

# Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern I

Institut für Schlepperforschung, Braunschweig-Völkenrode

Der vorliegende Beitrag ist eine Fortsetzung zum gleichnamigen Beitrag in Heft 6/1961 „Landtechnische Forschung“. Zum gleichen Thema wird über die Auswirkung der Schwingungssysteme auf die Beanspruchung ein weiterer Beitrag folgen.

## 1. Schwingungsverhalten von Schleppern mit Anhängern

Das in der Landwirtschaft übliche Anhängen von ein oder zwei Vierrad-Ackerwagen an einen Schlepper ergibt schwingungstechnisch eine gelenkige und federnde Kopplung der Einzelsysteme. Dabei können die am Schlepper angreifenden Kräfte durch ihre Vertikal-, Längs- und Seitenkraftkomponenten definiert werden.

Die Beschreibung des Schwingverhaltens von Vierrad-Anhängern ist dagegen bereits wesentlich umständlicher, weil bei diesen im allgemeinen außer der Federung beider Achsen die Rahmen meistens zwar relativ biegesteif, aber drehweich (um die Längsachse) sind. Die übliche Drehschemel-Lenkung wäre für räumliche Bewegungen im Ersatzsystem durch weitere Auflösung in die Teilsysteme zu berücksichtigen.

Lediglich bei Anhängern mit Achsschenkelenkung könnte das Ersatzsystem auf sechs Freiheitsgrade und einfach übersehbare Deichselkräfte reduziert werden. Ferner ist die Kopplung der Fahrzeuge über Anhängerkupplung, Zugöse und Deichsel als räumliches Gelenk mit merklichem Spiel in den Verbindungsstellen anzusehen. Bei den meisten Vierrad-Anhängern ist außerdem eine Auflaufbremse vorhanden, die bei Schubkräften des Anhängers erhebliche Nicht-Linearität, verbunden mit Unstetigkeiten durch hinzukommende Bremskräfte der Räder, bewirkt.

Die vollständige Analyse der räumlichen Bewegung eines solchen Systems wäre recht umständlich und ist bisher wohl auch noch nicht durchgeführt worden. Das ebene System nach Bild 18 ist dagegen noch relativ übersichtlich, sofern das Federungsverhalten der Deichsel einfach genug definiert werden kann. Der Ansatz wäre ähnlich Gl. (10) bis (12) für Schlepper und Anhänger anzuschreiben und durch die Verbindungskräfte (Ansatz ähnlich Gl. (12)) zu ergänzen.

Ein anderer Zusammenhang ergibt sich bei Aufsatteln eines Einachs-Anhängers auf den Schlepper (Bild 19): Die Deichsel des Einachswagens ist als eine in den drei Koordinatenrichtungen relativ weiche Feder anzusehen, so daß der Anhänger auch wieder sechs Freiheitsgrade hat. Sein Schwerpunkt kann Vertikal-, Quer- und Längsbewegungen ausführen; außerdem sind Drehungen der jeweiligen Massenträgheiten um die drei Achsen möglich. Diese Bewegungen sind aber mit denen des Schleppers eng gekoppelt.

Das räumliche Schwingungersatzsystem von Schleppern mit Einachsanhängern ist somit übersichtlicher als Systeme mit Vierradwagen und Berechnungen leichter zugänglich; diese wären aber auch noch an einfach genug definierbare Fahrzustände gebunden. Vergleiche mit Meßergebnissen blieben unvermeidbar.

Man hat sich deshalb bisher fast ausschließlich mit Messungen der Deichselkräfte begnügt [18; 19]. Unter landwirtschaftlichen Bedingungen [20] wurden jeweils Schwingungsvorgänge festgestellt, die sich auf entsprechende Bewegungsvorgänge des vorliegenden Ersatzsystems zurückführen ließen, beispielsweise auf Längskräfte in der Anhängerkupplung als Folge von Nick- und Zuck-Schwingungen, Vertikalkräfte aufgesattelter Anhänger als Folge von Hub- und Nickschwingungen, Seitenkräfte bei starkem Lenkeinschlag, vor allem durch Wankbewegungen des Schleppers (Bilder 20 und 21).

Auf Folgerungen aus dem Schwingungersatzsystem hinsichtlich der Kräfte wird noch eingegangen.

## 2. Das Schwingverhalten des Schleppers mit Frontlader

Der Anbau eines Frontladers erweitert das Schwingungs-Ersatzsystem des Schleppers durch zusätzliche Massen, Federn und Dämpfungen. Bei den hinsichtlich der Beanspruchungen vornehmlich interessierenden Schwingungsvorgängen mit hoher Nutzlast

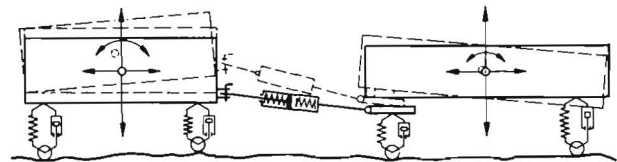


Bild 18: Vereinfachtes ebenes Schwingungersatzsystem eines Schleppers mit angehängtem Vierrad-Ackerwagen  
Kräfte und dergleichen nicht eingezeichnet

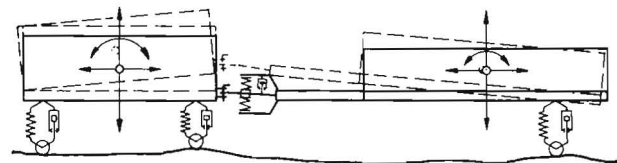


Bild 19: Vereinfachtes ebenes Schwingungersatzsystem eines Schleppers mit Einachs-„Sattelwagen“  
Kräfte und dergleichen nicht eingezeichnet

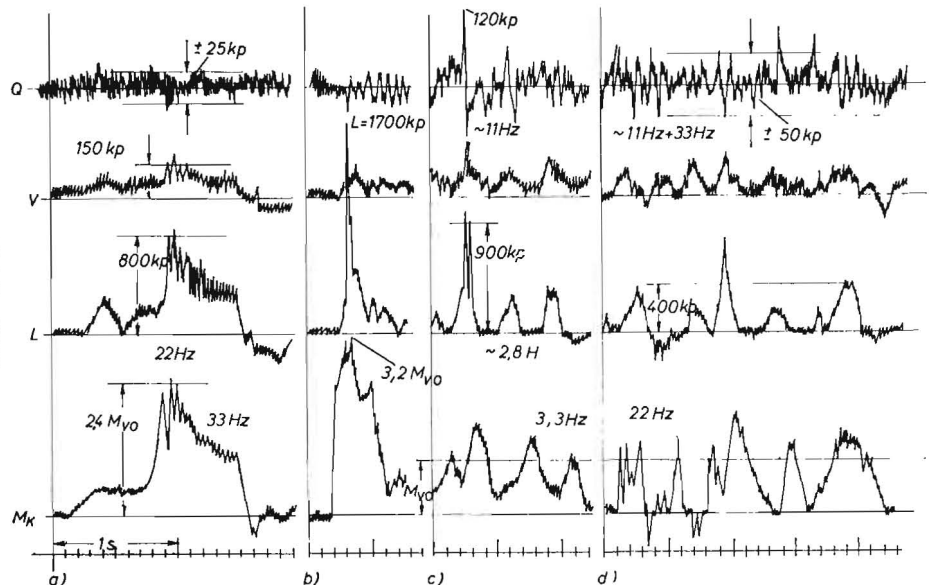


Bild 20: Verläufe der Deichsel-, Quer-, Vertikal- und Längskräfte sowie des Drehmoments in der Kupplungswelle bei Fahren mit angehängtem Vierrad-Ackerwagen auf schlechtem Feldweg  
a) Normales Anfahren; b) „Hochschalten“ mit Schnappenlassen des Kupplungspedals; c) und d) Fahren durch Schlaglöcher (aus Oszillogrammen zusammengestellt)

