus angetrieben wird. Der Rahmen ist mit einer Platte an der Vorderwand des Gehäuses angeschraubt, und zwar an der Fläche, an der beim Standardschlepper das Getriebegehäuse befestigt wird. Zu beiden Seiten des Gehäuses sind Bremsen in getrennten Räumen angebracht. An den Seitenwänden schließen ferner Hinterachshülsen an, die auf den Außenenden Portale samt Endübersetzung tragen. Die Portale sind nach vorne gerichtet (umgekehrt wie beim Standardschlepper), damit durch den Abstand des Getriebegehäuses vom Differentialgehäuse der Radstand des abgefedernten Versuchsschleppers grundsätzlich nicht vergrößert wird. Wie beim Standardschlepper sind auf dem Gehäuse in gleicher Weise die Dreipunktaufhängung, der Zughaken und die schwenkbare Anhängeschiene angebracht (im Bild ist nur die Dreipunktaufhängung gezeigt). Lader, gegebenenfalls auch andere

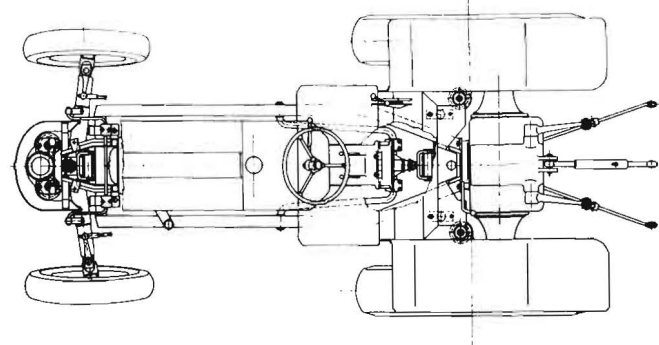
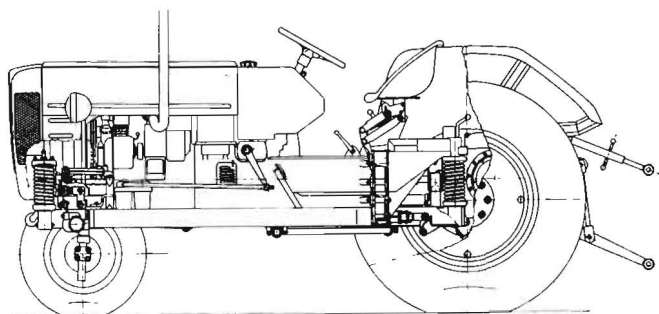
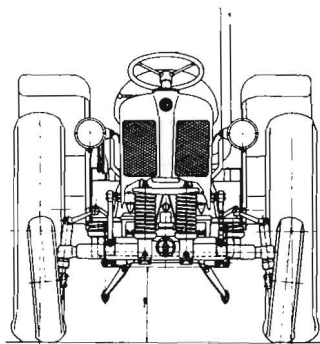


Bild 1: Der abgefederte Versuchsschlepper



Maschinen, können auf den Trägern des Rahmens angebracht werden. Auf dem Rahmen rückwärts und am Vorderende des Drehzapfens sind Stützschaalen für Feder und Stoßdämpfer angebracht. Wie aus der Beschreibung und Bild 1 hervorgeht, bleibt die Funktion des Gerätes im Bezug zum Boden die gleiche wie beim Standardschlepper; die Qualität der Arbeit bleibt erhalten, da die Lage des Gerätes im Verhältnis zum Boden infolge der Abfederung unverändert bleibt, weil die Kraftübertragung vom Gerät auf das unabgefederter Fahrgestell erfolgt und daher weder direkt noch indirekt auf die Federung des Schleppers wirkt. Die Masse der abgefederter Gruppe ändert sich in geringem Ausmaß (Brennstoff, verschiedenes Gewicht des Fahrers), wodurch günstige Voraussetzungen für eine optimale Federungsdimensionierung gegeben sind.

Die zweite abgefederter Gruppe bildet eine selbsttragende Konstruktion, bestehend aus dem Motor mit Zubehör, auf dessen Vorderseite die Konsole der Vorderachse und auf dem Hinterflansch das Kupplungs- und Getriebegehäuse angebracht sind, woran die Hinterkonsole anschließt, die mit den Kotflügeln und Bodenplatte fest verbunden ist. Ferner gehören zu dem abgefederter Teil die Lenkung, sämtliche Bedienungsvorrichtungen, der Fahrersitz, das Armaturenbrett, die Batterie, die Kraftstoffbehälter, in Sonderausstattung auch die Schlepperkabine sowie die Druckluftvorrichtung. Die Vorder- und Hinterkonsolen werden mittels Schalen auf den Federn abgestützt und tragen die Befestigung der Oberenden der teleskopischen Stoßdämpfer. Ferner ist auf der Vorderkonsole in Gummihülsen der vordere Stabilisator gelagert, dessen freies Ende durch Streben mit der Vorderachse verbunden ist. Der hintere Stabilisator ist mit freien Enden auf den Rahmen und mit dessen Querseite auf der Hinterkonsole drehbar gelagert. Der Stabilisator hat folgende Funktionen:

- Stabilisierung der abgefederter Gruppe gegenüber der Hinterachse;
- Erhaltung der Lage der abgefederter Gruppe gegenüber dem Fahrgestell in der Längsrichtung;
- bei der Durchfederung beschreibt die Querseite des Stabilisators einen Radius analog dem Radius der Lenkstange, so daß die Lenkgeometrie durch die Federung nicht beeinträchtigt wird.

