

# Dynamische Belastungen des Antriebs von Kettenschleppern bei konstanten Betriebsbedingungen

Von Gheorghe Peres, Brasov\*)

DK 631.372:539.414:620.1

Für schwere Zugarbeiten im Baubetrieb und in der Landwirtschaft werden mit Vorteil Kettenschlepper eingesetzt. Bei ihnen ergeben sich aus der Kettenteilung Ungleichförmigkeiten im Kettenablauf, die sich als Schwingungsanregung im gesamten Triebwerk auswirken. Mit Hilfe einer Modellbetrachtung wird hier die Schwingungsbeanspruchung des Triebwerkes untersucht und durch Messungen an einem Kettenschlepper im Betrieb das Ergebnis der Rechnung überprüft.

## 1. Einführung

Für die Entwicklung von Ackerschleppern und für das Erreichen einer ausreichenden Lebensdauer ist die eingehende Kenntnis der dynamischen Belastungen besonders wichtig. Zu ihrer Ermittlung wurden daher in der letzten Zeit viele theoretische und praktische Untersuchungen durchgeführt [1 bis 5], die zu einer teilweisen Klärung der Ursachen für die dynamischen Belastungen führten.

Für die theoretische Erforschung dynamischer Vorgänge benutzt die Mehrzahl der Forscher Ersatzmodelle, die bekanntlich hierfür sehr vielseitig einzusetzen sind, wie Untersuchungen für Lastkraftwagen [6] und Radschlepper [1 bis 5] zeigen. So kann man mit Hilfe eines Ersatzmodells die dynamischen Beanspruchungen der Ackerschlepper bestimmen, die durch das Anfahren oder durch angekoppelte Landmaschinen verursacht werden.

Das Ziel der im folgenden beschriebenen Arbeiten ist es, eine Möglichkeit zur Erforschung der dynamischen Belastungen für Kettenschlepper aufzuzeigen, wenn diese dynamisch stabilisiert fahren. Dynamisch stabilisiert fahren heißt, daß der Schlepper mit etwa konstanter Geschwindigkeit fährt und durch eine etwa konstante Zugkraft belastet wird, so daß die Zugkraft dann nur sehr wenig von einem Mittelwert abweicht. In diesem Falle entstehen die dynamischen Belastungen des Kettenschleppers prinzipiell durch Ungleichförmigkeiten im Fahrwerk.

Die Untersuchungen wurden in der Universität Brasov durchgeführt.

\*) Dr.-Ing. Gh. Peres ist Oberassistent am Lehrstuhl für Kraftfahrzeuge, Schlepper und Landmaschinen der Universität Brasov (Rumänien). Er war vom 1.10.1973 bis 31.7.1974 Gastwissenschaftler im Institut für Landmaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H.J. Matthies) der TU Braunschweig.

Die kinematischen Ursachen für die ungleichförmigen Bewegungen im Fahrwerk des Kettenschleppers wurden in früheren Veröffentlichungen erläutert [7, 8]. Mit den Bezeichnungen nach Bild 1 und Bild 2 kann die theoretische Geschwindigkeit des Kettenschleppers durch die folgende Gleichung ausgedrückt werden:

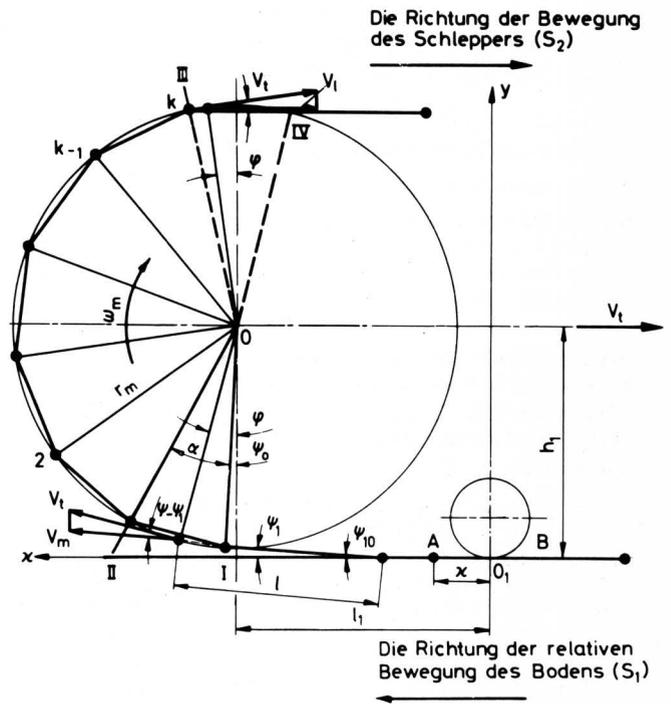


Bild 1. Die Verzahnung des Antriebsrades mit der Raupenkette.

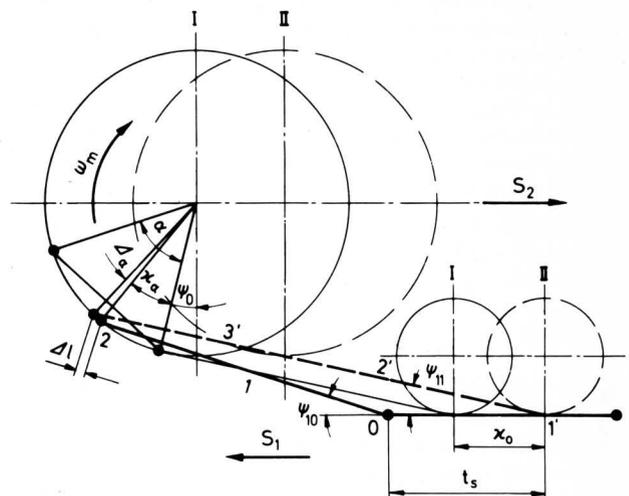


Bild 2. Überfahrt der hinteren Stützrolle über das Gelenk der Raupenkette auf dem Boden.

$$v_t = \begin{cases} r_m \omega_m \left[ \cos \psi + \frac{(h_1 - r_m \cos \psi) \sin \psi}{\sqrt{l^2 - (h_1 - r_m \cos \psi)^2}} \right] & \text{für } \psi_0 \leq \psi < \psi_0 + \kappa a \\ a_1 \psi + b_1 & \text{für } \psi_0 + \kappa a \leq \psi < \psi_0 + \kappa a + \Delta a \end{cases} \quad (1)$$

$$J_{10} = m_r \left( \frac{v_t}{\dot{\varphi}_{10}} \right)^2 \quad (6)$$

Für die Umfangsgeschwindigkeit des Antriebsrades gilt:

$$\omega = \begin{cases} \omega_m & \text{für } \psi_0 \leq \psi < \psi_0 + \kappa a \\ \text{und } \psi_0 + \kappa a + \Delta a \leq \psi < \psi_0 + a, \\ a_2 \psi + b_2 & \text{für } \psi_0 + \kappa a \leq \psi < \psi_0 + \kappa a + \Delta a \end{cases} \quad (2)$$

Die Division von Gleichung (1) durch Gleichung (2) liefert folgende mathematische Beziehung:

$$f(\psi) = \begin{cases} r_m \left[ \cos \psi + \frac{(h_1 - r_m \cos \psi) \sin \psi}{\sqrt{l^2 - (h_1 - r_m \cos \psi)^2}} \right] & \text{für } \psi_0 \leq \psi \leq \psi_0 + \kappa a \\ \frac{a_1 \psi + b_1}{a_2 \psi + b_2} & \text{für } \psi_0 + \kappa a \leq \psi < \psi_0 + \kappa a + \Delta a \end{cases} \quad (3)$$

Die Gleichung (3) gibt die Ursache für die ungleichförmige Bewegung im Fahrwerk an. Die Länge  $l$  auf der Antriebsseite der Raupenkette ist nicht konstant, sondern ändert sich periodisch mit dem Drehwinkel  $\psi$  des Antriebsrades. Dadurch werden dynamische periodisch-veränderliche Belastungen im Getriebe hervorgerufen.