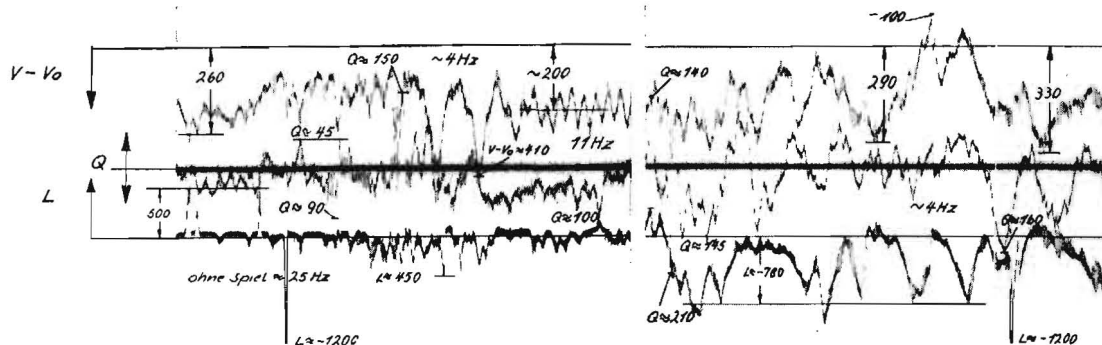


Bild 21: Verlauf der Dehlselkraft-Komponenten beim Fahren in leichtem Gefälle mit aufgesattelttem Einachs-Anhänger  
 a) auf schlechtem Feldweg; b) auf Resten eines alten Knüppeldamms (Bezeichnungen wie Bild 20)

in der Schaufel oder Gabel kann in guter Näherung der hintere Teil des Laders der Masse des Schleppers zugeschlagen und die Masse der Nutzlast, der Laderschaufel oder Gabel sowie des vorderen Teils der Laderschwinge als Punktmasse angesehen werden; das System nach Bild 22 hat jedoch noch nicht die Merkmale der wirklichen Federung des Laders. Diese besteht nach Bild 23 aus miteinander gekoppelter Tangential-, Radial- und Querfederung. Bei deren Berücksichtigen würde aber der Gleichungsansatz recht umständlich.

Bei dem sehr vereinfachten System nach Bild 22 sind gegen das des Schleppers allein (Bilder 14 und 15) drei Freiheitsgrade der als punktförmig angesehenen Ladermasse hinzugekommen. Das ebene System hat nun fünf Freiheitsgrade mit folgenden Gleichgewichtsbedingungen:

$$\left. \begin{aligned} m_s \ddot{x}_s &= A_x + B_x + X_L \\ m_s \ddot{z}_s &= T + Z_L \\ \Theta_{sq} \ddot{\varphi}_s &= l_A A_x - l_B B_x + h_s T + s_L X_L - h_L Z_L \\ m_L \ddot{x}_L &= -X_L \\ m_L \ddot{z}_L &= -Z_L \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Hierzu bleiben die Ansätze für die Feder- und Dämpferkräfte  $A_x$ ,  $B_x$  und  $T$  gegen Gl. (12) unverändert; es kommen lediglich Vertikal- und Horizontalkräfte an der Ladermasse hinzu:

$$\left. \begin{aligned} X_L &= k_{Lx}(\dot{x}_L - \dot{x}_s - s_L \dot{\varphi}_s) + c_{Lx}(x_L - x_s - s_L \varphi_s) \\ Z_L &= k_{Lz}(\dot{z}_L - \dot{z}_s + h_L \dot{\varphi}_s) + c_{Lz}(z_L - z_s + h_L \varphi_s) \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Durch Einsetzen, Auflösen und Ordnen werden so die Bewegungsgleichungen des ebenen Ersatzsystems erhalten:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_s &= -\dot{x}_s \frac{1}{m_s} (k_A + k_B + k_L)_x - x_s \frac{1}{m_s} (c_A + c_B + c_L)_x - \\ &\quad \dot{\varphi}_s \frac{1}{m_s} (l_A k_A - l_B k_B + s_L k_L)_x - \\ &\quad - \varphi_s \frac{1}{m_s} (l_A c_A - l_B c_B + s_L c_L)_x + \\ &\quad + \dot{x}_L k_{Lx} / m_s + x_L c_{Lx} / m_s + \\ &\quad + \dot{x}_F \frac{1}{m_s} (k_A + k_B)_x + x_F \frac{1}{m_s} (c_A + c_B)_x + \\ &\quad + \dot{\varphi}_F \frac{1}{m_s} (l_A k_A - l_B k_B)_x + \varphi_F \frac{1}{m_s} (l_A c_A - l_B c_B)_x \end{aligned} \right\} \quad (17a)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_s &= -\dot{z}_s \frac{1}{m_s} (k_T + k_{Lz}) - z_s \frac{1}{m_s} (c_T + c_{Lz}) - \\ &\quad - \dot{\varphi}_s \frac{1}{m_s} (h_s k_T - h_L k_{Lz}) - \varphi_s \frac{1}{m_s} (h_s c_T - \\ &\quad - h_L c_{Lz}) + \dot{z}_L k_{Lz} / m_s + z_L c_{Lz} / m_s + \\ &\quad + \dot{z}_T k_T / m_s + z_T c_T / m_s + \dot{\varphi}_F h_s k_T / m_s + \varphi_F h_s c_T / m_s \end{aligned} \right\} \quad (17b)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi}_s &= -\dot{\varphi}_s \frac{1}{\Theta_{sq}} (l_A^2 k_{Ax} + l_B^2 k_{Bx} + h_s^2 k_T + s_L^2 k_{Lx} + \\ &\quad + h_L^2 k_{Lz}) - \varphi_s \frac{1}{\Theta_{sq}} (l_A^2 c_{Ax} + l_B^2 c_{Bx} + h_s^2 c_T + \\ &\quad + s_L^2 c_{Lx} + h_L^2 c_{Lz}) - \dot{x}_s \frac{1}{\Theta_{sq}} (s_L k_L + l_A k_A - \\ &\quad - l_B k_B)_x - x_s \frac{1}{\Theta_{sq}} (s_L c_L + l_A c_A - l_B c_B)_x + \\ &\quad + \dot{x}_L s_L k_{Lx} / \Theta_{sq} + x_L s_L c_{Lx} / \Theta_{sq} - \dot{z}_s h_L k_{Lz} / \Theta_{sq} - \\ &\quad - z_s h_L c_{Lz} / \Theta_{sq} - \dot{z}_s \frac{1}{\Theta_{sq}} (h_L k_{Lz} - h_s k_T) - \\ &\quad - z_s \frac{1}{\Theta_{sq}} (h_L c_{Lz} - h_s c_T) + \dot{\varphi}_F \frac{1}{\Theta_{sq}} (l_A^2 k_A + \\ &\quad + l_B^2 k_B)_x + \varphi_F \frac{1}{\Theta_{sq}} (l_A^2 c_A + l_B^2 c_B)_x + \\ &\quad + \dot{z}_T h_s k_T / \Theta_{sq} + z_T h_s c_T / \Theta_{sq} \end{aligned} \right\} \quad (17c)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_L &= -\dot{x}_L k_{Lx} / m_L - x_L c_{Lx} / m_L + \dot{x}_s k_{Lx} / m_L + x_s c_{Lx} / m_L + \\ &\quad + \dot{\varphi}_s s_L k_{Lx} / m_L + \varphi_s s_L c_{Lx} / m_L \end{aligned} \right\} \quad (17d)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_L &= -\dot{z}_L k_{Lz} / m_L - z_L c_{Lz} / m_L + \dot{z}_s k_{Lz} / m_L + z_s c_{Lz} / m_L - \\ &\quad - \dot{\varphi}_s h_L k_{Lz} / m_L - \varphi_s h_L c_{Lz} / m_L \end{aligned} \right\} \quad (17e)$$