In der Querrichtung ist die Lage der abgefederter Gruppe gegenüber dem Fahrgestell vorne und hinten durch ein Gelenkglied gesichert, wodurch eine Bewegung nur in senkrechter Richtung gestattet wird. Die Leistung wird auf Differentialritzel und Zapfwelle durch zwei Gelenkwellen übertragen, die verhältnismäßig kurz sind (Gelenkentfernung in der Ruhelage ungefähr 300 mm), so daß bei der Durchfederung ziemlich große Axialvorschübe entstehen. Die Vorschübe werden durch Wälzlagerung teleskopischer Wellenteile erleichtert.

Bei Hangfahrten längs der Schichtlinie ist die Querstabilität des abgefederter Versuchsschleppers gegenüber dem Standardschlepper besser, da die Stabilisatoren der abgefederter Gruppe an die Vorder- und Hinterachse gebunden sind. Zum Beispiel macht infolge der Verbindung des Stabilisators mit der Vorderachse beim Anfahren von Hindernissen mit einem Hinterrad die Ausschwenkung der abgefederter Gruppe ungefähr den halben Wert des

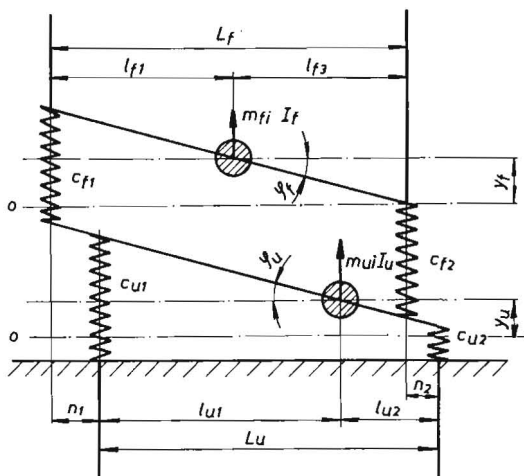


Bild 2: Das Ersatzschwingungssystem des Versuchsschleppers

Tafel 1: Grundlegende Werte des Ersatzsystems

Der abgefederter Versuchsschlepper	
l_{u1}	179,0 cm
l_{u2}	30,1 cm
L_u	209,1 cm
l_{f1}	112,3 cm
l_{f2}	111,0 cm
L_f	223,3 cm
n_1	20,6 cm
n_2	7,4 cm
m_u (mit Zusatzgewichten)	1624/981 kp/g
m_u (ohne Zusatzgewichte)	960/981 kp/g
m_f (mit Fahrer)	929/981 kp/g
I_u (mit Zusatzgewichten)	16810 kp cm s ²
I_u (ohne Zusatzgewichte)	13050 kp cm s ²
I_f (mit Fahrer)	10500 kp cm s ²
c_{u1} (Reifendruck 1,75 atü)	380 kp/cm
c_{u2} (Reifendruck 0,8 atü)	340 kp/cm
c_{u2} (Reifendruck 1,5 atü)	530 kp/cm
c_{f1}	55,6 kp/cm
c_{f2}	55,6 kp/cm

Der ungefederter Standardschlepper	
l_1	107,8 cm
l_2	84,0 cm
L	191,8 cm
m (ohne Zusatzgewichte)	1610/981 kp/g
m (mit Zusatzgewichten)	2170/981 kp/g
I (ohne Zusatzgewichte)	15260 kp cm s ²
I (mit Zusatzgewichten)	20300 kp cm s ²
c_1 (Reifendruck 1,75 atü)	380 kp/cm
c_2 (Reifendruck 0,8 atü)	340 kp/cm
c_2 (Reifendruck 1,5 atü)	530 kp/cm

Ausschwenkens der Hinterachse aus. Der statische Ausschlag ist durch das Verhältnis der Starrheit des vorderen und hinteren Stabilisators gegeben. Beim Standardschlepper ist für die Querstabilität die Verbindungslinie von der Mitte der Berührungsfläche des Hinterrades bis zum Schwenkzapfen der Vorderachse maßgebend; beim abgefederter Versuchsschlepper ist es dann die Verbindungslinie der Mitte der Berührungsfläche des Hinter- und Vorderrades mit dem Boden.

2. Theoretische Analyse der Federung

Die schwingende Bewegung in der senkrechten Längsebene des Schleppers (Heben und Nicken), ist von grundlegender Bedeutung für die Federungseigenschaften [5]. Mit Rücksicht darauf, daß das Gewicht des Fahrgestells ohne Zusatzgewichte sogar etwas höher ist als das Gewicht der abgefederter Gruppe, kann angenommen werden, daß es nicht möglich sein wird, in der theoretischen Analyse die Masse des Fahrgestells zu vernachlässigen. Bei der Analyse der Schwingbewegung der Kraftfahrzeuge wird üblicherweise die Masse der Räder vernachlässigt; dadurch wird das Ersatzschema derart vereinfacht, daß ein System mit zwei Freiheitsgraden gelöst wird. Bei Berücksichtigung der Masse des Fahrgestells des Schleppers entsteht ein System mit vier Freiheitsgraden (Bild 2), dessen mathematische Lösung kompliziert ist [6]. In dem Schema sind Masse und Trägheitsmoment des Fahrgestells mit (m_u ; I_u), die Radreifensteifigkeit mit (c_{u1} ; c_{u2}), Masse und Trägheitsmoment der abgefederter Gruppe mit (m_f ; I_f) und Federsteifigkeit mit (c_{f1} ; c_{f2}) bezeichnet.

Bei der Analyse wurde die Stoßdämpfung nicht berücksichtigt; bei üblichen Werten hat diese Stoßdämpfung auf die Größe der Eigenfrequenzen keinen bedeutenden Einfluß. Ihre Einführung in mathematische Ausdrücke würde nur eine weitere Komplizierung der theoretischen Lösung hervorrufen. Die Gewichte und Schwerpunkte wurden in gewohnter Weise festgestellt, die Trägheitsmomente durch Abschwingung mit in Kugellagern gelagerten geeichten Stützen und Schraubenfedern [7]. Die Federsteifigkeit des Schleppers wurde auf der Amsler-Maschine und die statische Steifheit der Radreifen durch stufenweise Belastung auf trockener und nasser Betonfläche festgestellt (ähnlich wie beim ungefederter Schlepper, vgl. Tafel 1).