## 2. Berechnung der dynamischen Belastungen

### 2.1 Ersatzmodell des Kettenschleppers

Für das Erstellen des Ersatzmodells muß der Aufbau des Kettenschleppers in allen Einzelheiten bekannt sein. Im allgemeinen besteht das Ersatzmodell des Schleppers aus Rotationsmassen, die durch masselose Wellen miteinander verbunden sind. An einigen dieser Massen werden weitere Faktoren wirksam, z.B. variable Drehmomente vom Schleppergetriebe oder Fahrwerk. Für den betrachteten Fall ist das dynamische Modell unter folgenden Voraussetzungen erstellt worden:

- der Anfahrvorgang ist beendet;
- der Schlepper fährt geradeaus (Lenkkupplungen gekoppelt, Lenkbremse gelöst);
- kein Spiel in den Verbindungselementen zu angekoppelten Landmaschinen;
- die Zapfwelle wird nicht benutzt;
- die Mittelwerte aller am Kettenschlepper angreifenden Kräfte sind konstant.

Diese Voraussetzungen sind für die Berechnung der dynamischen Belastungen erforderlich.

Bild 3 zeigt das Ersatzmodell eines Kettenschleppers, das für den oben beschriebenen Fahrzustand zur Berechnung verwendet werden kann. Dieses Modell kann für die Erforschung anderer dynamischer Betriebszustände erweitert werden. Im Bild 3 sind die Trägheitsmomente  $J_1, \dots$ , die Federsteifigkeiten  $c_{12}, \dots$ , die Dämpfungskonstanten  $k_{12}, \dots$  und die Drehmomente  $M_S, M_G, M_\varphi, M_f, M_R$  auf die Welle des Antriebsrades reduziert. Für die Reduktion auf die Welle des Antriebsrades muß beachtet werden, daß sich die theoretische Schleppergeschwindigkeit periodisch ändert. Diese periodische Änderung ist durch Gleichung (3) gegeben.

Die reduzierten Trägheitsmomente  $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5$  und  $J_6$  werden nach der Gleichung berechnet:

$$J_{\text{red},m} = \sum_1^n J_i i_i \quad (4)$$

$J_i$  ist das Trägheitsmoment für ein beliebiges Element des Schleppergetriebes und  $i_i$  die Übersetzung zwischen dem Element  $i$  und dem Antriebsrad des Schleppers. Für die Bestimmung der Trägheitsmomente  $J_7$  und  $J_{10}$  werden folgende Beziehungen benutzt:

$$J_7 = m_s \left( \frac{v_t}{\dot{\varphi}_7} \right)^2 \quad (5)$$

Die Trägheitsmomente  $J_8$  und  $J_9$  haben mehrere Komponenten, die von Gleichung (3) abhängig sind, was auch für  $J_7$  und  $J_{10}$  gilt. Die Trägheitsmomente  $J_7, J_8, J_9$  und  $J_{10}$  sind also periodisch variabel wie die Funktion  $f(\psi)$ . Die Anfangswerte für alle Trägheitsmomente sind experimentell bestimmt worden.

Die Federsteifigkeit kann man mit bekannten Verfahren bestimmen, aber man muß beachten, daß die Konstanten  $c_{47}$  und  $c_{67}$  von der Bauart des Fahrwerks abhängig sind.  $c_{47}$  und  $c_{67}$  können folgende drei Werte annehmen, wenn das Antriebsrad des Schleppers um den Winkel  $a$  gedreht wird:

$$c_{47} = c_{67} = \begin{cases} \frac{c_z}{n_1} & \text{für } \psi_0 \leq \varphi_7 < \psi_0 + \kappa a, \\ 0 & \text{für } \psi_0 + \kappa a \leq \varphi_7 < \psi_0 + \kappa a + \Delta a, \\ \frac{c_z}{n_1} + 1 & \text{für } \psi_0 + \kappa a + \Delta a \leq \varphi_7 < \psi_0 + a. \end{cases} \quad (7)$$

In dieser Gleichung ist  $c_z$  eine Elastizitätskonstante für ein Kettenmitglied und  $n_1$  die Zahl der Kettenglieder im Lasttrum der Raupenkette. Da sich die Konstanten  $c_{47}$  und  $c_{67}$  sprunghaft ändern, haben sie großen Einfluß auf die dynamische Belastung des Schleppergetriebes und der anderen Maschinenelemente des Raupenschleppers.

Die Dämpfungskonstanten  $k_{12}, k_{23}, k_{25}, k_{34}$  und  $k_{56}$  haben im allgemeinen niedrige Werte. Ihre Ermittlung ist schon aus der Literatur [9] bekannt.

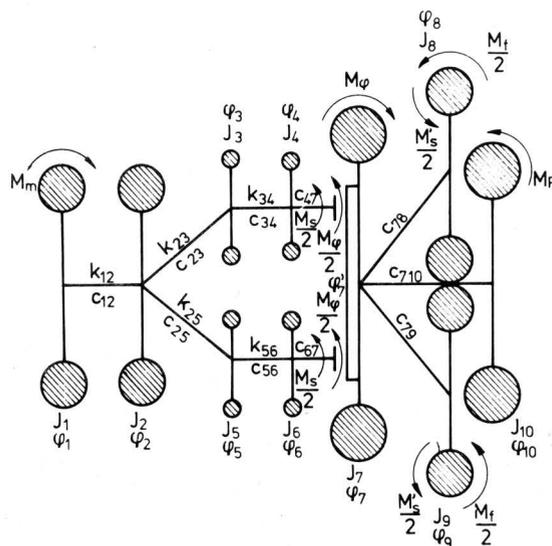


Bild 3. Ersatzmodell des Raupenschleppers.