In den vorstehenden fünf Gleichungen sind jeweils die Hauptvariable und ihre erste sowie zweite zeitliche Ableitung nur je einmal enthalten. Dann folgen die Koppelglieder für die Verknüpfungen mit den anderen Freiheitsgraden und schließlich Glieder mit den Merkmalen der Schwingungsanregungen durch Fahrbahn-Unebenheiten beziehungsweise Triebkraft-Ungleichförmigkeiten.

Bei Ausdehnen der Betrachtung auf räumliche Bewegungen werden die drei aus dem System des Schleppers ohne Lader (Bild

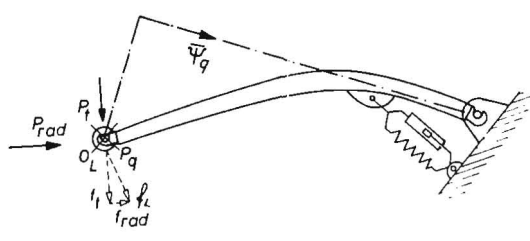
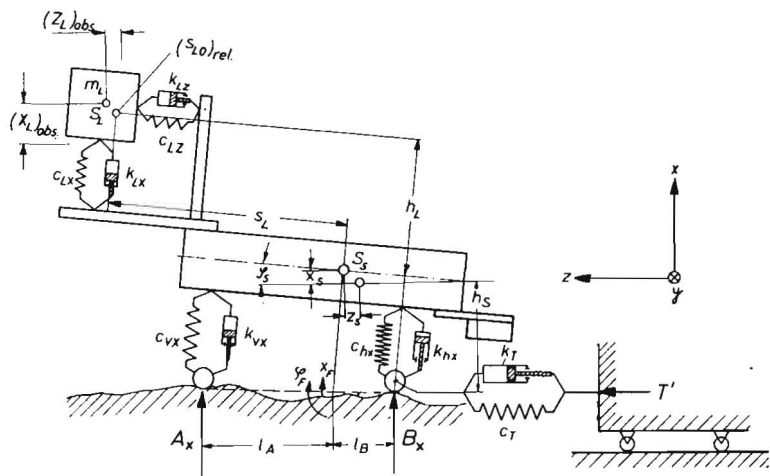
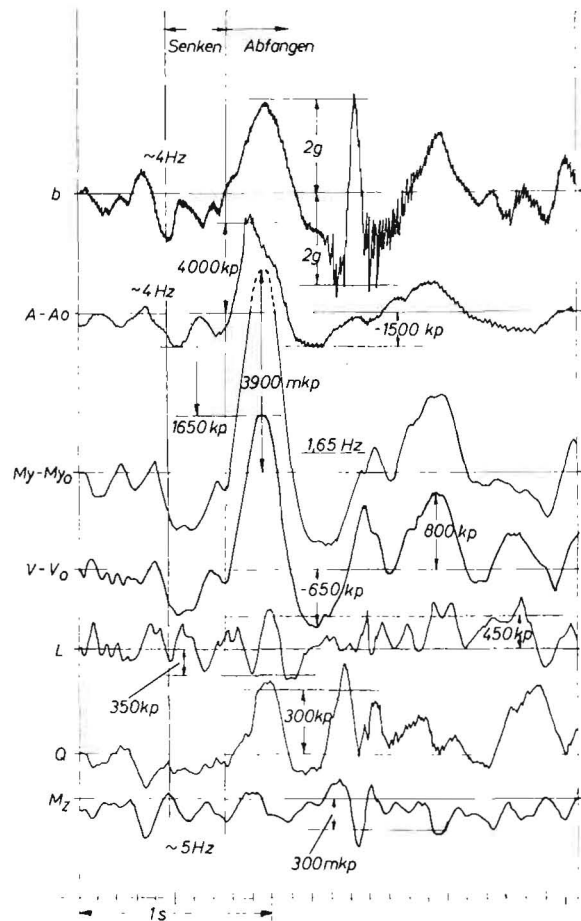
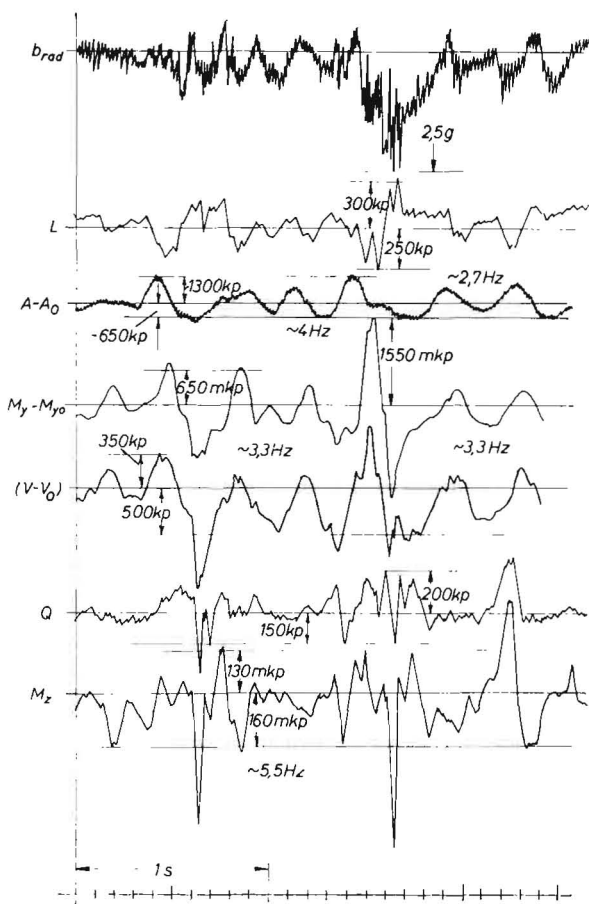


Bild 22 (links): Sehr vereinfachtes ebenes Schwingungssystem eines Schleppers mit Frontlader  
 das zugehörige räumliche Ersatzsystem entspricht dem durch die Ladermasse und deren Querfederung ergänzten räumlichen System nach Bild 15

Bild 23 (oben): Tangential-, Quer- und Radial-Federhärten  $c_t$ ,  $c_{quer}$  und  $c_{rad}$  der Frontlader einiger Versuchsschlepper  
 \* die zunehmende Steigung der Pfeile soll eine anfänglich geringe, dann aber starke Zunahme der Querfederhärte andeuten.