Für die Errechnung der Eigenfrequenzen wurden grundlegende Bewegungsgleichungen zusammengestellt. Das System ist durch vier veränderliche Größen charakterisiert: Heben des Fahrgestells und der abgedeuteten Gruppe ($y_u; y_f$), Nicken des Fahrgestells und der abgedeuteten Gruppe um die Querrachse ($\varphi_u; \varphi_f$).

Grundbewegungsgleichungen:

Fahrgestell — Kräfte (Heben)

$$c_{u1}(-y_u - \varphi_u l_{u1}) + c_{u2}(-y_u + \varphi_u l_{u2}) - c_{f1}(y_u + \varphi_u [l_{u1} + n_1] - y_f - \varphi_f l_{f1}) - c_{f2}(y_u - \varphi_u [l_{u1} - n_2] - y_f + \varphi_f l_{f2}) - m_u \ddot{y}_u = 0 \quad (1a)$$

Nach Umbildung

$$-m_u \ddot{y}_u - y_u \frac{c_{u1} + c_{u2} + c_{f1} + c_{f2}}{2(c_u + c_f)} + y_f \frac{c_{f1} + c_{f2}}{2c_f} - \varphi_u \frac{c_{u1} l_{u1} - c_{u2} l_{u2} + c_{f1} l_{u1} - c_{f2} l_{u2} + c_{f1} n_1 + c_{f2} n_2}{p} + \varphi_f \frac{c_{f1} l_{f1} - c_{f2} l_{f2}}{r} = 0 \quad (1b)$$

Abgedeutete Gruppe — Kräfte (Heben)

$$+ c_{f1}(y_u + \varphi_u [l_{u1} + n_1] - y_f - \varphi_f l_{f1}) + c_{f2}(y_u - \varphi_u [l_{u2} - n_2] - y_f + \varphi_f l_{f2}) - m_f \ddot{y}_f = 0 \quad (2a)$$

Nach Umbildung

$$-m_f \ddot{y}_f + y_u \frac{c_{f1} + c_{f2}}{2c_f} - y_f \frac{c_{f1} + c_{f2}}{2c_f} + \varphi_u \frac{c_{f1} l_{u1} - c_{f2} l_{u2} + c_{f1} n_1 + c_{f2} n_2}{q} - \varphi_f \frac{c_{f1} l_{f1} - c_{f2} l_{f2}}{r} = 0 \quad (2b)$$

Fahrgestell — Momente (Nicken)

$$+ c_{u1}(-y_u - \varphi_u l_{u1}) l_{u1} - c_{u2}(-y_u + \varphi_u l_{u2}) l_{u2} - c_{f1}(y_u + \varphi_u [l_{u1} + n_1] - y_f - \varphi_f l_{f1}) [l_{u1} + n_1] + c_{f2}(y_u - \varphi_u [l_{u2} - n_2] - y_f + \varphi_f l_{f2}) [l_{u2} - n_2] - I_u \ddot{\varphi}_u = 0 \quad (3a)$$

Nach Umbildung

$$-I_u \ddot{\varphi}_u - y_u \frac{c_{u1} l_{u1} - c_{u2} l_{u2} + c_{f1} l_{u1} + c_{f1} n_1 - c_{f2} l_{u2} + c_{f2} n_2}{p} + y_f \frac{c_{f1} l_{u1} + c_{f1} n_1 - c_{f2} l_{u2} + c_{f2} n_2}{q} + \varphi_u \frac{c_{u1} l_{u1}^2 + c_{u2} l_{u2}^2 + c_{f1} l_{u1}^2 + c_{f2} l_{u2}^2 + 2c_{f1} l_{u1} n_1 - 2c_{f2} l_{u2} n_2 + n_1^2 c_{f1} + n_2^2 c_{f2}}{t} + \varphi_f \frac{c_{f1} l_{u1} l_{f1} + c_{f1} l_{f1} n_1 + c_{f2} l_{u2} l_{f2} - c_{f2} l_{f2} n_2}{s} = 0 \quad (3b)$$

Abgedeutete Gruppe — Momente (Nicken)

$$+ c_{f1}(y_u + \varphi_u [l_{u1} + n_1] - y_f - \varphi_f l_{f1}) l_{f1} - c_{f2}(y_u - \varphi_u [l_{u2} - n_2] - y_f + \varphi_f l_{f2}) l_{f2} - I_f \ddot{\varphi}_f = 0 \quad (4a)$$

Nach Umbildung

$$-I_f \ddot{\varphi}_f + y_u \frac{c_{f1} l_{f1} - c_{f2} l_{f2}}{r} - y_f \frac{c_{f1} l_{f2} - c_{f2} l_{f2}}{r} + \varphi_u \frac{c_{f1} l_{u1} l_{f1} + c_{f2} l_{u2} l_{f2} + c_{f1} l_{f1} n_1 - c_{f2} l_{f2} n_2}{s} - \varphi_f \frac{c_{f1} l_{f1}^2 + c_{f2} l_{f2}^2}{u} = 0 \quad (4b)$$

Unter Benutzung der angegebenen Symbole $c_u; c_f; p; q; r; s; t; u$ bekommen die Bewegungsgleichungen folgende Form:

$$\begin{aligned} -m_u \ddot{y}_u - y_u 2(c_u + c_f) + y_f 2c_f - \varphi_u [p + q] + \varphi_f r &= 0 & (1) \\ -m_f \ddot{y}_f + y_u 2c_f - y_f 2c_f + \varphi_u q - \varphi_f r &= 0 & (2) \\ -I_u \ddot{\varphi}_u - y_u (p + q) + y_f q - \varphi_u t + \varphi_f s &= 0 & (3) \\ -I_f \ddot{\varphi}_f + y_u r - y_f r + \varphi_u s - \varphi_f u &= 0 & (4) \end{aligned}$$

Es sind homogene simultane Differentialgleichungen zweiten Grades, wobei die Veränderlichen ersten Grades in den Gleichungen nicht vorkommen.