Der Schlupf des Schleppers kann durch folgende Gleichungen berücksichtigt werden:

$$\eta_8 = A - B \frac{M_\varphi}{M_f} \quad (8)$$

$$\dot{\varphi}_7 = \dot{\varphi}_7^* \eta_8$$

Hierbei sind  $A$  und  $B$  Konstanten, die von der Masse des Schleppers, vom zulässigen Schlupf, vom dynamischen Radius des Antriebsrades und von der höchsten Zugkraft abhängig sind.  $\dot{\varphi}_7^*$  ist die Umfangsgeschwindigkeit der Masse  $m_7$  bei der theoretischen Geschwindigkeit des Schleppers, und  $\dot{\varphi}_7$  ist die Umfangsgeschwindigkeit der Masse  $m_7$  bei der realen Geschwindigkeit des Schleppers.

Für die Berechnung der momentanen Drehmomente werden die folgenden Beziehungen benutzt:

$$\begin{aligned}
M_S &= M_{S0} \frac{v_t}{r_m \cdot \dot{\varphi}_7}, \\
M'_{S8} &= \frac{M'_{S0}}{2} \frac{v_t}{r_m \dot{\varphi}_8}, \quad M'_{S9} = \frac{M'_{S0}}{2} \frac{v_t}{r_m \dot{\varphi}_9}, \\
M_{f8} &= \frac{M_{f0}}{2} \frac{v_t}{r_m \dot{\varphi}_8}, \quad M_{f9} = \frac{M_{f0}}{2} \frac{v_t}{r_m \dot{\varphi}_9}, \\
M_R &= M_{R0} \frac{v_t}{r_m \dot{\varphi}_{10}}
\end{aligned} \quad (9)$$

Hierin sind  $M_{S0}$ ,  $M'_{S0}$ ,  $M_{f0}$  (die von dem Schleppergewicht abhängig sind) und  $M_{R0}$  Mittelwerte für  $M_S$ ,  $M'_S$ ,  $M_f$  und  $M_R$ , und  $\dot{\varphi}_7$ ,  $\dot{\varphi}_8$ ,  $\dot{\varphi}_9$ ,  $\dot{\varphi}_{10}$  sind die entsprechenden Umfangsgeschwindigkeiten. Die am stärksten anregenden Faktoren sind periodisch veränderlich, weil sie von der Funktion  $f(\psi)$  abhängen.

## 2.2 Mathematischer Ansatz für die Berechnung

Für das dynamische Modell des Schleppers kann man einen mathematischen Ansatz machen, der für die stabilisierte dynamische Bewegung gültig ist. Hierfür muß man das Prinzip von D'Alembert anwenden:

$$\begin{aligned}
J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + k_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) &= M_m, \\
J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - k_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + \\
+ k_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_{25}(\varphi_2 - \varphi_5) + k_{25}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_5) &= 0, \\
J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - k_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) + \\
+ k_{34}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) &= 0, \\
J_4 \ddot{\varphi}_4 - c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) - k_{34}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + c_{47}(\varphi_4 - \varphi_7) + M_S/2 &= 0, \\
J_5 \ddot{\varphi}_5 - c_{25}(\varphi_2 - \varphi_5) - k_{25}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_5) + c_{56}(\varphi_5 - \varphi_6) + \\
+ k_{56}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) &= 0, \\
c_{47}(\varphi_4 - \varphi_7) + M_S/2 &= M_\varphi/2, \\
\eta_\delta &= \eta_\delta(M_\varphi), \\
\dot{\varphi}_7 &= \eta_\delta \dot{\varphi}_7', \\
J_6 \ddot{\varphi}_6 - c_{56}(\varphi_5 - \varphi_6) - k_{56}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) + c_{67}(\varphi_6 - \varphi_7) + M_S/2 &= 0, \\
c_{67}(\varphi_6 - \varphi_7) + M_S/2 &= M_\varphi/2, \\
J_7 \ddot{\varphi}_7 + c_{78}(\varphi_7 - \varphi_8) + c_{79}(\varphi_7 - \varphi_9) + c_{710}(\varphi_7 - \varphi_{10}) &= M_\varphi, \\
J_8 \ddot{\varphi}_8 - c_{78}(\varphi_7 - \varphi_8) + M'_S/2 + M_f/2 &= 0, \\
J_9 \ddot{\varphi}_9 - c_{79}(\varphi_7 - \varphi_9) + M'_S/2 + M_f/2 &= 0, \\
J_{10} \ddot{\varphi}_{10} - c_{710}(\varphi_7 - \varphi_{10}) + M_R &= 0
\end{aligned} \quad (10)$$

Dieses Gleichungssystem besteht aus zehn Differentialgleichungen zweiter Ordnung und vier algebraischen Verbindungsgleichungen. Dieses mathematische Modell kann man mit wenigen Änderungen auch für die nichtstabilisierte dynamische Bewegung (Anfahren, Bremsen) benutzen.

In dem System (10) sind viele Koeffizienten mit veränderlichen Werten enthalten. Mit anderen Worten: das System (10) besteht aus nichtlinearen Differentialgleichungen zweiter Ordnung. Um dieses System lösen zu können, muß es in ein Differentialgleichungssystem erster Ordnung umgewandelt werden, wozu folgende Gleichungen verwendet werden:

$$\begin{aligned}
M_{12} &= c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2), \quad M_{23} = c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3), \\
M_{25} &= c_{25}(\varphi_2 - \varphi_5), \quad M_{34} = c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4), \\
M_{56} &= c_{56}(\varphi_5 - \varphi_6), \quad M_{47} = c_{47}(\varphi_4 - \varphi_7), \\
M_{67} &= c_{67}(\varphi_6 - \varphi_7), \quad M_{78} = c_{78}(\varphi_7 - \varphi_8), \\
M_{79} &= c_{79}(\varphi_7 - \varphi_9), \quad M_{710} = c_{710}(\varphi_7 - \varphi_{10})
\end{aligned} \quad (11)$$

$M_{12}$ , ...,  $M_{710}$  sind dynamische Drehmomente in den Verbindungselementen des dynamischen Modells. Durch die Ableitung nach der Zeit erhält man

$$\begin{aligned}
\dot{M}_{12} &= c_{12}(\omega_1 - \omega_2), \quad \dot{M}_{23} = c_{23}(\omega_2 - \omega_3), \\
\dot{M}_{25} &= c_{25}(\omega_2 - \omega_5), \quad \dot{M}_{34} = c_{34}(\omega_3 - \omega_4), \\
\dot{M}_{56} &= c_{56}(\omega_5 - \omega_6), \quad \dot{M}_{47} = c_{47}(\omega_4 - \omega_7), \\
\dot{M}_{67} &= c_{67}(\omega_6 - \omega_7), \quad \dot{M}_{78} = c_{78}(\omega_7 - \omega_8), \\
\dot{M}_{79} &= c_{79}(\omega_7 - \omega_9), \quad \dot{M}_{710} = c_{710}(\omega_7 - \omega_{10})
\end{aligned} \quad (12)$$