Bilder 24 und 25: Verläufe von Kräften, Momenten und Beschleunigungen des Frontladers auf den Schlepper beim Fahren auf einem Knüppeldamm  
 Bezeichnungen wie Fußnote 1) S. 145 in Heft 6/61; (bei A, V und M<sub>y</sub> statische Ruhelage als Nulllage)

Bild 24 mit leerem, hochgehobenem Lader (mit Anprallen an der oberen Hubbegrenzung); in den Verläufen sind (außer b<sub>rad</sub>) Trägheitseinflüsse der Meßeinrichtung enthalten [21]; Zahlenwerte von L teilweise korrigiert

Bild 25 mit 575 kg Nutzlast in der Schaufel, deren Absenken und Abfangen aus voller Senkgeschwindigkeit

15 und Gl. (13) bereits bekannten Freiheitsgrade um einen für die Querbewegung der Ladermasse erweitert:

$$\left. \begin{aligned}
 m_s \ddot{y}_s &= A_y + B_y + Y_L \\
 \Theta_s \ddot{\xi}_s &= -l_A A_y + l_B B_y + \frac{w}{2} (T_r - T_l) - \\
 &\quad - s_L Y_L \text{ (mit im allgemeinen } T_r - T_l \approx 0) \\
 \Theta_s \ddot{\zeta}_s &= -h_{PS} A_y - h_s B_y + \frac{w}{2} (B_{Lr} - B_{Ll}) + \\
 &\quad + (h_L + s_L \varphi_s) Y_L \\
 m_L \ddot{y}_L &= -Y_L
 \end{aligned} \right\} (18)$$

Hierzu ergeben sich die Querkräfte an der Ladermasse wieder in bekannter Weise aus dem Ansatz der Feder- und Dämpferkräfte:

$$\left. \begin{aligned}
 Y_L &= k_{Ly} [\dot{y}_L - \dot{y}_s - (h_L + s_L \varphi_s) \dot{\zeta}_s + s_L \dot{\xi}_s] + \\
 &\quad + c_{Ly} [y_L - y_s - (h_L + s_L \varphi_s) \zeta_s + s_L \xi_s]
 \end{aligned} \right\} (19)$$

Die übrigen Kräfte sind bereits aus Gl. (14) bekannt. Aus den in diesen Ansatzgleichungen jeweils enthaltenen Verknüpfungen ist bereits die enge Kopplung der Querbewegungen des Schleppers und der Ladermasse sowie der Drehbewegungen um Längs- und Hochachse miteinander ersichtlich. Sie kommt in den Bewegungsgleichungen auch durch vielfältig zusammengesetzte Koeffizienten zum Ausdruck. Diese werden dazu vorteilhaft in folgender Form angeschrieben:

$$\left. \begin{aligned}
 \dot{y}_s &= -\dot{y}_s K_1 \text{ mit } K_1 = \frac{1}{m_s} (k_A + k_B + k_L)_y \\
 &\quad - \dot{y}_s K_2 \text{ mit } K_2 = \frac{1}{m_s} (c_A + c_B + c_L)_y
 \end{aligned} \right\} (20)$$

Würde andererseits die wirkliche Federung des Laders, insbesondere als Tangential- und Radialfederung, gegebenenfalls mit deren gegenseitiger Verknüpfung, berücksichtigt, so kämen auch im ebenen Ersatzsystem weitere Koppelglieder hinzu.

Bis hierher ist die Betrachtung des relativ vollständigen Ersatzsystems noch ziemlich einfach und übersichtlich. Seine Analyse beispielsweise durch Ermittlung der Eigenfrequenzen, Verfolgen definierter Fahrzustände und dergleichen mehr, wäre aber auch noch schwierig und zeitraubend, sofern nicht Rechenverfahren unter Zuhilfenahme elektronischer Rechenmaschinen herangezogen werden können. — Auf diese Möglichkeiten ist später noch einzugehen.

Die bei diesem System zu erwartende Vielgestaltigkeit der Schwingungsvorgänge sowie die große Variationsbreite der möglichen Arbeits- und Fahrzustände legten für die Messung der Kräfte und Momente des Laders auf den Schlepper die Entwicklung einer Sechskomponenten-Meßeinrichtung nahe [21].

Aus den bei den Untersuchungen aufgenommenen Meßschrieben wurde ersichtlich, daß nur in seltenen Fällen (z. B. beim Losreißen und Heben des Ladegutes) angenähert stationäre Verläufe der Kräfte und Momente vorliegen. Stattdessen sind meistens ausgeprägte Schwingungsvorgänge vorhanden, die im niederfrequenten Bereich (unter 20 Hz) bei beladener Schaufel im allgemeinen mit den sich aus dem vereinfachten Schwingungsersatzsystem ergebenden übereinstimmen. Bei leerer Schaufel wurden zwar das Spiel in den Gelenken, die wirkliche Laderfederung und Massenverteilung schon stärker ersichtlich, blieben hinsichtlich der Beanspruchungen aber unwesentlich. Die Bilder 24 und 25 zeigen hierzu als Beispiele Ausschnitte der bei Fahrten auf einem sehr schlechten Weg (alter Knüppeldamm) aufgenommenen Meßschriebe.