Die Bewegungsgleichungen (1), (2), (3), (4) kann man für die Berechnung der Eigenfrequenzen benutzen. Wie aus den Untersuchungen einfacher Systeme hervorgeht, haben die bei Kraftfahrzeugen üblichen Dämpfungswerte nur einen kleinen Einfluß auf die Eigenschwingungen, so daß die oben erwähnten Gleichungen den praktischen Anforderungen, was die Genauigkeit der Berechnung betrifft, entsprechen.

Den Bewegungsgleichungen entsprechen die partikulären Integrale und deren Ableitungen [8]:

$$\begin{aligned} y_u &= K_1 \sin \Omega t; \quad \ddot{y}_u = -\Omega^2 K_1 \sin \Omega t \\ y_f &= K_2 \sin \Omega t; \quad \ddot{y}_f = -\Omega^2 K_2 \sin \Omega t \\ \varphi_u &= K_3 \sin \Omega t; \quad \ddot{\varphi}_u = -\Omega^2 K_3 \sin \Omega t \\ \varphi_f &= K_4 \sin \Omega t; \quad \ddot{\varphi}_f = -\Omega^2 K_4 \sin \Omega t \end{aligned}$$

Nach Einsetzen in die Grundbewegungsgleichungen (1), (2), (3), (4) erhalten wir ein System homogener Gleichungen in K_1, K_2, K_3, K_4 :

$$+ \Omega^2 m_u K_1 - 2(c_u + c_f) K_1 + 2c_f K_2 - (p + q) K_3 + r K_4 = 0 \quad (5)$$

$$+ \Omega^2 m_f K_2 + 2c_f K_1 - 2c_f K_2 + q K_3 - r K_4 = 0 \quad (6)$$

$$+ \Omega^2 I_u K_3 - (p + q) K_1 + q K_2 - t K_3 + s K_4 = 0 \quad (7)$$

$$+ \Omega^2 I_f K_4 + r K_1 - r K_2 + s K_3 - u K_4 = 0 \quad (8)$$

Die Determinante dieses Gleichungssystems mit den Unbekannten K_1, K_2, K_3, K_4 muß gleich Null sein:

$$\begin{vmatrix} + \Omega^2 m_u & + 2c_f & -(p + q) & + r \\ - 2(c_u + c_f) & & & \\ + 2c_f & + \Omega^2 m_f & + q & - r \\ & - 2c_f & & \\ -(p + q) & + q & + \Omega^2 I_u - t & + s \\ r & - r & + s & + \Omega^2 I_f - u \end{vmatrix} = 0$$

Die Determinante ist der Diagonale nach symmetrisch, und nach Einsetzen von $\Omega^2 = X$ ergibt sich eine Gleichung vierten Grades, deren vier Wurzeln Eigenfrequenzen des angeführten Systems von vier Freiheitsgraden darstellen. Bei Ausschwenkung des Systems aus der Ruhelage und nach folgender Loslösung verlaufen in jedem Freiheitsgrad ($y_u; y_f; \varphi_u; \varphi_f$) Schwingungen in allen vier Frequenzen gleichzeitig.

Numerische Lösungen wurden auf automatischen Rechenmaschinen durchgeführt, und zwar für das Fahrgestell mit und ohne Zusatzgewichte und für verschiedene Reifendrucke. Das Ergebnis ist in Tafel 2 angegeben. In derselben Tafel sind Eigenfrequenzen des Standardschleppers angeführt. Es wurden weitere Analysen und Berechnungen durchgeführt, wie zum Beispiel Berechnungen des Freischwingungsverlaufs bei verschiedenen Anfangsbedingungen, die erzwungenen Schwingungen beim Fahren auf wellenartiger Fahrbahn [9], Festlegung der Pole der Freischwingungen, Trägheitsverhältnisse, die wegen ihres umfangreichen Ausmaßes nicht angeführt werden können.

Tafel 2: Errechnete Werte der Freischwingungen

Der abgefederte Versuchsschlepper										
	Reifen- druck atü	Ω_1^2 s ⁻²	n_1 min ⁻¹	Ω_2^2 s ⁻²	n_2 min ⁻¹	Ω_3^2 s ⁻²	n_3 min ⁻¹	Ω_4^2 s ⁻²	n_4 min ⁻¹	n_2 min ⁻¹
mit Gewichten	0,8	1156	324	273	158	102	96,6	94	93	
	1,5	1166	327	372	184	133	110	79	85	
ohne Gewichte	0,8	1623	373	401	191,4	103	97,2	99	94,3	
	1,5	1662	390	558	226	132	110	81,6	86,3	
Der ungefederte Standardschlepper										
	Reifen- druck atü					Ω_1^2 s ⁻²	n_1 min ⁻¹	Ω_2^2 s ⁻²	n_2 min ⁻¹	
mit Gewichten	0,8					395,4	190,0	267,4	156,3	
	1,5					405,8	192,6	405,8	92,6	
ohne Gewichte	0,8					521,2	218,3	363,6	182,3	
	1,5					568,8	227,5	519,8	217,9	

3. Prüfungen

Um die Auswertung des Beitrages des abgefederten Versuchsschleppers soweit er den Fahrkomfort betrifft, durchführen zu können, wurden Vergleichsmessungen mit dem Standardschlepper vorgenommen. Zwecks maximaler Herabsetzung der Ungenauigkeiten wurden jeweils die gleichen Messungen an beiden Schleppern unter den gleichen Bedingungen mit gleichen Meßgeräten hintereinander vorgenommen. Zum weiteren Vergleich wurden informative Messungen auf einem Pkw mittlerer Größe (Motorleistung 45 PS) durchgeführt. Die Messungen wurden auf einer geraden Betonfläche vorgenommen, auf welche künstliche Hindernisse gelegt wurden (Bild 3) [10].