Hierin sind:

$$\begin{aligned}
\omega_1 &= \dot{\varphi}_1, & \omega_5 &= \dot{\varphi}_5, & \omega_8 &= \dot{\varphi}_8, \\
\omega_2 &= \dot{\varphi}_2, & \omega_6 &= \dot{\varphi}_6, & \omega_9 &= \dot{\varphi}_9, \\
\omega_3 &= \dot{\varphi}_3, & \omega_7 &= \dot{\varphi}_7, & \omega_{10} &= \dot{\varphi}_{10}, \\
\omega_4 &= \dot{\varphi}_4, & \omega_7 &= \dot{\varphi}_7,
\end{aligned}$$

Als Ergebnis der Umwandlung des Systems ergibt sich:

$$\begin{aligned}
\dot{\omega}_1 &= [M_m - M_{12} - c_{12}(\omega_1 - \omega_2)] 1/J_1, \\
\dot{M}_{12} &= c_{12}(\omega_1 - \omega_2), \\
\dot{\omega}_2 &= [M_{12} + k_{12}\omega_1 - (k_{12} + k_{23} + k_{25})\omega_2 + k_{23}\omega_3 - \\
- M_{23} - M_{25} + c_{25}\omega_5] 1/J_2, \\
\dot{M}_{23} &= c_{23}(\omega_2 - \omega_3), \\
\dot{M}_{25} &= c_{25}(\omega_2 - \omega_5), \\
\dot{\omega}_3 &= [M_{23} + k_{23}\omega_2 - (k_{23} + k_{34})\omega_3 - M_{34} + k_{34}\omega_4] 1/J_3, \\
\dot{\omega}_5 &= [M_{25} + k_{25}\omega_2 - (k_{25} + k_{56})\omega_5 - M_{56} + k_{56}\omega_6] 1/J_5, \\
\dot{M}_{34} &= c_{34}(\omega_3 - \omega_4), \\
\dot{M}_{56} &= c_{56}(\omega_5 - \omega_6), \\
\dot{\omega}_4 &= [M_{34} + k_{34}(\omega_3 - \omega_4) - M_{47} - M_S/2] 1/J_4, \\
\dot{M}_{47} &= c_{47}\omega_4 - k_{47}/A - B(M_{47} + M_{67} + M_S) \omega_7, \\
\dot{\omega}_6 &= [M_{56} + c_{56}(\omega_5 - \omega_6) - M_{67} - M_S/2] 1/J_6, \\
\dot{M}_{67} &= c_{67}\omega_6 - c_{67}/A - B(M_{47} + M_{67} + M_S) \omega_7, \\
\dot{\omega}_7 &= [M_{47} + M_{67} - M_{78} - M_{710}] 1/J_7, \\
\dot{M}_{78} &= c_{78}(\omega_7 - \omega_8), \\
\dot{M}_{79} &= c_{79}(\omega_7 - \omega_9), \\
\dot{M}_{710} &= c_{710}(\omega_7 - \omega_{10}), \\
\dot{\omega}_8 &= [M_{78} - M'_S/2 - M_f/2] 1/J_8, \\
\dot{\omega}_9 &= [M_{79} - M'_S/2 - M_f/2] 1/J_9, \\
\dot{\omega}_{10} &= [M_{710} - M_R] 1/J_{10}
\end{aligned} \quad (13)$$

Das Gleichungssystem (13) besteht aus 20 Differentialgleichungen erster Ordnung. Mit der Lösung dieses Systems kann man viele Aussagen über die dynamischen Belastungen der Maschinenelemente des Schleppers und über das Schwingungsverhalten des Antriebs gewinnen.

## 2.3 Programmierung für den Rechner

Die Lösung großer Differentialgleichungssysteme ist möglich durch die numerische Integration, z.B. nach dem Runge-Kutta-Verfahren. Hierzu wurde ein Digitalrechner IBM 360/30 eingesetzt, der in der Programmiersprache FORTRAN-IV programmiert wurde.

Die verwendeten FORTRAN-Symbole sind **Tafel 1 und 2** sowie dem Gleichungssystem (14) zu entnehmen.

$$\begin{aligned}
XX1 &= M_{S0}f(\varphi_7), \\
XX2 &= J_2, \\
XX3 &= 1/2(M'_{S0} + M_{f0})f(\varphi_8), \\
XX4 &= 1/2(M'_{S0} + M_{f0})f(\varphi_9), \\
XX5 &= J_8, \\
XX6 &= J_9, \quad XX7 = J_{10}, \\
XX8 &= M_{R0}f(\varphi_{10})
\end{aligned} \quad (14)$$

Parameter		Parameter		Parameter		Parameter	
Formel-symbol	FORTRAN-Symbol	Formel-symbol	FORTRAN-Symbol	Formel-symbol	FORTRAN-Symbol	Formel-symbol	FORTRAN-Symbol
J <sub>1</sub>	A(I)	m <sub>r</sub>	MR(K)	c <sub>79</sub>	C79	r <sub>r</sub>	RR
J <sub>2</sub>	B(I)	M <sub>S0</sub>	MSS1	c <sub>710</sub>	C710	r <sub>s</sub>	RS
J <sub>3</sub>	J3	M <sub>f0</sub>	MF	c <sub>47</sub> = c <sub>67</sub>	CK(M)	m	N(NN)
J <sub>4</sub>	J4	M <sub>m</sub>	MME(L, I)	k <sub>12</sub>	K(I)	a	ALPHA
J <sub>5</sub>	J5	M <sub>S0</sub>	MS(L, I)	k <sub>23</sub>	K23	ψ <sub>0</sub>	PSI0
J <sub>6</sub>	J6	M <sub>R0</sub>	MRR(L, I)	k <sub>25</sub>	K25	ψ <sub>0</sub> + κa	PSI1
J <sub>r</sub>	JR	c <sub>12</sub>	C(I)	k <sub>34</sub>	K34	ψ <sub>0</sub> + κa + Δa	PSI2
J <sub>d</sub>	JD	c <sub>23</sub>	C23	k <sub>56</sub>	K56	ψ <sub>0</sub> + a	PSI3
J <sub>S</sub>	JS	c <sub>25</sub>	C25	h <sub>1</sub>	H1	ψ <sub>4</sub>	PSI4
m <sub>sen</sub>	MS0	c <sub>34</sub>	C34	l	E(NM)	ω <sub>m</sub>	OM(I)
m <sub>S</sub>	MS(J)	c <sub>56</sub>	C56	r <sub>d</sub>	RD	A	A
m <sub>ns</sub>	MNS(J)	c <sub>78</sub>	C78	r <sub>m</sub>	RM	B	B

Tafel 1. Verzeichnis der konstanten Parameter.

Veränderliche	Formel-symbol	ω <sub>1</sub>	ω <sub>2</sub>	ω <sub>3</sub>	ω <sub>4</sub>	ω <sub>5</sub>	ω <sub>6</sub>	ω <sub>7</sub>	ω <sub>8</sub>	ω <sub>9</sub>	ω <sub>10</sub>
	FORTRAN-Symbol	Y(1)	Y(2)	Y(3)	Y(4)	Y(5)	Y(6)	Y(7)	Y(8)	Y(9)	Y(10)
Formel-symbol	M <sub>12</sub>	M <sub>23</sub>	M <sub>25</sub>	M <sub>34</sub>	M <sub>47</sub>	M <sub>56</sub>	M <sub>67</sub>	M <sub>78</sub>	M <sub>79</sub>	M <sub>710</sub>	
FORTRAN-Symbol	Y(11)	Y(12)	Y(13)	Y(14)	Y(15)	Y(16)	Y(17)	Y(18)	Y(19)	Y(20)	

Tafel 2. Verzeichnis der veränderlichen Parameter.