Als Folge der vielfältig miteinander gekoppelten Eigenschwingungen lagen meist mehr oder minder verwickelte Mischungen aus Schwingungen mehrerer Eigenfrequenzen (Schwebungszustände) vor, die das Ermitteln der einzelnen Eigenfrequenzen erschweren. Deshalb wurden zunächst nur die für die verschie-

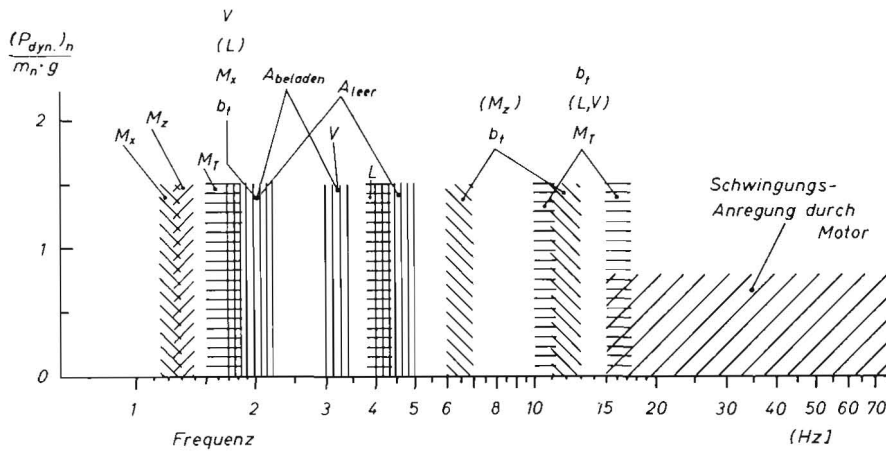


Bild 26: Spektrum der an einem Versuchsschlepper festgestellten Frequenzen der einzelnen Meßgrößen  
Zu den Bereichen sind diejenigen Meßgrößen angegeben, bei denen die Frequenzen auftraten

denen Meßgrößen festgestellten Frequenzen angenähert harmonischer Schwingungsabläufe ohne nähere Beurteilung des vorliegenden Schwingungszustandes tabelliert und zu einer Art Frequenz-Spektrum aufgetragen (Bild 26). Ihre Frequenzen liegen hauptsächlich im Frequenzband von etwa 1,2 bis 17 Hz. Daneben sind schnellere (bis etwa 100 Hz) nicht untersuchte, schwingungsfähiger Teilsysteme vorhanden, die durch Vibrationen des Motors und kurzweilige Fahrbahn-Unebenheiten angeregt werden. Konkretere Folgerungen sind ohne eingehendere rechnerische Analyse allerdings noch nicht möglich.

### 3. Das Schwingverhalten von Schleppern mit Anbaugeräten am Heck

Die überwiegende Mehrzahl der Anbaugeräte wird bekanntlich über das (genormte) Dreipunkt-Anbausystem mit dem Schlepper verbunden. Die Lenker werden bei Fahrt mit angehobenem Gerät mit Axialkräften belastet, die beiden unteren Lenker außerdem (über die Hubstangen) mit Biegemomenten. Vertikal sind Relativbewegungen des Gerätes gegen den Schlepper möglich, weil die Lenker, Hubstangen und -arme sowie Hubwelle und der hydraulische Teil des Krafthebers (sofern nicht mechanisch verriegelt) gewisse Federwege ausfüllen können. Quer zur Fahrtrichtung wird das Gerät durch Ketten, Laschen oder Anschlagleisten, ebenfalls etwas federnd, gehalten, oft jedoch mit mehr oder minder großem Spiel.

Zur allgemeinen Beurteilung des Schwingverhaltens wird zweckmäßig wieder angenommen, die Masse des Gerätes sei in seinem Schwerpunkt vereinigt und werde vertikal, längs und quer von Federn und Dämpfern gehalten, deren Kennwerte den auf den gleichen Punkt bezogenen des wirklichen Systems entsprechen.

Dieses sehr vereinfachte Ersatzsystem entspricht formal, von einigen Abmessungen und Vorzeichen abgesehen, dem des Schleppers mit Frontlader. In dem für diesen abgeleiteten Gleichungsansatz sind daher lediglich die entsprechenden Konstanten und Vorzeichen zu ändern. Das Gesamtsystem hat wieder neun Freiheitsgrade:

Hubschwingungen von Schlepper- beziehungsweise Gerätemasse gekoppelt mit Nickschwingungen der Schlepper- beziehungsweise Gerätemasse, diese wieder gekoppelt mit Zuckschwingungen von Schlepper- beziehungsweise Gerätemasse als Bewegungen des ebenen Systems; als räumliche Bewegungen kommen Querschwingungen der Schlepper- und Gerätemasse sowie Drehschwingungen um Längs- und Hochachse hinzu.

Die sich in Wirklichkeit einstellenden Schwingbewegungen sind zweifellos noch vielgestaltiger, weil die räumliche Massenverteilung des Gerätes, Spiel in den Gelenkpunkten, nicht-lineare Federkennungen und Unstetigkeiten den Bewegungsablauf verzerren oder ihm überlagert sind. Trotzdem entsprechen die beim Fahren von Schleppern mit Anbaugeräten auf schlechten Fahrbahnen zu beobachtenden Schwingbewegungen in guter Näherung dem Bild, das bereits aus dem sehr vereinfachten Ersatzsystem abgeleitet werden kann.

Über Messungen der damit verbundenen dynamischen Kräfte und Momente von Anbaugeräten auf den Schlepper liegen bisher aller-

dings nur einzelne Veröffentlichungen [22] und noch keine hinreichend umfassenden hiesigen Ergebnisse vor.

### Folgerungen für die Beurteilung des Schwingverhaltens

Bei der Besprechung der Schwingungssysteme konnte nur an einigen Beispielen gezeigt werden, daß im praktischen Betrieb sämtliche nach den Ersatzsystemen zu erwartenden Schwingungszustände durch Unstetigkeiten des Betriebs- oder Fahrzustandes oder wiederkehrende Ungleichförmigkeiten (des Motors, der Räder, der Fahrbahn usw.) angeregt werden können. Diese Systeme bestehen aus Massen bekannter Größen und Verteilungen, Federn in vorgegebener Anordnung und bekannten beziehungsweise im allgemeinen leicht feststellbaren Härten sowie Dämpfungen ( $D$ ) im allgemeinen zwischen 0,05 und 0,15).

Aus dem Vergleich solcher Kennwerte der zu untersuchenden Maschinen, beispielsweise Ackerschleppern, kann bereits auf schwingungstechnische Ähnlichkeiten beziehungsweise Unterschiede geschlossen werden. Daneben sind die Eigenfrequenzen der verschiedenen Freiheitsgrade des jeweiligen Systems von Bedeutung. Sie können zum Beispiel über den harmonischen Lösungsansatz ermittelt werden [1; 6]. Bei den landtechnischen Problemen genügt es meistens aber schon, die Größenordnung der Eigenfrequenzen abzuschätzen. Dazu können die Bewegungsmöglichkeiten des betrachteten Systems auf den jeweils interessierenden oder zum Beispiel zwei eng miteinander gekoppelte Freiheitsgrade eingeschränkt und die Eigenfrequenzen nach den vorn angegebenen oder ähnlichen Beziehungen [6] ohne längere Umrechnung angenähert bestimmt werden. Ihre Änderung bei Variationen der Kennwerte ist ebenfalls sofort ersichtlich. Durch Aufstellen der „Koeffizienten“  $K_1$  bis  $K_n$  (nach Gl. (20)) sind auch Anhalte über die Änderungen des „Kopplungsgrades“ der Freiheitsgrade bei Variationen der Kennwerte zu gewinnen [10...12]. Bei einfachen Systemen lassen sich nach bekannten Verfahren manche Betriebs- oder Fahrzustände durch schrittweise Integration der Bewegungsgleichungen, von irgendwelchen Anfangsbedingungen ausgehend, durchrechnen [6]. Man wird sich meistens aber mit Abschätzungen des ungefähren Bewegungsverhaltens begnügen müssen, aus denen doch schon gewisse Anhalte über die Größenordnungen von Beschleunigungen, Beanspruchungen usw. gewonnen werden können.