3.1. Messungen mit mechanischem Beschleunigungsmeißgerät

Für die Vertikal- und Seitenbeschleunigungsmessungen wurden auf der Hinterachse nach Demontierung des Fahrersitzes (Bild 4) Beschleunigungsmeißgeräte angebracht. Der Meßbereich des Beschleunigungsmeißgerätes geht bis zu „1 g“. Es wurde daher notwendig, die Größe der Hindernisse (Nr. 1) und die Geschwindigkeit

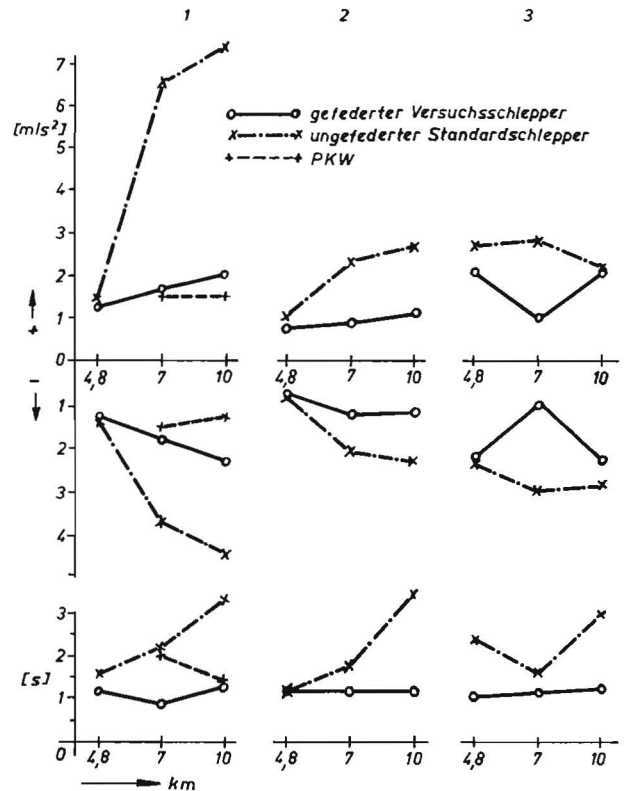


Bild 6: Verlauf der Beschleunigungen beim Überfahren von Hindernis Nr. 1

(mit mechanischem Meißgerät gemessen)
 1 — vertikal — Überfahren mit beiden Rädern
 2 — vertikal — Überfahren mit einem Rad
 3 — horizontal — Überfahren mit einem Rad

der geprüften Schlepper (bis zu 10 km/h) entsprechend zu wählen. Der Beschleunigungsverlauf wurde mit einer Spitze auf einem mit Intervall-Zeiteinteilung 0,1 s und 1,0 s versehenen Wachspapierstreifen gezeichnet. Die Beschleunigung wird mit einer Eichkurve des Meißgerätes ausgewertet. In Bild 5 ist ein durch das Meißgerät aufgezeichneter Beschleunigungsverlauf nach Überfahren des Hindernisses Nr. 1 durch beide geprüfte Schlepper bei einer Geschwindigkeit von 10 km/h dargestellt. Die Meßergebnisse sind in Bild 6 in übersichtlicher Weise dargelegt. Die Messungen wurden bei Anfahrt des Hindernisses entweder mit beiden Rädern oder nur einseitig mit einem Rad vorgenommen. Beim gleichzeitigen Anfahren des Hindernisses mit beiden Rädern sollte theoretisch keine Seitenbeschleunigung entstehen. Ein absolut gleichzeitiges Anfahren wird nicht erreicht; deshalb treten auch in diesem Fall gewisse Seitenbeschleunigungen auf. Ferner ist in Bild 6 eine

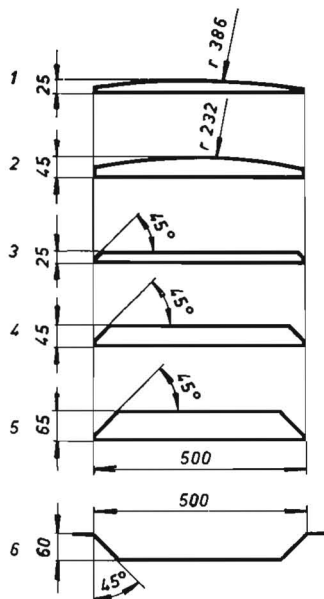
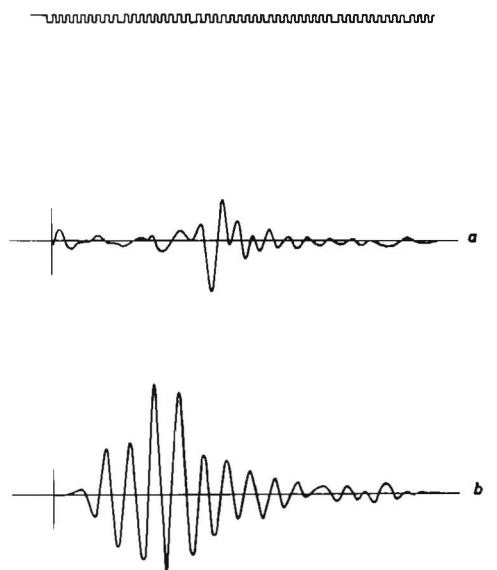
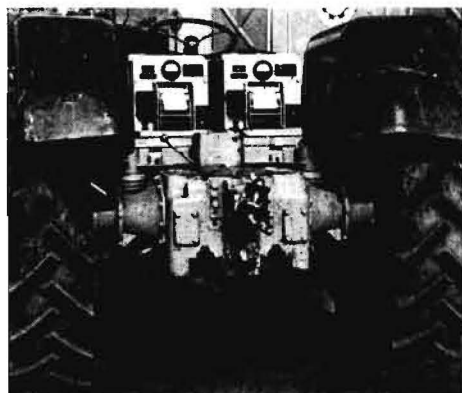