Tafel 1 enthält die konstanten Parameter und Tafel 2 die abhängigen Veränderlichen. Das Gleichungssystem (14) definiert in FORTRAN-Symbolen die Parameter, die von der gleichförmigen Bewegung des Fahrwerks des Raupenschleppers abhängig sind. Mit Hilfe der Indices I, J, K, L, M, NM, NN können einige Parameter im Programm geändert werden:

Index I erfaßt die Übersetzung des Getriebes, J erfaßt verschiedene Werte für die Masse des Schlepperfahrwerks, K bedeutet verschiedene Werte für die Masse der angehängten Landmaschinen, L bedeutet verschiedene Werte für das Motordrehmoment an der Kupplungswelle, M bedeutet verschiedene elastische Konstanten für die Antriebsseite der Raupenkette, NM bedeutet verschiedene Werte für die Länge der Antriebsseite der Raupenkette, NN bedeutet die Zahl der Kettenglieder auf dem Antriebsrad. Mit den oben genannten Symbolen ergibt sich das Differentialgleichungssystem wie folgt:

$$\begin{aligned}
 \text{DERY}(1) &= (\text{MME}(\text{L}, \text{I}) - \text{Y}(11) - \text{K}(\text{I}) * (\text{Y}(1) - \text{Y}(2)) / \text{A}(\text{I}), \\
 \text{DERY}(2) &= (\text{Y}(11) + \text{K}(\text{I}) * \text{Y}(1) - (\text{K}(\text{I}) + \text{K}23 + \text{K}25) * \\
 &\quad \text{Y}(2) + \text{K}23 * \text{Y}(3) - \text{Y}(12) - \text{Y}(13) + \text{C}25 * \text{Y}(5)) / \text{B}(\text{I}), \\
 \text{DERY}(3) &= (\text{Y}(12) + \text{K}23 * \text{Y}(2) - (\text{K}23 + \text{K}34) * \text{Y}(3) - \\
 &\quad \text{Y}(14) + \text{K}34 * \text{Y}(4)) / \text{J}3, \\
 \text{DERY}(4) &= (\text{Y}(14) + \text{K}34 * (\text{Y}(3) - \text{Y}(4) - \text{Y}(15) - \\
 &\quad \text{XX}1/2)) / \text{J}4, \\
 \text{DERY}(5) &= (\text{Y}(13) + \text{K}25 * \text{Y}(2) - (\text{K}25 + \text{K}56) * \text{Y}(5) - \\
 &\quad \text{Y}(16) + \text{K}56 * \text{Y}(6)) / \text{J}5, \\
 \text{DERY}(6) &= (\text{Y}(16) + \text{K}56 * (\text{Y}(5) - \text{Y}(6)) - \text{Y}(17) - \\
 &\quad \text{XX}1/2)) / \text{J}6, \\
 \text{DERY}(7) &= (\text{Y}(15) + \text{Y}(17) - \text{Y}(18) - \text{Y}(19) - \text{Y}(20)) / \text{J}7, \\
 \text{DERY}(8) &= (\text{Y}(18) - \text{XX}3/2) / \text{XX}5, \\
 \text{DERY}(9) &= (\text{Y}(19) - \text{XX}3/2) / \text{XX}6, \\
 \text{DERY}(10) &= (\text{Y}(20) - \text{XX}8) / \text{XX}7,
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{DERY}(11) &= \text{C}(\text{I}) * (\text{Y}(1) - \text{Y}(2)), \\
 \text{DERY}(12) &= \text{C}23 * (\text{Y}(2) - \text{Y}(3)), \\
 \text{DERY}(13) &= \text{C}25 * (\text{Y}(2) - \text{Y}(5)), \\
 \text{DERY}(14) &= \text{C}34 * (\text{Y}(3) - \text{Y}(4)), \\
 \text{DERY}(15) &= \text{CK}(\text{M}) * \text{Y}(4) - \text{CK}(\text{M}) * \text{Y}(7) / (\text{A} - \text{B}(\text{Y}(15) + \\
 &\quad \text{Y}(17) + \text{XX}1)), \\
 \text{DERY}(16) &= \text{C}56 * (\text{Y}(5) - \text{Y}(6)), \\
 \text{DERY}(17) &= \text{CK}(\text{M}) * \text{Y}(6) - \text{CK}(\text{M}) * \text{Y}(7) / (\text{A} - \text{B}(\text{Y}(15) + \\
 &\quad \text{Y}(17) + \text{XX}1)), \\
 \text{DERY}(18) &= \text{C}78 * (\text{Y}(7) - \text{Y}(8)), \\
 \text{DERY}(19) &= \text{C}79 * (\text{Y}(7) - \text{Y}(9)), \\
 \text{DERY}(20) &= \text{C}710 * (\text{Y}(7) - \text{Y}(10)) \tag{15}
 \end{aligned}$$

Hierin ist  $\text{DERY}(J) = \dot{Y}(J)$ ,  $J = 1, \dots, 20$  die Ableitung nach der Zeit.

Das Flußdiagramm für das Hauptprogramm kann man Bild 4 entnehmen. Bekanntlich hat das Runge-Kutta-Verfahren eine gute Genauigkeit, die aber von der Schrittweite bei der Integration abhängig ist.

Das Programm ist so aufgebaut, daß die Schrittweite automatisch verkleinert wird, wenn der Fehler zu groß wird. Das ist auch im Flußdiagramm zu erkennen. Der Rechner IBM 360/30 besitzt hierfür ein Unterprogramm, das durch das Hauptprogramm abgerufen werden kann. Für nichtlineare Koeffizienten ist ebenfalls ein Unterprogramm notwendig, das vom Verfasser schon beschrieben worden ist [8].

Die Berechnung gilt für einen Kettenschlepper mit 48 kW und einem Schaltgetriebe mit fünf Gängen. Für diesen Schlepper sind alle notwendigen Anfangsbedingungen und die relativen Fehler für die abhängigen Veränderlichen bestimmt worden [8]. Das bedeutet für den Rechner 120 Eingabedaten.