Diese allgemeine und mit relativ wenig Zeitaufwand verbundene Art der Schwingungsbetrachtung kann bei der Planung von Untersuchungen für die Wahl der Meßgrößen und Meßstellen sowie zweckmäßiger Meßverfahren entscheidend sein. Für die Versuchsdurchführung lassen sich vielfach Hinweise für eine vorteilhafte Festlegung der Meßaufgabe gewinnen, wie in einem Fall besonders deutlich nachgewiesen werden konnte [21].

Das hierzu bisher vorwiegend angewandte Zurückführen der Schwingungsvorgänge auf einfache Systeme kann aber auch Schwierigkeiten ergeben, zum Beispiel bei enger Kopplung mehrerer Freiheitsgrade miteinander und nicht sehr großen Unterschieden der sich mit- und gegeneinander bewegenden Teilmassen. Für die Behandlung derartiger „unübersichtlicher“ Systeme besteht aber seit einigen Jahren folgende Möglichkeit:



Systeme von Bewegungsgleichungen ähnlich Gl. (17) lassen sich in einer gerade für den in der Praxis stehenden Ingenieur besonders anschaulichen Weise in (nicht zu kleinen) Analogrechner-Anlagen nachbilden und „in Bewegung“ versetzen [7...12]. Der Aufbau moderner Analogrechner ist zwar recht unterschiedlich; das folgende Beispiel eines Schaltungsaufbaues dürfte aber für die Mehrzahl der Geräte zutreffen:

In Bild 27 ist eine Kette von vier Rechenverstärkern dargestellt. Die beiden linken werden lediglich als Summierverstärker und Vorzeichen-Umkehrer benutzt. Die beiden rechten sind dagegen Integrier-Verstärker, die aber auch wieder eine Vorzeichen-Umkehr bewirken. Bei den Bewegungsgleichungen ist jeweils die Beschleunigung (z. B.  $\ddot{x}$ ) gleich der Summe der übrigen Glieder. Zum Erfüllen dieser mathematischen Bedingung sind die Beiträge von  $-\dot{x}$  und  $x$ , den konstanten Faktoren entsprechend (unter Berücksichtigung der Integrationskonstanten und der Vorzeichen) auf den Schaltungspunkt für die Beschleunigung zurückzuführen. Aus den erwähnten Faktoren ergeben sich auch die Einstellungen für die „Koeffizienten-Potentiometer“. Wären keine weiteren Koppelglieder angefügt, so würde das System bei Aufbringen von Anregungen an den bezeichneten Punkten Spannungsschwankungen haben, die der momentanen Beschleunigung, der Geschwindigkeit oder dem Weg eines entsprechenden einfachen Schwingers proportional sind. Bei Systemen mit mehreren Freiheitsgraden sind diese aber auch noch untereinander (wieder über Koeffizienten-Potentiometer) gekoppelt, so daß das Gesamtsystem zu einer elektronischen Nachbildung des wirklichen werden kann.

Dieser elektronische Simulator kann dann, ähnlich dem wirklichen System, durch Impulse (Unstetigkeiten), sinus-förmige oder sich willkürlich ändernde Anregungen in Schwingungszustände versetzt werden. So können zum Beispiel durch Anlegen von Wechselspannungen und Variation ihrer Frequenz an geeigneten Schaltungspunkten die Eigenfrequenzen und auch typische Schwingungszustände erhalten werden (Bild 28).

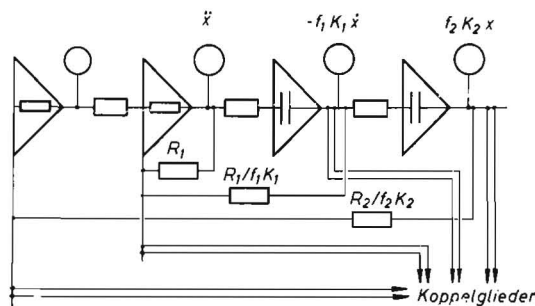
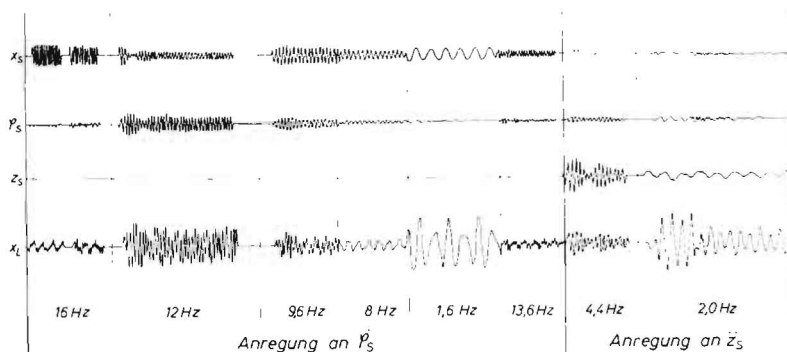
Derartige elektronische Modelle haben den Vorteil, daß sich durch einige Knopfdrehungen Massen, Federn oder Dämpfungen sowie Kopplungen ändern lassen. Dadurch kann in dem Modell die in Wirklichkeit vorhandene Variationsbreite der Bedingungen schnell übersehen und über diese weit hinaus verfolgt werden. Daneben ist es eine mehr versuchstechnische und apparative Frage, die in Wirklichkeit vorhandenen Schwingungsanregungen aufzunehmen und in den Rechner einzuspeisen. Damit würde man zum Beispiel die Möglichkeit erhalten, lange Versuchsreihen unter gleichen äußeren Bedingungen im Rechner durchzuführen und gleich nach interessierenden Gesichtspunkten auszuwerten. Zur Sicherung so gewonnener Ergebnisse blieben aber Kontrollversuche erforderlich. Die Anwendung solcher Möglichkeiten hat sich in der Fahrzeugtechnik als recht fruchtbar erwiesen und sollte künftig auch in der Landtechnik in Erwägung gezogen werden, wenn, wie hier für den Schlepper nachgewiesen, Schwingungsvorgänge für das Verhalten und die auftretenden Kräfte wesentlich und unter Umständen sogar entscheidend sind.

### Zusammenfassung

Messungen an Kräften, Momenten, Beschleunigungen oder dergleichen an Schleppern zeigen, daß bei den meisten Betriebs- und Fahrzuständen Schwingungen auftreten. Dieses dynamische Verhalten kann den Ablauf des betreffenden Vorgangs erheblich be-

**Bild 28:** Im Analogrechner „simulierte“ Schwingbewegungen des ebenen Ersatzsystems eines Schleppers mit Frontlader (Gl. 17)

Verläufe des Schlepper-Ifubweges  $x_s$ ; -Nick-Winkels  $\varphi_s$ ; -Zuckweges  $z_s$  und Lader-Vertikal-Weges  $x_L$  bei Anregung durch Nick-Beschleunigung  $\ddot{\varphi}_s$  beziehungsweise Zuck-Beschleunigung  $\ddot{z}_s$  mit verschiedenen Frequenzen; trotz sehr vereinfachten Ersatzsystems waren die Bewegungs-Abläufe denen des wirklichen Systems auf Teilen eines Knüppeldamms (Bilder 24 u. 25) recht ähnlich



**Bild 27:** Prinzipschaltbild eines Freiheitsgrades eines Schwingungssystems im Analogrechner  
Erläuterungen im Text

einflussen oder sogar beherrschen. Es wurde bisher wegen der vorwiegend mehrgliedrigen und gekoppelten Schwingungssysteme meistens aber nur gefühlsmäßig beurteilt und lediglich bei speziellen Problemen, zum Beispiel der Schleppersitzfederung, näher analysiert. Die funktionellen Zusammenhänge sind in der Landtechnik andererseits im allgemeinen so verwickelt, daß sie durch das Hinzukommen komplizierter Schwingungsuntersuchungen zu unübersichtlich würden.

In dem vorliegenden Bericht kann jedoch gezeigt werden, daß sich die bei Schleppern und Anbaugeräten oder Wagen vorliegenden Schwingungssysteme auf relativ einfache und übersichtliche Ersatzsysteme zurückführen lassen. Diese genügen zur Deutung und Beurteilung der wesentlichen Merkmale gemessener Schwingungsvorgänge. Sie kommen bei weiterem Einschränken der Bewegungsfreiheiten, wie es im wirklichen System oft vorkommt, dem Verhalten einfacher Schwinger recht nahe, das eingangs erwähnt wird. Das kann an Beispielen der Drehmomentschwingungen in der Leistungsübertragung vom Motor zu den Triebrädern, an den ständig schwankenden Verbindungskräften zwischen Schlepper und Anhänger sowie Frontlader und Schlepper gezeigt werden. Damit gewinnen andererseits die zum Teil auch abgeleiteten Bewegungsgleichungen der Schwingungersatzsysteme an praktischer Bedeutung. Diese gestatten neben direkten Auswertungen zur allgemeinen Beurteilung der Schwingbewegungen auch die Nachbildung des Systems in Analogrechnern zur eingehenderen Untersuchung der Schwingungsvorgänge, vor allem im Hinblick auf die jeweils vorliegende Variationsbreite der Bedingungen.

### Schrifttum

- [1] LEHR, E.: Schwingungstechnik. Band II, Verl. Springer, Berlin 1934
- [2] HAACK, M.: Über die Vorderachs-federung luftbereifter Ackerschlepper mit ungefederter Hinterachse. Landtechnische Forschung 4 (1954) S. 9—11
- [3] LENTZ, A.: Zahnrad- und Getriebe-Berechnung. Lanz-Forschung, Bd. 2. Mannheim 1941
- [4] LWOW, E. D.: Theorie des Schleppers. Verlag Technik, Berlin 1954
- [5] GLAUBITZ, H.: Das Kraftfahrzeugtriebwerk als Drehschwingungsproblem. Konstruktion 10 (1958) S. 233—243
- [6] MARQUARD, E.: Schwingungsdynamik des schnellen Straßenfahrzeugs. Verl. W. Giradet, Essen 1952
- [7] MITSCHKE, M.: Schwingungsverhalten und Sicherheit eines Kraftfahrzeuges. ATZ 60 (1958) S. 168—174
- [8] BÖHM, F.: Über die Fahrtrichtungsstabilität und die Seitenwindempfindlichkeit des Kraftwagens bei Geradeausfahrt. ATZ 63 (1961) S. 128—133
- [9] RICHTER, L., und G. MONDON: Durchführung von Drehschwingungsrechnungen unter Benutzung neuzeitlicher Rechenmaschinen. MTZ 20 (1959) S. 245—247
- [10] RANEY, I. P., I. B. LILJEDAL und R. COHEN: The dynamic behavior of Farm Tractors. Vortrag bei Winter-Meeting der ASAE 1959, Chicago Ill., Preprint-Paper No. 59—612

- [11] CLARC, D. C.: A preliminary investigation into the dynamic behavior of vehicles and highways. Vortrag bei SAE International Congress, 1961 Detroit/Mich., Preprint 310B
- [12] Beauvais, F. N., C. GARELIS und D. H. JACOYONI: An improved analog vehicle stability analysis. Vortrag bei SAE International Congress 1961, Detroit/Mich., Preprint 295-C
- [13] WAN GUAN-TSCHAO und A. A. UMANSKI: Elektrischeskoje Modelirovanie kolebatelnych processov podveski. Traktory i Sel'chozmaschiny 3 (1961) S. 11—14
- [14] COENENBERG, H. H.: Die Triebwerke der Ackerschlepper. Teil I—VI. Technik und Landwirtschaft, 7 (1955) S. 566—569, 590—593 und 8 (1956) S. 9—11, 54—55, 77, 254—256
- [15] MEYER, H.: Verbrennungsmotoren und Schlepper. In: Handbuch der Landtechnik, Verlag Parey, Hamburg-Berlin 1961, S. 51—172
- [16] FÖRSCHING, H.: Triebwerks-Drehmomentschwingungen beim Anfahren und Gangwechsel. ATZ 59 (1957) S. 216—221
- [17] COENENBERG, H. H.: Drehmomentschwingungen in Kupplungen von Landmaschinen und Schleppern. In: 18. Konstrukteurheft (2. Teil) VDI-Verlag, Düsseldorf 1961 (Grundlagen der Landtechnik, Heft 13), S. 44—53
- [18] ZUBER, W.: Versuche zur Ermittlung der dynamischen Beanspruchung von Einrichtungen zur Verbindung von Fahrzeugen als Grundlagen für ein dynamisches Prüfverfahren und zur Bewertung von Anhänger-Kupplungen. (Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 92) VDI-Verlag Düsseldorf 1956
- [19] BODE, O., H. MEYER und R. W. HEINEMANN: Kräfte in Einrichtungen zur Verbindung von Kraftfahrzeugen mit Einachsanhängern bis 20 km/h Höchstgeschwindigkeit. (Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik, Heft 140) VDI-Verlag Düsseldorf 1960
- [20] Vergleich der bisherigen Ergebnisse von Deichselkraftmessungen unter landwirtschaftlichen Bedingungen mit denen auf festen Straßen und Wegen. Nicht veröffentlichter Bericht Nr. 159/4/21 des Instituts für Schlepperforschung der FAL, Braunschweig
- [21] COENENBERG, H. H.: Mechanische Einwirkungen des Frontladers auf den Schlepper. Vortrag bei der 19. Tagung der Landmaschinen-Konstrukteure, 3. 5. 1961; demnächst in: 19. Konstrukteurheft, VDI-Verlag, Düsseldorf 1962 (Grundlagen der Landtechnik, Heft 14)
- [22] RODGERS, O. L. I. and I. C. HAWKINS: Loads on a tractor lift carrying a three furrow mounted plough. Technical Memorandum No. 112 des NIAE, Silsoe 1953

## Résumé

*Hans-Hellmuth Coenenberg: "The Most Important Periodic Vibrations in Agricultural Tractors."*

*Measurements of forces, moments, accelerations and similar phenomena made on agricultural tractors show that vibrations arise under nearly all operating conditions. This dynamic behaviour can greatly influence or even overcome the operation under review. Up to the present this was only investigated superficially, due to the many vibrational systems involved. Only specific problems, such as the springing of tractor drivers' seats, were more thoroughly analysed. The functional associations are, in agricultural engineering, so involved that, with the addition of complicated investigations of vibrations, they became far too involved.*

*The present report show that, nevertheless, vibrational systems, such as prevail in tractors, attached implements or powered carts, can*

*be traced back to relatively simple and clear substitute systems. These are sufficient to enable important features of measured vibrations to be assessed and evaluated. With further imitation of movement as is the case in practical systems, they approach closely to the behaviour of simple vibrations. This can be demonstrated by examples such as torsional vibrations in the power transmissions from the engine to the driving wheels, the constantly varying connecting forces between tractor and trailer as well as front-loaders and tractors. Hereby the partially deduced equations of motion of the substitute vibrational systems achieve practical importance. In addition to enabling direct evaluation for a general estimation of the vibrational movements, it is also possible to reproduce the system in an analogue computer for a thorough investigation of the vibrational action, in particular, from the point of view of the varying conditions.*

*Hans-Hellmuth Coenenberg: «Les systèmes de vibrations les plus importants dans les tracteurs.»*

*En mesurant les forces, couples, accélérations etc. dans les tracteurs, on constate qu'il y a apparition de vibrations pendant la plupart des états de travail et de marche. Ces phénomènes dynamiques peuvent influencer considérablement sur le facteur à déterminer ou même le dominer. Etant donné que les systèmes vibratoires comprennent généralement plusieurs mouvements qui sont couplés, on se contente dans la plupart des cas d'une appréciation sensilice et seul dans le cas de problèmes spéciaux à résoudre, comme par exemple la suspension des sièges de conducteur, on les analyse plus en détail. Les relations fonctionnelles sont d'autre part, généralement si multiples dans la technique agricole que les recherches deviennent trop compliquées si l'on veut encore étudier les vibrations.*

*L'auteur montre dans l'article présent que les systèmes vibratoires dans les tracteurs, les outils portés et les remorques peuvent être ramenés à des systèmes fictifs relativement simples et clairs. Ceux-ci suffisent à déterminer et à interpréter les caractéristiques essentielles des vibrations mesurées. En limitant encore les libertés de mouvement comme il est souvent le cas dans les systèmes vibratoires réels, les systèmes fictifs se rapprochent aux systèmes de vibrations simples mentionnés au début de l'article. On peut l'étudier sur les vibrations du couple de la transmission de la puissance du tracteur aux roues motrices ou sur les forces de liaison toujours instables entre le tracteur et la remorque ou entre le tracteur et le chargeur frontal. Il s'ensuit que les équations du mouvement des systèmes vibratoires fictifs déduites en partie obtiennent une importance pratique. Elles permettent une interprétation en vue de l'appréciation générale des mouvements vibratoires, mais elles permettent également la reproduction du système à l'aide d'un calculateur analogique permettant une étude plus approfondie des phénomènes de vibrations, surtout en vue des vibrations possibles des conditions dans un cas déterminé.*

## Berichte über den CITMA-Kongreß

In Paris fand im März 1961 der „Internationale Technische Landmaschinen-Kongreß“ statt, dessen Arbeitssitzungen gut besucht waren.

Die im Laufe dieses Kongresses gegebenen Berichte und die während der Arbeitssitzungen geleisteten Diskussionsbeiträge werden in Kürze in einem zweiteiligen Sammelband von ungefähr 1500 Seiten veröffentlicht. Der Preis wird 95 NF betragen.

Folgende Themen wurden in Paris diskutiert und sind in dem Bericht enthalten:

1. Allgemeine menschliche, soziale und namentlich Fachausbildungsprobleme, die mit der Mechanisierung der Landwirtschaft in den Entwicklungsgebieten entstehen (sechs Berichte);
2. Technische Wege zur Urbarmachung des Bodens und Bekämpfung der Kulturschädlinge in diesen Gebieten (achtzehn Berichte);
3. Technik der in diesen Gebieten angebaute Sonderkulturen (elf Berichte);
4. Wirtschaftliche und finanzielle Probleme, die durch die Mechanisierung in den Entwicklungsländern entstehen (ein Bericht);
5. Sonstige Probleme (drei Berichte).

Da dieser Sammelband nur in beschränkter Anzahl gedruckt wurde, müssen die Interessenten sofort ihre Bestellung an folgende Anschrift richten: CITMA, 19 rue Jacques Bingen, Paris 17<sup>e</sup>.

*Hans-Hellmuth Coenenberg: «Los sistemas de oscilaciones más importantes en los tractores.»*

*Las mediciones de esfuerzos, momentos, aceleraciones y otras, practicadas en tractores, han demostrado que se producen oscilaciones en la mayoría de las condiciones de marcha y de servicio. Este comportamiento dinámico puede ejercer una influencia muy importante sobre el proceso correspondiente y hasta puede ser dominante. A causa de la preponderancia de los sistemas de oscilaciones de varios componentes o de acoplados, hasta aquí sólo se solían apreciar a ojo, analizándoselos tan sólo en casos especiales, p. e. en la suspensión del asiento del conductor. Por otra parte las condiciones funcionales en la técnica agrícola suelen ser tan complejas que llegarían a hacer la orientación demasiado difícil, cuando se les añade unas investigaciones complicadísimas de las oscilaciones.*

*Sin embargo, en este artículo se puede demostrar que los sistemas de oscilaciones que se presentan en tractores y máquinas o vehículos montados a los mismos, se pueden reducir a algunos sistemas sustitutos relativamente sencillos y de orientación fácil, que son suficientes para explicar y para juzgar las características más importantes de las oscilaciones medidas. Reduciendo aun más la libertad de movimiento, caso que se presenta con frecuencia en los sistemas verdaderos, los fenómenos se acercan mucho a los de oscilaciones sencillas, de las que se ha hablado al principio. Esto se puede demostrar con ejemplos: oscilaciones del momento de giro en la transmisión de la fuerza del motor a las ruedas de propulsión; en los esfuerzos de acoplamiento, siempre variables entre tractor y remolque y entre cargador frontal y tractor. Con esto también ganan importancia práctica las ecuaciones de movimiento de los sistemas sustitutos, en parte también deducidas. Aparte del aprovechamiento directo para la determinación de los movimientos oscilantes, éstos permiten también la reproducción del sistema en cálculos de analogía para la investigación más detenida de los fenómenos de oscilación, especialmente en cuanto al margen de variaciones existente de condiciones.*