Bild 3 (links): Die künstlichen Fahrbahnhindernisse

Bild 4 (unten): Am Versuchsschlepper montierte Meißgeräte für Vertikal- und Horizontalbeschleunigungen

Bild 5 (rechts): Verlauf der Vertikalbeschleunigungen beim Überfahren von Hindernis Nr. 1 mit 10 km/h Geschwindigkeit

a) (oben): beim abgefederten Versuchsschlepper
 b) (unten): beim ungefederten Standardschlepper



Tafel 3: Messungen durch elektrodynamische Geber

	Geschwindigkeit [km/h]	Art des Überfahrens des Hindernisses	Senkrechte Beschleunigung [m/s ²] auf dem Hindernis Nr.									
			1		2		3		4		5	
			Vorne +/-	Hinten +/-	Vorne +/-	Hinten +/-	Vorne +/-	Hinten +/-	Vorne +/-	Hinten +/-	Vorne +/-	Hinten +/-
Versuchsschlepper	7	2 Räder	4/2	1,5/1	7/2,5	3/2	4/2,5	2/1,5	6,5/4	2/3	9,5/7	4,5/8
		1 Rad	2/5	1,5/0,5	3/5	3/2	1/2	0,8/0,6	2/4	1,7/1	2/6	2/2,5
	25	2 Räder	4/8	2/2	6/10	3/2	5/7	3/3	8/11	8,5/6	15/10	9,5/6,5
		1 Rad	2/2	2/1,5	3/5	2/1,5	4/5	1,5/2	4/9	3/3,5	4/10	5,5/4,5
Standardschlepper	7	2 Räder	10/4	4/4	18/11,5	5/5,5	8,5/7	4,5/5	17/10	4,5/5	23/11	6,5/6
		1 Rad	5/8	4/3	8/10	6/4,5	5/8	1,5/1,5	8/10	2,5/2	10/12	3,5/2,5
	25	2 Räder	11/12	6,5/5	15/15	7,5/5	12/10	26/16	20/18	9/9	28/22	12/8
		1 Rad	8/10	5/4,5	10/10	7/5,5	8/10	6/6	10/10	9/9	18/16	14/11

Beschleunigung beim Überfahren desselben Hindernisses durch einen Pkw angegeben. Das Beschleunigungsmeßgerät wurde am Boden neben den Füßen des Fahrers angebracht. Aus Bild 6 geht hervor, daß der abgefederte Versuchsschlepper nur unbedeutend höhere Beschleunigungen gegenüber dem Pkw und wesentlich geringere Beschleunigungen gegenüber dem Standardschlepper aufweist.

Der durchgeführte arithmetische Durchschnitt der maximalen Beschleunigungen aller Fahrten beider Schlepper hat ergeben, daß der abgefederte Versuchsschlepper eine 2,5fach geringere Vertikalbeschleunigung und eine 2,3fach geringere seitliche Horizontalbeschleunigung als der Standardschlepper aufweist.

Dank der Federungsämpfung des abgefederten Versuchsschleppers ist die Dauer der Erschütterungswirkungen auf den Fahrer 2,1fach kürzer, wie es aus dem unteren Teil von Bild 6 zu ersehen ist.

3.2. Messungen durch elektrodynamische Geber

Die Vorrichtung besteht aus eigenen Gebern, aus einem Verstärker und aus einem Schleifen- oder Katodenstrahloszillograph. Es wurden insgesamt vier Geber benutzt, von denen zwei (einer für die Vertikal- und einer für die Horizontalbeschleunigung) auf der abgefederten Gruppe oberhalb der Vorderachse und weitere zwei neben dem Fahrersitz angebracht wurden. Auf dem Standardschlepper wurden die Geber analog angebracht. Durch dieses Gerät ist ein Messen der Beschleunigung bis zu einer Größe von „3 g“ möglich. Der elektrodynamische Geber ist ein Differential-Transformator in einer Solenoid-Ausführung. Er ist mit Flüssigkeitsdämpfung ausgestattet und hat im bereits angeführten Ausmaß der Beschleunigung eine lineare Charakteristik von genügender Genauigkeit. Dank diesem Gerät können höhere Geschwindigkeiten und größere Hindernisse benützt werden. Die Auswertung der Untersuchung ist in Tafel 3 zusammengestellt.

Aus dem Vergleich geht hervor, daß die durchschnittliche Beschleunigung des ungefederten Standardschleppers beim Überfahren einzelner Hindernisse das 1,89 bis 3,07fache gegenüber dem abgefederten Versuchsschlepper beträgt.

Ein Beispiel der oszillographischen Aufzeichnung mit elektrodynamischem Geber für Hindernis Nr. 2 und Geschwindigkeit 10 km/h ist in Bild 7 zu sehen. Aus dem Oszillogramm wurden ferner Freischwingfrequenzen ausgewertet, deren Mittelwerte den berechneten Größen entsprechen. Eine gründlichere Analyse des Oszillogrammes ermöglicht eine experimentelle Nachprüfung des Einflusses des Trägheitsverhältnisses auf den Schwingungsverlauf der abgefederten Masse.