Hauptprogramm  
Flußdiagramm

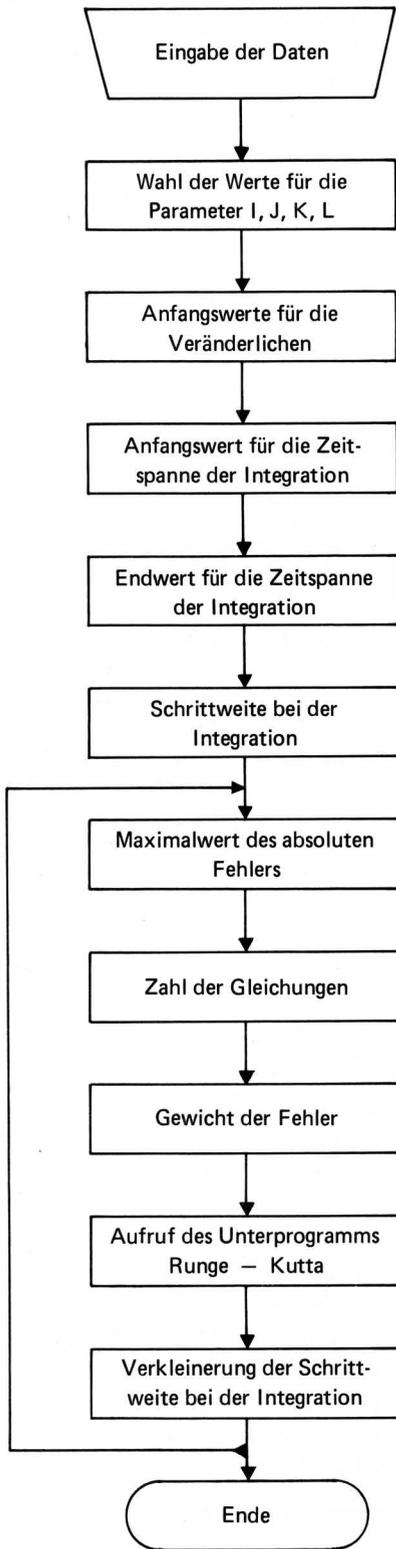


Bild 4. Flußdiagramm des Hauptprogramms.

2.4 Ergebnisse der Rechnung für das Ersatzmodell

Das Gleichungssystem (10) ist in Abhängigkeit von der Zeit gelöst worden. Ein Teil der Ergebnisse ist in den Bildern 5 und 6 dargestellt, in denen die Drehmomente  $M_{34}$ ,  $M_{56}$ ,  $M_{47}$ ,  $M_{67}$  und  $M_{710}$  als Funktion der Zeit aufgetragen sind. Die Drehmomente  $M_{34}$  und  $M_{56}$  wirken an den Wellen der Antriebsräder des Schleppers,

$M_{47}$  und  $M_{67}$  bestimmen die Kräfte an der Antriebsseite der Raupenkettens und  $M_{710}$  bestimmt die Zugkraft des Schleppers. Die Bilder zeigen, daß der Verlauf der verschiedenen Momente gleichzeitig ist und daß auch bei einer stabilisierten dynamischen Bewegung des Schleppers in seinen Bauelementen erhebliche dynamische Belastungen auftreten. Die Hauptursache dieser Erscheinung ist die ungleichförmige Bewegung des Fahrwerks des Raupenschleppers, die in den Bauelementen des Raupenschleppers dynamische, periodische Belastungen hervorruft, deren Periodenlänge der Zeit entspricht, die für die Drehung des Antriebsrades um den Winkel  $2\alpha$  benötigt wird. Mit Hilfe der Ergebnisse der Rechnung können auch überlagerte hochfrequente Schwingungen in den Bauelementen des Raupenschleppers erklärt werden, die mit anderen Mitteln schwer zu begründen sind.

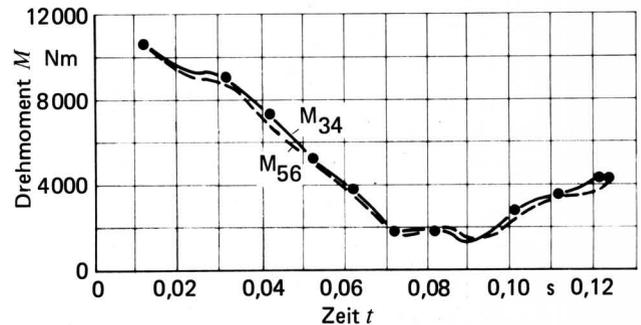


Bild 5. Errechneter Verlauf der Drehmomente an der Antriebsseite der Raupenkettens.

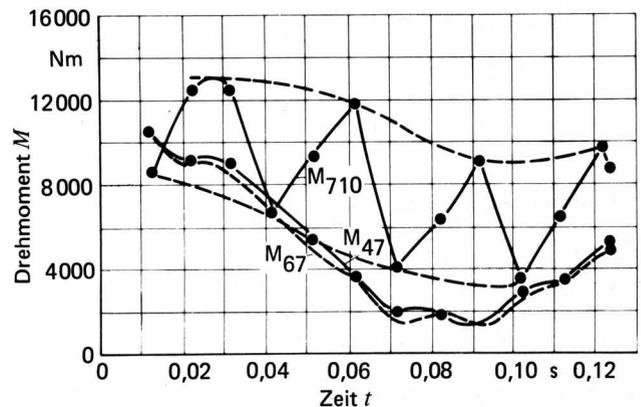


Bild 6. Errechneter Verlauf der Drehmomente an den Wellen der Antriebsräder und der Zugkraft.

Dieses Verfahren ist sehr gut für das Studium verschiedener dynamischer Vorgänge geeignet. Es ist relativ billig, und die Ergebnisse sind notwendig für die Ermittlung der dynamischen Belastungen im Getriebe des Schleppers beim Entwurf und der Erprobung. Mit Hilfe eines Ersatzmodells und eines Digitalrechners kann man auf diese Weise viele Erkenntnisse für die Betriebssicherheit des Schleppers gewinnen. Sehr einfach kann man die Anregungsgrößen, die Trägheitsmomente, Federsteifigkeiten, Dämpfungskonstanten, Geschwindigkeit des Schleppers, verschiedene Bauarten des Fahrwerks oder andere Elemente variieren und so die optimale Lösung für den Schlepper finden. Für den in Serie gehenden Schlepper sollten aber auch gute experimentelle Ergebnisse vorhanden sein. Diese Ergebnisse sind besonders notwendig für eine gute Erfassung der Anregungen, die von verschiedenen Landmaschinen und verschiedenen Bodenarten ausgehen.

3. Experimentell ermittelte Ergebnisse

Die experimentellen Untersuchungen sind an einem 48 kW-Kettenschlepper durchgeführt worden. Dabei ist der Schlepper unter verschiedenen Bedingungen (verschiedene Geschwindigkeiten, verschiedene Zugkräfte und verschiedene Bodenarten) gefahren worden. Mit Hilfe von Dehnungsmeßstreifen wurden die Drehmomen-

te an den Antriebswellen, die Zugkraft und die Kettenkräfte in Umfangsrichtung und senkrecht dazu gemessen. Weiterhin wurde das Drehmoment des Dieselmotors indirekt über die Stellung der Regelstange mit Hilfe eines induktiven Weggebers bestimmt, und die Drehzahlen des Dieselmotors, der Antriebsräder und eines Nachlaufrades zur Schlupfbestimmung [8] wurden mit einem Impulsgerät gemessen. Die elektrischen Signale von den Gebern wurden auf Fotopapier aufgezeichnet und die Auswertung dieser Oszillogramme erfolgte mit Hilfe der statistischen und harmonischen Analyse [8].