Bei praktischen Prüfungen hat sich die Federung bei Feldarbeiten, insbesondere jedoch im landwirtschaftlichen Verkehr bei höheren Geschwindigkeiten günstig erwiesen. Aufgrund der Erfahrungen mit dem Versuchsschlepper wurde ein stärkerer Versuchsschlepper (48 PS — entsprechend der Standard-Type) konstruiert und gebaut. Es wurde weiter die Qualität der Federung, die Stabilität in den Kurven und am Hang verbessert. Ferner wurde eine Neukonstruktion der Anbringung der abgefederten Gruppe gegenüber dem Fahrgestell durchgeführt. Mit diesem größeren Versuchsschlepper werden ähnliche Messungen wie mit dem kleineren Versuchsschlepper durchgeführt. Unter Berücksichtigung der durchgeführten Änderungen wurde eine weitere Verbesserung des Fahrkomforts erreicht.

Zusammenfassung

Aus einem Standardschlepper wurde ein abgefederter Versuchsschlepper entwickelt. Dieser abgefederte Versuchsschlepper kann mit angebauten und angehängten Geräten in gleicher Weise arbeiten wie ein Standardschlepper; die Federung hat also keinen

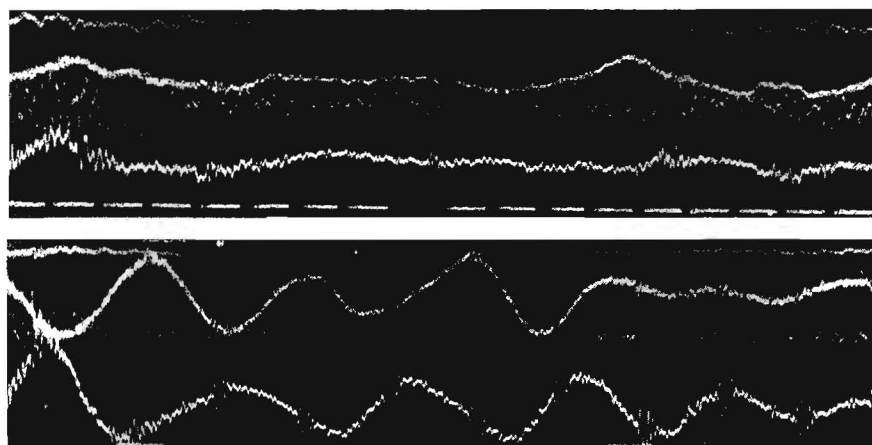
Bild 7: Verlauf der Beschleunigungen beim Überfahren von Hindernis Nr. 2 mit 10 km/h Geschwindigkeit

(mit elektrodynamischem Geber aufgezeichnet)

- a) (oben): beim abgefederten Versuchsschlepper
- b) (unten): beim ungefederten Standardschlepper

Die Spuren bedeuten von unten angefangen:

- Zeiteinteilung 0,1 s
- vertikal vorne
- horizontal vorne
- vertikal hinten
- horizontal hinten



Einfluß auf die Lage der Geräte gegenüber dem Boden. Die Federung kann demnach in optimaler Weise dimensioniert werden.

Im Vergleich mit dem Standardschlepper hat der abgedeckte Versuchsschlepper unter den gleichen Bedingungen 2,5fach geringere Beschleunigung von 2,1fach geringerer Dauer, wobei die Schwingungsfrequenzen ungefähr zweimal geringer sind. Der abgedeckte Versuchsschlepper weist außerdem eine bessere Stabilität am Hang und in der Kurvenfahrt auf.

Schrifttum

- [1] SIMONS, A. K.: Tractor Ride Research. SAE Quarterly Transactions Vol. 60 (1952), S. 357—364
- [2] HAACK, M.: Suspensions for Easy Riding. SAE Transactions Vol. 63 (1955), S. 452—470
- [3] JANeway, R. N.: Authors Test Setup Gives Rougher Ride than Real Field Work. SAE Transactions Vol. 63 (1955), S. 470—471
- [4] ZEZULA, J.: Der Traktor. Patentschrift BRD 1149254
- [5] COENENBERG, H. H.: Das äußere Schwingungsverhalten von Acker-schleppern, insbesondere ihre dynamischen Achslasten. Landtechnische Forschung 12 (1962), S. 157—165
- [6] MARQUARD, E.: Schwingungsdynamik des schnellen Straßenfahrzeugs. Verlag W. Girardot, Essen 1952
- [7] LEHR, E.: Die schwingungstechnischen Eigenschaften des Kraftwagens und ihre meßtechnische Ermittlung. Z-VDI 78 (1934), S. 330—335
- [8] DEN HARTOG, J. P.: Mechanical Vibrations. Verlag Mc. Graw-Hill 1956
- [9] DUPUIS, H.: Schwingungsuntersuchungen bei Schleppern auf einem Rollenprüfstand. Landtechnische Forschung 10 (1960), S. 145—156
- [10] DILG, H.: Untersuchungen über das Schwingungsverhalten des Schleppers. Agrartechnik 11 (1961), S. 121—125

Résumé

Jaroslav Zezula: „Shock-Absorbing Tractor“.

A shock-absorbing experimental tractor has been developed from a standard tractor. This shock-absorbing experimental tractor can likewise be used with mounted and attached implements as a standard tractor. Consequently, the equipment with springs has no influence on

the position of the implements towards the soil, so that the optimum dimensions can be chosen for springing.

Compared with the standard tractor, the shock-absorbing experimental tractor shows under equal conditions a 2,5 fold smaller acceleration of 2,1 fold shorter duration, the frequencies of the oscillation being about two times smaller. Moreover, the shock-absorbing experimental tractor proves more stable on the slope and at curve driving.

Jaroslav Zezula: «Tracteur à suspension.»

On a transformé un tracteur standard en un tracteur d'essai à suspension. Ce tracteur d'essai à suspension peut travailler indifféremment avec des outils portés ou des outils traînés comme un tracteur standard. La suspension n'a donc aucune influence sur la position des outils par rapport au sol et peut être dimensionnée de façon optimum.

Le tracteur d'essai à suspension a dans les mêmes conditions une accélération de deux fois et demie d'une durée de 2,1 fois inférieures aux valeurs mesurées pour le tracteur standard et les fréquences de vibrations sont d'environ deux fois inférieures à celles du tracteur standard. Le tracteur d'essai à suspension possède en outre une meilleure stabilité sur les pentes et dans les virages.

Jaroslav Zezula: «Tractor montado en muelles.»

Un tractor standard se ha convertido en tractor de ensayo suspendido en muelles, que trabajo lo mismo como un tractor sin muelles, e. d. con aperos montados o con aperos enganchados, no influyendo los muelles para nada en la posición de los aperos con relación a la tierra.

Este tractor montado en muelles comparado con un tractor standard tiene una aceleración 2,5 veces más lenta en condiciones iguales, de una duración 2,1 veces más corta, siendo la frecuencia de las vibraciones aproximadamente dos veces más reducida. Además el tractor con muelles tiene más estabilidad tanto trabajando en pendiente como también en curvas.

Ingenieurgesetz vom Bundestag einstimmig verabschiedet

Der Deutsche Bundestag hat das „Gesetz zum Schutz der Berufsbezeichnung ‚Ingenieur‘ (Ingenieurgesetz)“ am 12. Mai 1965 in dritter Lesung einstimmig angenommen. Damit wurde den fast zwanzigjährigen gemeinsamen Bemühungen der im Gemeinschaftsausschuß der Technik (GdT) zusammenwirkenden Organisationen entsprochen. Nachdem auch der Bundesrat am 4. Juni 1965 diesem Gesetz zugestimmt hat, ist damit in der Bundesrepublik das Führen der Berufsbezeichnung Ingenieur gesetzlich geschützt.

In Zukunft werden die Berufsbezeichnung Ingenieur nur noch Personen führen dürfen, die das Studium einer überwiegend technisch-naturwissenschaftlichen Fachrichtung an einer wissenschaftlichen Hochschule mit Erfolg abgeschlossen oder die Abschlußprüfung an einer staatlichen oder staatlich anerkannten Ingenieurschule bestanden haben. (VDI)

*

Harzburg-Kolleg

Zehn-Wochen-Lehrgang für Unternehmensführung

Die Akademie für Führungskräfte der Wirtschaft in Bad Harzburg hat im Harzburg-Kolleg eine Einrichtung geschaffen, die eine umfassende und geschlossene Ausbildung für die Unternehmensführung in Form eines Zehn-Wochen-Seminars bietet. Das Harzburg-Kolleg ist das Ergebnis eines Meinungsaustausches zwischen der Akademie und den Unternehmungen der deutschen Wirtschaft. Es ist dazu bestimmt, den Forderungen nach einer zeitgemäßen und intensiven Unternehmensschulung Rechnung zu tragen. Den Kräften des Führungsnachwuchses soll das geistige Rüstzeug vermittelt werden, um ihren Führungsaufgaben gewachsen zu sein und qualifizierte Entscheidungen treffen zu können.

Das 1. Harzburg-Kolleg für Unternehmensführung findet in der Zeit vom 27. September bis 4. Dezember 1965 statt.

Das Programm umfaßt folgende Lehrgebiete:

1. Menschenführung und Betriebsorganisation,
2. Unternehmenspolitik und unternehmerische Entscheidung,

3. Das Unternehmen in der Gesamtwirtschaft,
4. Soziale Grundprobleme der industriellen Gesellschaft,
5. Arbeits- und Sozialrecht,
6. Lebensführung und Leistungssteigerung.

Zum Lehrstab gehören Professoren, Dozenten und Wirtschaftspraktiker, die seit Jahren in der Ausbildungsarbeit der Akademie für Führungskräfte der Wirtschaft stehen.

Studienprogramm und Arbeitsstil beruhen auf den an der Akademie entwickelten Lehr- und Unterrichtsmethoden. Lehrgespräch, Lehrvortrag, Diskussion und Gruppenarbeit wechseln in beweglicher Programmgestaltung ab und bestimmen den Rhythmus der Tageseinteilung.

Die Teilnehmergebühr für den Zehn-Wochen-Lehrgang beträgt 3300 DM; für Mitglieder beziehungsweise Angehörige von Mitgliedfirmen der Deutschen Volkswirtschaftlichen Gesellschaft e. V. ist die Teilnehmergebühr auf 3000 DM ermäßigt. Diese Gebühr umschließt die Teilnahme an sämtlichen vorgesehenen Seminaren und das erforderliche Arbeitsmaterial sowie die Benutzung der Präsenzbibliothek und die Vervielfältigung der erarbeiteten Unterlagen. Anmeldeschluß für das 1. Harzburg-Kolleg ist der 23. August 1965.

Sonderprospekt und nähere Auskünfte erteilt die Akademie für Führungskräfte der Wirtschaft, 3388 Bad Harzburg, Postfach 243.

*

Interkama '65 in Düsseldorf

In der Zeit vom 13. bis 19. Oktober 1965 findet in Düsseldorf, Messegelände, die Interkama '65, ein internationaler Kongreß mit Ausstellung für Meßtechnik und Automatik, statt.

Die Zielsetzung der Interkama ist die Vermittlung des neuesten Standes der Meßtechnik und Automatisierung durch Demonstration und fachliche Aussprache. Das Angebot wird Geräte und Einrichtungen der Meß-, Regelungs- und Automatisierungstechnik sowie Analysengeräte, Betriebskontrollgeräte, Datenverarbeitungsanlagen, elektronische Geräte, Labormeißgeräte und Rechner umfassen.