Die harmonische Analyse ergibt die folgenden Gleichungen für die Drehmomente an den Wellen der Antriebsräder:

– für die linke Seite:

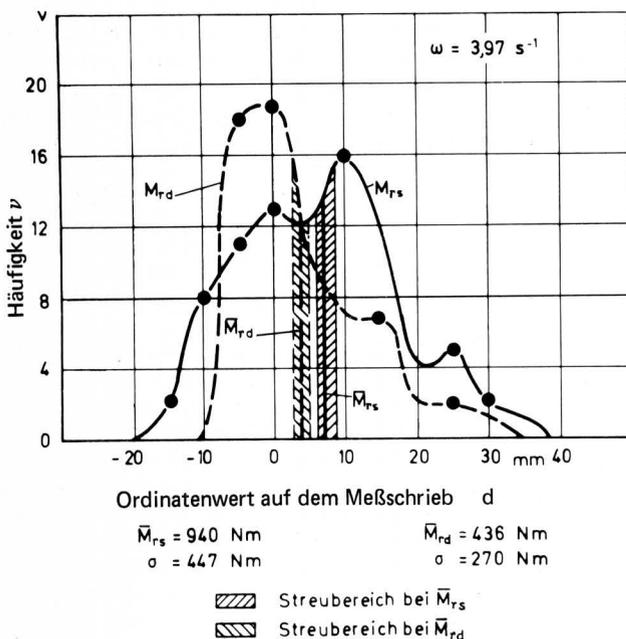
$$M_{rs} = 2198,6 - 1105 \cos \omega t + 675,66 \sin \omega t - 86,33 \cos 2\omega t - 76,3 \cdot \sin 2\omega t + 61,5 \cos 3\omega t + 29,80 \sin 3\omega t - 78,16 \cos 4\omega t - 38,66 \cdot \sin 4\omega t + 24,8 \cos 5\omega t + 22,6 \sin 5\omega t - 33,16 \cos 6\omega t,$$

– für die rechte Seite:

$$M_{rd} = 1272,19 - 1387,66 \cos \omega t + 533,1 \sin \omega t + 248,73 \cos 2\omega t - 386,66 \sin 2\omega t + 62,66 \cos 3\omega t - 133,66 \sin 3\omega t - 63,06 \cos 4\omega t + 6,66 \sin 4\omega t - 84,33 \cos 5\omega t - 40,23 \sin 5\omega t + 22,35 \cos 6\omega t.$$

Hierbei ist  $\omega$  die Kreisfrequenz der Drehmomente und  $t$  bedeutet die Zeit.

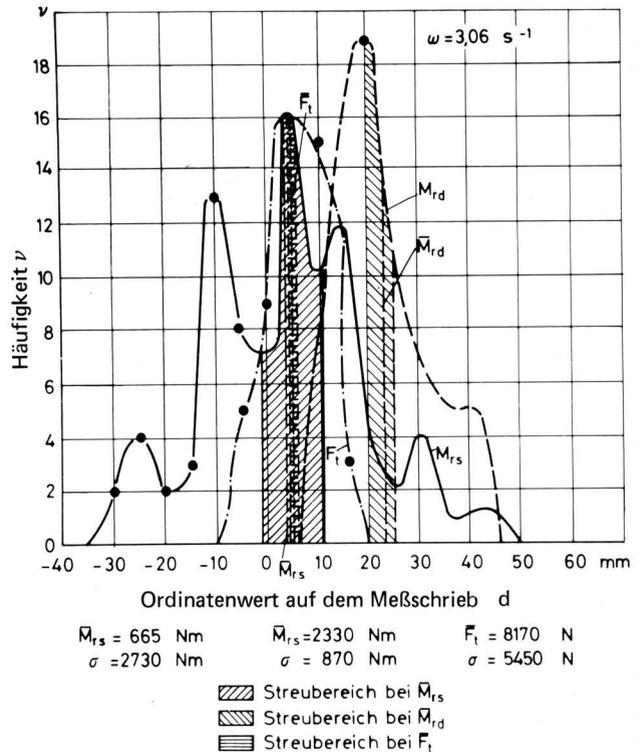
Diese Gleichungen gelten für die Bewegung des Schleppers im 1. Gang mit Zugkraft, und sie stellen eine experimentelle Lösung des beschriebenen mathematischen Modells dar.



**Bild 7.** Experimentelle Ergebnisse für die Bewegung des Schleppers ohne Zugkraft.

Für die statistische Analyse wurde das Klassendurchgangsverfahren angewendet. Ein Teil der Ergebnisse dieser Analyse ist in den **Bildern 7 und 8** dargestellt. Bild 7 zeigt die Kurven der absoluten Häufigkeiten der Drehmomente der Antriebsräder des Schleppers, wenn er auf festem Boden ohne Zugkraft fährt. In Bild 8 sind die Kurven für die absoluten Häufigkeiten mit einer Zugkraft  $F_t$  und bei einer geringeren Geschwindigkeit zu sehen. Auf der Abszisse ist die Klasse (in mm auf dem Meßschrieb) und auf der Ordinate die absolute Häufigkeit aufgetragen. Es wurde dabei jeweils nur eine Umdrehung der Antriebsräder zugrundegelegt. Aus den Diagrammen wurden dann die arithmetischen Mittelwerte für  $M_{rs}$ ,  $M_{rd}$  und  $F_t$  und ihr Streubereich ermittelt. Ebenso wurde die mittlere quadratische Abweichung  $\sigma$  für jeden Parameter berechnet.

Diese mittlere quadratische Abweichung  $\sigma$  ist ein Kriterium für die Bewertung der Verteilung der dynamischen Belastungen und ein Mittel zur Charakterisierung der gleichförmigen Bewegung des Kettenschlepperfahrwerkes. Die Bilder 7 und 8 zeigen deutlich den Einfluß der Zugkraft auf die Größe von  $\sigma$ . Eine ausführliche Übersicht, wie sich die verschiedenen Einflüsse (Zugkraft, Fahrgeschwindigkeit, Bodenart) auf die Größe  $\sigma$  auswirken, ist in [8] enthalten. Hinsichtlich der Belastung des Fahrwerks sollte der Konstrukteur einen möglichst niedrigen Wert für  $\sigma$  anstreben.



**Bild 8.** Experimentelle Ergebnisse für die Bewegung des Schleppers mit Zugkraft.

#### 4. Zusammenfassung

Die ungleichförmige Bewegung des Fahrwerks von Kettenschleppern ist die Hauptursache der dynamischen Belastung des Antriebes. Diese dynamischen Belastungen wurden theoretisch und experimentell untersucht. Für die theoretische Untersuchung wurde ein verzweigtes Ersatzmodell des Kettenschleppers benutzt. Das entsprechende System von Differentialgleichungen wurde nach dem Runge-Kutta-Verfahren mit Hilfe eines elektronischen Rechners gelöst. Für alle Einsatzfälle sind Lösungen möglich. An einem Beispiel wird der Verlauf der Kräfte in den Ketten, der Drehmomente an den Wellen und der Zugkraft über der Zeit gezeigt. Experimentelle Untersuchungen bestätigen die Gültigkeit des Ersatzmodells. Eine statistische Analyse der experimentellen Ergebnisse liefert eine Hilfe zur Dimensionierung des Kettenschleppers für viele Einsatzfälle und sie ermöglicht die Wahl einer optimalen Konstruktion des Fahrwerks.

Verwendete Formelzeichen

- $r_m$  - dynamischer Radius des Antriebsrades;
- $h_1$  - Abstand zwischen Boden und Achse des Antriebsrades;
- $l$  - Länge der Antriebsseite der Raupenkette;
- $\psi$  - Drehwinkel des Antriebsrades;
- $\psi_0$  - Drehwinkel des Antriebsrades, der den Anfang des Eingriffs eines Gelenkes der Raupenkette in die Verzahnung des Antriebsrades kennzeichnet;

$\kappa$	-	Der Koeffizient der kinematischen Unverträglichkeit zwischen dem Eingang des Gelenks der Raupenkette in die Verzahnung des Antriebsrades und der Überfahrt von der hinteren Stützenrolle über das Gelenk auf den Boden;
$a$	-	siehe Bild 1 und 2;
$\Delta a$	-	Die Änderung des Winkels $a$ , die bei dem Wechsel der hinteren Stützenrolle von einem Kettenglied zu einem Gelenk entsteht (Bild 2);
$a_1, a_2, b_1, b_2$	-	Parameter, die vom Aufbau und vom eingelegten Gang des Getriebes des Schleppers abhängig sind;
$J_1$	-	Trägheitsmoment der oszillierenden und drehenden Maschinenelemente des Motors und der Kupplung;
$J_2$	-	Trägheitsmoment der Maschinenelemente des Schaltgetriebes und des Kegelgetriebes;
$J_3, J_5$	-	Trägheitsmomente der Maschinenelemente der Kupplungslenkung und des Hinterachsgetriebes der rechten Seite bzw. linken Seite;
$J_4, J_6$	-	Trägheitsmomente des Antriebsrades der rechten Seite bzw. linken Seite;
$J_7$	-	Trägheitsmoment des Schlepperrumpfes;
$J_8, J_9$	-	Trägheitsmomente des Fahrwerkes für die rechte Seite bzw. für die linke Seite;
$J_{10}$	-	Trägheitsmoment der Massen für die Landmaschinen;
$c_{12}$	-	Federsteifigkeit der Elemente zwischen den Massen mit den Trägheitsmomenten $J_1$ und $J_2$ ; analog auch $c_{23}$ usw.

## Schrifttum

- [ 1 ] *Barski, I.B.*: · Maksimalnie dinamiceskie nagruzkio transmisii kolesnogo traktora. (Die maximalen dynamischen Belastungen auf die Getriebe des Radschleppers.) Traktory i sel'chozmasiny Bd. 35 (1965) Nr. 4, S. 6/9.
- [ 2 ] *Coenenberg, H.H.*: Zum Verhalten der Kupplung im Schleppertriebwerk. Diss. TH Braunschweig, 1962.
- [ 3 ] *Kühlborn, H.*: Ein Beitrag zum Drehschwingungsverhalten des Systems Ackerschlepper – Landmaschinen. Landbauforschung Völkenrode, Sonderheft 9 (1971).
- [ 4 ] *Popescu, S.*: Solicitari dinamice in transmisia tractoarelor pe roti. (Dynamische Belastungen in Getrieben von Radschleppern.) Studii si cercetari de mecanica agricola, Vol. 5 (1971) Nr. 7.
- [ 5 ] *Slutzkaia, O.B.*: Isledovanie neustanovivsegosia regima razgona traktora. (Untersuchung des nichtstabilisierten Betriebszustandes beim Anfahren eines Schleppers.) Traktory i sel'chozmasiny Bd. 39 (1969) Nr. 3, S. 8/11.
- [ 6 ] *Duditza, F.*: Regimuri tranzitorii in transmisia automobilului (Dynamische Betriebszustände in Kraftfahrzeuggetrieben.) Studii si cercetari de mecanica aplicata. Tom. 16 (1964) Nr. 3, S. 681/728.
- [ 7 ] *Peres, Gh.*: Influenta masei agregatului asupra parametrilor de miscare ai traktorului pe senile. (Die Beeinflussung der Masse eines Schlepperzuges auf die Bewegungsparameter des Raupenschleppers.) Buletinul Universitatii din Brasov, Seria A, Vol XIV, 1972.
- [ 8 ] *Peres, Gh.*: Contributii privind studiul mersului neuniform al mecanismului de rulare la tractoarele pe senile. (Beiträge zum Studium der unregelmäßigen Bewegungen im Fahrwerk des Raupenschleppers.) Diss. Uni. Brasov/Rumänien, 1972.
- [ 9 ] *Gekker, F.P.*: K metodike opredeleniia optimalnogo momenta dempfera transmisii avtomobilei. (Über ein Verfahren zur Bestimmung des optimalen Dämpfungsmoments von Kraftfahrzeuggetrieben.) Avtomobilnaia promislenosti, Nr. 2, 1969, S. 15/18.

## Schlepperkabinen

### Anforderungen und Stand der Technik auf der DLG 1974

Von M. Graef und G. Vellguth,  
Braunschweig-Völkenrode\*)

DK 631.372:629.042/.043

Im Laufe der Mechanisierung ist der Schlepper zunehmend zu einem Dauerarbeitsplatz geworden, an den entsprechend höhere Anforderungen gestellt werden. Von einer kurzen Darstellung dieser Anforderungen ausgehend, wird gezeigt, welche Lösungen die Industrie für die Ausgestaltung des Arbeitsplatzes auf dem Schlepper anbietet.

\*) *Dipl.-Ing. Michael Graef ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. Batel) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode. Dipl.-Ing. Gerhard Vellguth war bis zum 30.9.1974 ebenfalls wissenschaftlicher Mitarbeiter in diesem Institut und ist nunmehr bei der Fa. Stoll, Broistedt tätig.*

## Einleitung

Im Zuge der wirtschaftlichen Entwicklung werden auch in der Landwirtschaft zunehmend höhere Anforderungen an die Qualität des Arbeitsplatzes gestellt. Als Folge dessen zielen die Anstrengungen der Industrie und des Gesetzgebers darauf ab, den Arbeitsplatz auf Schleppern und selbstfahrenden Arbeitsmaschinen so zu gestalten, daß neben der Sicherheit die Forderungen der Ergonomie und des Umweltschutzes berücksichtigt werden und zur Erhaltung der Leistungsfähigkeit und Gesundheit der Fahrer beigetragen wird.

Hier können, abgesehen von der Arbeitserleichterung durch Automatisierung und den Bestrebungen, den Arbeitsplatz nicht nur erträglich, sondern annehmlich zu gestalten, im Einzelnen folgende Forderungen gestellt werden: