

## 1. Laufende Reparaturen

### 2. Generalreparaturen.

Bei den laufenden Reparaturen wird nur der vor einer Störung vorhandene betriebsfähige Zustand des Arbeitsmittels wieder hergestellt. Sie erhöhen also die Lebensdauer und den Zeitwert des Arbeitsmittels in der Regel nicht. Aus diesem Grunde werden die Aufwendungen für alle laufenden Reparaturen in die Selbstkosten einbezogen.

Durch die Generalreparatur hingegen wird die Lebensdauer verlängert und damit der Zeitwert des Arbeitsmittels erhöht. Sie kann, sofern die ursprüngliche Leistungsfähigkeit wieder erreicht wird, bis zur vollständigen einfachen Reproduktion führen. Die Generalreparaturen verlängern die Lebensdauer der Maschinen. Die dafür aufgewendeten Mittel müssen deshalb aktiviert werden.

Danach sind alle Instandsetzungsmaßnahmen, die sich im wesentlichen auf eine Schadensbeseitigung beschränken, als „laufende Reparaturen“ einzustufen, während sowohl die Grundüberholung wie auch die Kampagnefest-Überholung trotz ihres erheblichen technischen Unterschiedes beide eindeutig der Definition einer „Generalreparatur“ im Sinne der Ökonomik entsprechen.

Diese Auffassung wird bestätigt durch die Merkmale, die das MdF für Generalreparaturen festgelegt hat:

1. Bei allen oder dem überwiegenden Teil der Hauptelemente eines Grundmittels ist durch Alterung oder Verschleiß ein minderer Gütegrad eingetreten, der eine vollständige Überholung erforderlich macht.

2. Die Kosten der Generalreparatur betragen mindestens 500,— DM.

3. Generalreparaturen sind nur möglich an einem Grundmittel mit einem Brutto-(Neu-)Wert von über 2000,— DM.

4. Die Generalreparatur muß zu einer Zeitwerterhöhung führen.

5. Die Generalreparaturen stellen die ursprüngliche Leistungs- und Nutzungsfähigkeit des Grundmittels wieder her oder erhöhen sie.

6. Generalreparaturen können periodisch oder unregelmäßig anfallen. Sie sollen in der Regel mindestens ein Jahr auseinanderliegen.

Jede Kampagnefest-Überholung an den Landmaschinen genügt normalerweise diesen Bedingungen.

Es muß aber darauf hingewiesen werden, daß diese durch die Unterscheidung zwischen laufenden und Generalreparaturen gegebene zweifache Möglichkeit der Finanzierung von Instandsetzungsarbeiten eine Reihe von Schwierigkeiten verursacht und zu einer ökonomischen Fehlorientierung führen kann. Das Bestreben, die Selbstkosten niedrig zu halten, verleitet dazu, notwendige Instandsetzungsarbeiten bis zur nächsten „Generalreparatur“ hinauszuschieben, so daß der technische Zustand der Maschinen in unzulässiger Weise absinkt. Andererseits kann das Bestreben, die für Generalreparaturen

zur Verfügung stehenden Abschreibungsmittel voll auszuschöpfen, dazu führen, daß im Rahmen von Generalreparaturen Maschinenelemente bereits ausgebaut werden, die noch längere Zeit betriebsfähig gewesen wären. SELIVANOV [2] hat auch diese Widersprüche eingehend untersucht und Wege zu ihrer Überwindung gewiesen.

Abschließend ist zur Frage der Finanzierung der Kampagnefest-Überholung folgendes festzustellen:

Die Wiedereinführung von Abschreibungen für Landmaschinen ist als Hebel zu einer ökonomisch richtigen Auslastung sehr zu begrüßen. Es sollte aber dabei im Hinblick auf die oben dargelegten Schwierigkeiten auf die Einrechnung eines Anteiles für die Reproduktion der für die Generalreparaturen notwendigen Aufwendungen verzichtet werden. Alle Instandsetzungsarbeiten sollten auch weiterhin ohne Unterschied aus den Selbstkosten finanziert werden. Dieser Weg scheint deshalb gangbar, weil auch die Kosten für die Generalreparaturen letzten Endes auf dem Umweg über die Abschreibungen aus den Selbstkosten gedeckt werden müssen.

Falls jedoch auf die Finanzierung der Generalreparaturen aus den Abschreibungen nicht verzichtet werden kann, sollten definitionsgemäß sowohl sämtliche Kampagnefest-Überholungen wie auch die Grundüberholungen als Generalreparaturen eingestuft und ganz oder soweit verfügbar, aus Abschreibungsmitteln bestritten werden. Um die oben geschilderten ökonomischen Fehlorientierungen zu vermeiden, sollte dabei davon abgesehen werden, die Einstufung als Generalreparatur von einem bestimmten Mindestumfang der Kampagnefest-Überholung abhängig zu machen.

## Literatur

- [1] NITSCHKE, K.: Über den Stand und die künftige Entwicklung des Instandhaltungswesens der MTS. Herausgeg. v. Ministerium für Land- und Forstwirtschaft Berlin 1957, S. 40
- [2] SELIVANOV, A.J.: O neprerivnosti funkzii iznosa maschin i vytekujuščem iz nee novom reshenii nekotorych ekonomiceskich problem. Über die Funktionskontinuität des Maschinenverschleißes und die aus ihr folgende neue Lösung einiger ökonomischer Probleme). Beiträge des Untonsforschungsinstitutes für Mechanisierung der Landwirtschaft (VJM) Moskau (1960) B. 29, S. 62 bis 111
- [3] BROZIO, G.: Über die Spezialisierung der Instandsetzung von Landmaschinen. Institut für Landmaschinentechnik der TU Dresden, Diplom-Arbeit 1963 (unveröffentlicht)
- [4] KREMP, H.-J.: Planung, Beschaffung, Lagerung, Verbrauch und Instandsetzung der Ersatzteile für die landtechnischen Produktionsmittel. Deutsche Agrartechnik (1961) H. 9, S. 425 bis 428
- [5] PENTZOLD, H. und andere: Festpreise für Kampagnefest-Überholungen von Landmaschinen. Herausgeg. v. Landwirtschaftsrat beim Ministerrat der DDR, Abt. Agrarpropaganda 1963 Leipzig-Markkleeberg, Raschwitzer Straße 11-13
- [6] LEHNERT, W.: Fest- und Teilfestpreisbildung für Instandhaltungsleistungen an Landmaschinen. Deutsche Agrartechnik (1962) H. 9, S. 415 bis 418
- [7] ARNOLD/BORCHERT/SCHMIDT: Ökonomik der sozialistischen Industrie der DDR. Verlag Die Wirtschaft Berlin, 7. Auflage 1961, S. 459 ff

A 5365

## Zur Frage des Freilaufs an Landmaschinen

Dipl.-Ing. R. SOUCEK, KDT\*

Die Freiläufe gehören, wie die Gesperre und Schaltwerke, zu den Richtungskupplungen, die vielfach im Antrieb von Landmaschinen angewendet werden. Der Einbau eines Freilaufes, auch Überholkupplung genannt, wird nach sehr unterschiedlichen Gesichtspunkten begründet. In einigen Fällen ist ein exakter Nachweis über seine Notwendigkeit nicht vorhanden. Da ein Freilauf relativ teuer ist, wegen der hohen dynamischen Beanspruchung schnell verschleißt und so den Antrieb störanfälliger gestaltet, ist eine genauere Untersuchung seiner Funktion erforderlich.

### 1. Aufgabe des Freilaufs

Ein Freilauf im Antrieb bewirkt, daß die nachgeschalteten Arbeitsorgane einer Maschine frei weiterlaufen können, wenn ihr Antrieb zurückbleibt. Die Gesichtspunkte für den Einbau in Landmaschinen sind:

1.1. Ausgleichen von erzwungenen unterschiedlichen Drehzahlen, z. B. von Triebrädern bei Bodenantrieb, wie Gespanngrasmäher, Gespannkartoffelroder.

\* Technische Universität Dresden, Institut für Landmaschinentechnik (Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. Gruner)

1.2. Verhinderung der Überlastung der Antriebs-elemente, wenn

- a) selbsthemmende Elemente vorhanden sind und eine Umkehr der Bewegung des Antriebes möglich ist, z. B. kurvgesteuerte Pick-up-Trommel und
- b) in der Maschine große Schwungmomente vorhanden sind, die mit dem Antrieb kurzzeitig abgebremst werden können.

1.3. Vermeiden einer längeren Bremszeit bzw. eines längeren Bremsweges des Maschine-Traktor-Aggregates, wenn infolge des Energierückflusses die Triebräder des Traktors über die Zapfwelle angetrieben werden können. Hierbei sind Betriebssicherheit, Arbeitsschutz und Funktion der Arbeitsorgane maßgebend.

1.4. Vermeiden von Funktionsstörungen der Arbeitsorgane infolge Drehzahlabfall, wie Verstopfungen und verminderte Arbeitsqualität.

Während für die unter 1. und 2a) genannten Zwecke formschlüssige Freiläufe — Zahnspernung mit schrittweiser Wirkung — mit gegossenen, rohen Elementen verwendet werden können, kommen für die übrigen Anwendungen vor

Tafel 1. Möglichkeiten des Energieflusses zwischen Motor, Maschinenantrieb und Triebachse

Zapfw.- schaltg.	Fahr- ent- kuppelt	Fahr- kupplung ge- schaltet	Gang ausge- schaltet	Stellg. des Gashebels: Motordreh- fällt steigt	Richtung des Energieflusses	Stellg. des Gashebels:	
						Motor	Triebachse
M	1	x	-	-	x	-	Trommel → Motor
	2	x	-	-	x	-	←
	3	-	x	x	-	-	→
	4	-	x	x	-	-	←
	5	-	x	-	x	-	→, + Triebr.
	6	-	x	-	x	-	→, + Triebr. ←
G	7	-	x	x	-	-	→
	8	-	x	x	-	-	←
	9	-	x	-	x	-	→, + Triebr.
	10	-	x	-	x	-	→, + Triebr. ←
	11	x	-	x	-	-	freier Auslauf d. Zapfw.
	12	x	-	-	x	-	→ Triebräder
W	13	x	-	x oder x	-	-	→
	14	-	x	x	-	-	→
	15	-	x	-	x	-	→, + Motor
	16	-	x	-	x	-	→, + Triebr. ← Motor

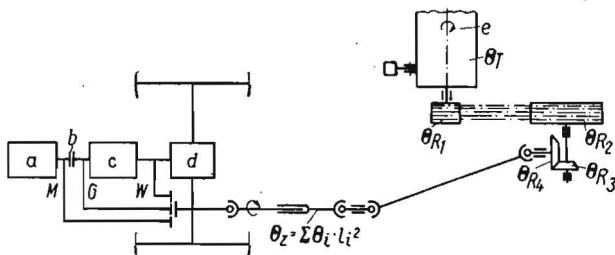


Bild 1. Antriebschema des Schlegelernters E 068 mit beliebigem Traktor; M Motorzapfwelle, G Getriebezapfwelle, W Wegzapfwelle; a Motor, b Fahrkupplung, c Getriebe, d Triebachse, e Schlegeltrommel

wiegend kraftschlüssige Freiläufe — Klemmsperren in jeder Stellung — mit hohem Fertigungsaufwand zum Einsatz.

## 2. Betrachtungen über die Beanspruchung der Antriebsselemente und die Verlängerung des Bremsweges

### 2.1. Energiefluß zwischen Traktor und Maschine

Die unter 1.2 b), 1.3 und 1.4 genannten Gesichtspunkte werden im folgenden näher untersucht. Die abgeleiteten theoretischen Beziehungen sind für das spezielle Beispiel der Kombination Zetor-Super mit Schlegelernter E 068 ausgelegt, lassen sich aber auf jede andere Kombination und auf stationäre Maschinen anwenden. Für die in Bild 1 dargestellte Kombination E 068 mit einem beliebigen Traktor ergeben sich die aus Tafel 1 ersichtlichen Möglichkeiten für den Energiefluß zwischen Motor, Triebrädern und Maschinenantrieb bei eingeschalteter Zapfwelle. Unterschiede zwischen den einzelnen Fällen, die sich aus der Zu- oder Abschaltung einzelner Wellen im Getriebe ergeben, sind darin nicht enthalten.

In den Fällen 5, 9, 12 bis 15 kann neben den unvermeidbaren Verlustwiderständen, wie Reibung und Rollwiderstand, noch ein zusätzliches Bremsmoment über die Bremsen des Traktors eingeleitet werden, dessen Größe für die erreichbare Verzögerung des Systems und somit der Beanspruchung der Antriebsselemente maßgebend ist. Da sich die Motordrehzahl selbst bei plötzlicher Drosselung der Kraftstoffzufuhr — Gaspedal in Leerlaufstellung — in der gleichen Größenordnung verringert wie die übrigen Teile infolge des Bremsens verzögert werden und ferner die mit der Kurbelwelle verbundenen Massen gegenüber der Masse des gesamten Systems einen geringen Einfluß haben, lassen sich die Fälle 5, 9, 15 auf die Fälle 12 bis 14 zurückführen. Außerdem ist es nicht zweckmäßig, den Motor bis unter die Leerlaufdrehzahl abzubremesen, sondern es ist vorher die Fahrkupplung zu betätigen. Der Fall 12 unterscheidet sich von 13 und 14 nur durch ein anderes Übersetzungsverhältnis zwischen Triebachse und Zapfwelle. Da nur wenige Traktoren mit Wegzapf-

welle ausgerüstet sind und diese Schaltung auch für Maschinen mit großem Schwungmoment im Antrieb nicht angewendet wird, ist der Fall 12, das Schwungmoment der Maschine treibt über die Zapfwelle die Triebräder des Traktors, näher zu untersuchen. Mit Getriebezapfwelle sind z. B. die Traktoren RS 01/40 (Pionier) und „Zetor-Super“ bis Baujahr 1959 ausgerüstet.

### 2.2. Berechnung der Auslaufzeiten

Bewegen sich nach Bild 1 die Arbeitsorgane der Maschine mit einer konstanten Drehzahl und wird nach Fall 11 jeglicher Antrieb abgeschaltet, so kommen die Organe nach einer Zeit  $T$  infolge der immer vorhandenen Reibmomente und der an Gebläse- und Wurftrömmeln angreifenden Ventilationsmomente zum Stillstand. Dabei wird angenommen, daß in Abhängigkeit von der Drehzahl das Reibmoment  $M_R = \text{konst.}$  und das Ventilationsmoment  $M_v = a \cdot \omega^2$  sind.

Wirkt nur  $M_R$ , so ist

$$\Theta_z \cdot \frac{d\omega}{dt} + M_R = 0,$$

wobei  $\Theta_z$  das auf die Zapfwelle reduzierte Gesamtträgheitsmoment der rotierenden Teile der Maschine ist.

Daraus folgt  $t = -\frac{\Theta_z}{M_R} \cdot \omega + c$ .

Für  $t = 0$ ;  $\omega = \omega_0$  folgt  $c = \frac{\Theta_z}{M_R} \cdot \omega_0$  und damit

$$t = \frac{\Theta_z}{M_R} (\omega_0 - \omega).$$

Für  $\omega = 0$  ergibt sich die gesamte Auslaufzeit zu

$$T = \frac{\Theta_z}{M_R} \cdot \omega_0. \quad (1)$$

Unter der Wirkung von  $M_R$  und  $M_v$  ergibt sich

$$\Theta_z \cdot \frac{d\omega}{dt} + M_R + a \cdot \omega^2 = 0,$$

$$dt = -\Theta_z \cdot \frac{d\omega}{M_R + a \cdot \omega^2},$$

$$t = \frac{\Theta_z}{\sqrt{M_R \cdot a}} \left[ \arctan \left( \sqrt{\frac{a}{M_R}} \cdot \omega_0 \right) - \arctan \left( \sqrt{\frac{a}{M_R}} \cdot \omega \right) \right].$$

Für  $\omega = 0$  ist die Auslaufzeit

$$T = \frac{\Theta_z}{\sqrt{M_R \cdot a}} \cdot \arctan \left( \sqrt{\frac{a}{M_R}} \cdot \omega_0 \right). \quad (2)$$

Mit den speziellen Werten für den Schlegelernter E 068 ergibt sich nach Gleichung (2):  $T = 20,8$  s, wobei

$$\Theta_z = 220 \text{ kpcm s}^2$$

$$n_z = 562,5 \text{ min}^{-1}$$

$$\omega_z = 59 \text{ s}^{-1}$$

$$M_{Rz} = 3 \text{ kpm} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Messwerte, die sich auch} \\ \text{theoretisch bestimmen lassen.} \end{array} \right\}$$

$$M_{vz} = 10,9 \text{ kpm}$$

$$a = \frac{M_{vz}}{\omega_z} = 0,312 \text{ kpcm s}^2$$

Die Ventilation der Schlegeltrommel darf auf keinen Fall vernachlässigt werden, da sich nach Gl. (1)  $T = 43$  s ergibt.

Wirkt an der Zapfwelle ein zusätzliches Bremsmoment  $M_B$ , das von der Getriebebremse oder den Triebrädern eingeleitet werden kann, so verändert sich Gl. (2) zu

$$T = \frac{\Theta_z}{\sqrt{(M_R + M_B) a}} \cdot \arctan \left( \sqrt{\frac{a}{M_R + M_B}} \cdot \omega_0 \right). \quad (3)$$

Es ist zweckmäßig, in diesem Zusammenhang die Gleichungen für  $M_R$ ,  $M_B$  und  $a$  anzugeben, die dann interessieren, wenn für eine vorgegebene Zeit  $T$  die Größe dieser Momente zu bestimmen ist.

$$\text{Aus Gl. (1) folgt } M_R = \frac{\Theta_z}{T} \cdot \omega_0. \quad (1a)$$

Die Gleichungen (2) und (3) lassen sich auflösen, wenn die arc-tan-Funktion als konvergente Reihe dargestellt wird

$$\arctan x = \frac{\pi}{4} + \frac{x-1}{x+1} - \frac{1}{3} \frac{(x-1)^3}{(x+1)^3} + \frac{1}{5} \frac{(x-1)^5}{(x+1)^5} - \dots \quad (x \geq 0).$$

Damit lautet (2):

$$T = \frac{\Theta_z}{\sqrt{M_R \cdot a}} \left[ \frac{\pi}{4} + \frac{\sqrt{\frac{a}{M_R} \cdot \omega_0 - 1}}{\sqrt{\frac{a}{M_R} \cdot \omega_0 + 1}} - \frac{1}{3} \left( \frac{\sqrt{\frac{a}{M_R} \cdot \omega_0 - 1}}{\sqrt{\frac{a}{M_R} \cdot \omega_0 + 1}} \right)^3 + \dots \right] \quad (2a)$$

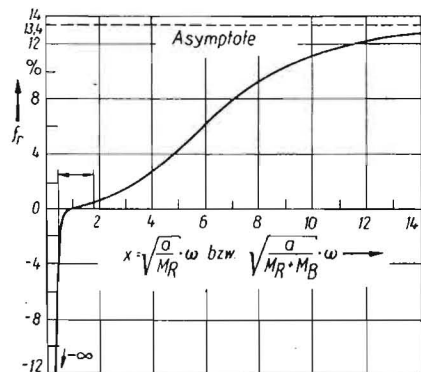
### 2.3. Berechnung des Bremsmomentes $M_B$

In Bild 4 ist das Kräftegleichgewicht der Kombination Traktor-Schlepperlenter E 068 (Aufsattelmaschine) für eine Verzögerung  $b = \text{konst.}$  dargestellt, wie es allgemein in [1] abgeleitet wird.

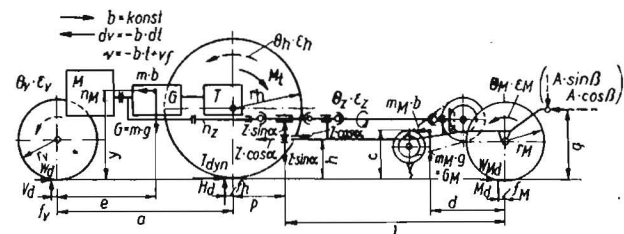
Es gelten folgende dynamischen Gleichgewichtsbedingungen:

$$\begin{aligned} T_{\text{dyn}} &= \frac{m}{9,81} \cdot b + Z \cdot \cos \alpha - W_{\text{dyn}}, \\ T_{\text{dyn}} &= \frac{M_l}{r_h} + \frac{f_h}{r_h} \cdot H_{\text{dyn}} - \frac{\Theta_h \cdot \varepsilon_h}{r_h}, \end{aligned} \quad (4)$$

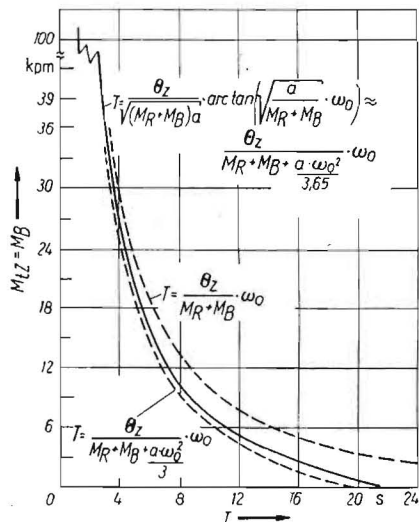
Für  $f_h = \rho_h$  (Rollwiderstandsbeiwert) und  $r_h = m_{\text{red}} h \cdot r_h^2$ ;  $\varepsilon_h = \frac{b}{r_h(1-\sigma)}$



**Bild 2**  
Verlauf des relativen Fehlers von T unter Vernachlässigung der Summanden ab der 3. Potenz nach Gl. (2a);  
Bereich für das vorliegende Beispiel:  
 $a = 0,29 \text{ kpc}^2/\text{s}^2$ ;  $\omega = 59 \text{ s}^{-1}$ ,  
 $M_R \text{ min} = 300 \text{ kpc} \rightarrow x = 1,84$   
 $(M_R + M_B) \text{ max} = 5000 \text{ kpc} \rightarrow x = 0,45$



**Bild 3**  
Auslaufzeit des Schlepperlentes E 068 in Abhängigkeit vom Bremsmoment an der Zapfwelle;  $\Theta_z = 220 \text{ kpc} \text{ s}^2$ ,  
 $M_R = 3 \text{ kpc}$ ,  $a = 0,312 \text{ kpc} \text{ s}^2$ ,  
 $\omega_0 = 59 \text{ s}^{-1}$



**Bild 4**  
Am System Traktor-Aufsattelmaschine (E 068) angreifende Kräfte und Momente;  $b = \text{konst.}$  Ausgangsgeschwindigkeit  $v_f$

Werden alle Summanden ab der 3. Potenz vernachlässigt, so ergibt sich der in Bild 2 dargestellte Verlauf des relativen Fehlers  $f_r$  für T.  
Aus dieser vereinfachten Gleichung ergibt sich  $M_R$  als eine Lösung der quadratischen Gleichung zu

$$M_R = \frac{\left( \frac{2\omega\Theta}{T} + \frac{a \cdot \omega^2}{2} + \frac{0,023 \cdot \Theta^2}{a \cdot T^2} \right) - \sqrt{A^2 - \frac{3,2 \cdot \omega^2 \cdot \Theta^2}{T^2}}}{A} \quad (2b)$$

Werden die Auslaufzeit T und das Reibmoment  $M_R$  gemessen, so ist:

$$a = \frac{\left( 1,55 \cdot \frac{\Theta^2}{T^2 \cdot M_R} + \frac{M_R}{2\omega^2} - \frac{2\Theta}{\omega T} \right) + \sqrt{B^2 - \frac{0,046 \Theta^2}{\omega^2 \cdot T^2}}}{B} \quad (2c)$$

Für eine geforderte Bremszeit T ergibt sich das erforderliche Bremsmoment an der Zapfwelle aus Gleichung (3) zu:

$$\begin{aligned} M_B &= \frac{\left( \frac{2\omega\Theta}{T} + \frac{a \omega^2}{2} + \frac{0,023 \cdot \Theta^2}{a \cdot T^2} - M_R \right)}{C} \\ &= \frac{\sqrt{C^2 - \left( M_R - \frac{4\omega\Theta}{T} - a \omega^2 - \frac{0,046 \cdot \Theta^2}{a \cdot T^2} \right) M_R} - \frac{3,2 \omega^2 \cdot \Theta^2}{T^2}}{T^2} \end{aligned} \quad (3a)$$

Die Auslaufzeit T der Organe des Schlepperlentes ohne Freilauf ist in Abhängigkeit vom Bremsmoment an der Zapfwelle im Bild 3 nach Gl. (3) dargestellt.

ist das Moment an der Triebachse für die jeweilige Verzögerung

$$\begin{aligned} M_l &= \left( \frac{m}{9,81} \cdot b + Z \cdot \cos \alpha - W_{\text{dyn}} - \rho_h \cdot H_{\text{dyn}} \right. \\ &\quad \left. + m_{\text{red}} h \frac{b}{(1-\sigma_e)} \right) r_h. \end{aligned} \quad (5)$$

Darin sind unter Vernachlässigung von  $f_r$  und  $f_h$ :

$$\begin{aligned} W_{\text{dyn}} &= \rho_v \cdot V_{\text{dyn}} - m_{\text{red}} v \cdot b \\ &= \rho_v (G + Z \cdot \sin \alpha - H_{\text{dyn}}) - m_{\text{red}} v \cdot b; \end{aligned} \quad (5a)$$

$$\begin{aligned} H_{\text{dyn}} &= \frac{1}{a} \left[ G \cdot e - Z \cdot \cos \alpha \cdot h + Z \cdot \sin \alpha (a + p) \right. \\ &\quad \left. - \left( \frac{m}{9,81} \cdot y + m_{\text{red}} v \cdot r_v + m_{\text{red}} h \cdot r_h \right) b \right]. \end{aligned} \quad (5b)$$

Unter der vereinfachten Annahme

$$A \cdot \cos \alpha = A = \frac{m_A}{9,81} \cdot b - \rho_A \cdot G_A \quad (\beta = 0)$$

für einen Anhänger am Schlepperlenter ist:

$$\begin{aligned} M_{\text{dyn}} &= \frac{G_M(l-d) + m_{\text{red}} M \cdot b (h - r_M) - \frac{m_M}{9,81} \cdot b (c - h) - \left( \frac{m_A}{9,81} \cdot b - \rho_A \cdot G_A \right) (q - h)}{l + \rho_M (h - r_M)} \end{aligned} \quad (5c)$$

In den bekannten Konstruktionen ist  $l \gg \rho_M (h - r_M)$  und  $G_M(l-d) \gg m_{\text{red}} M \cdot b (h - r_M)$ , so daß

$$M_{\text{dyn}} = \frac{G_M(l-d) - \frac{m_M}{9,81} \cdot b (c - h) - \left( \frac{m_A}{9,81} \cdot b - \rho_A \cdot G_A \right) (q - h)}{l};$$

$$\rho_M \cdot M_{dyn} - m_{red} M \cdot b = \rho_M G_M (l-d) \quad (5d)$$

$$W_{M_{dyn}} = \frac{-\frac{m_M}{9,81} \cdot b(c-h) - \left(\frac{m_A}{9,81} \cdot b - \rho_A \cdot G_A\right)(q-h)}{l} - m_{red} M \cdot b,$$

$$Z \cdot \cos \alpha = \frac{m_M}{9,81} \cdot b - W_{M_{dyn}} + A;$$

$$Z \cdot \cos \alpha = \left(\frac{m_M}{9,81} + m_{red} M\right) \cdot b$$

$$-\rho_M G_M (l-d) - \frac{m_M}{9,81} b(c-h) - \left(\frac{m_A}{9,81} \cdot b - \rho_A \cdot G_A\right)(q-h)$$

$$+ \left(\frac{m_A}{9,81} \cdot b - \rho_A \cdot G_A\right); \quad (5e)$$

$$Z \cdot \sin \alpha = G_M - M_{dyn}. \quad (5f)$$

Befindet sich an der Maschine kein Anhänger, wie es beim seitlichen Abwurf des Erntegutes auf einen nebenherfahrenden Anhänger oder bei Ablage auf das Feld möglich ist, so entfallen in Gl. 5c, d und e alle Summanden mit dem Index A.

In Bild 5 ist der Momentenverlauf  $M_t$  nach Gl. [5] in Abhängigkeit von der Verzögerung  $b$  für das praktische Beispiel „Zetor-Super“-Schlepper E 068 mit und ohne Anhänger dargestellt. Der Berechnung wurden folgende Werte zugrunde gelegt:

Traktor (einschl. Zusatzmassen und Fahrer):  
 $a = 2,19 \text{ m}$        $G = 3625 \text{ kp}$   
 $e = 1,51 \text{ m}$        $H = 2500 \text{ kp}$   
 $y = 0,9 \text{ m}$        $\eta_{Gctr.} = 0,9$   
 $p = 0,945 \text{ m}$        $V = 1125 \text{ kp}$   
 $h = 0,35 \text{ m}$        $\rho_h = 0,1$  } feuchte  
 $r_h = 0,68 \text{ m}$        $\rho_v = 0,12$  } Stoppel  
 $r_v = 0,34 \text{ m}$

$$\Theta_{hges} = 14 \text{ kpms}^2; \quad m_{red,h} = \frac{\Theta_h}{r_h^2} = 30 \frac{\text{kps}^2}{\text{m}} \text{ (einschl. Zusatzmasse)}$$

$$\Theta_{vges} = 0,35 \text{ kpms}^2; \quad m_{red,v} = 3 \frac{\text{kps}^2}{\text{m}}$$

Für  $n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$  ist  $n_Z = 562,5 \text{ min}^{-1}$ .

Angenommener Schlupf  $\sigma = 0,06$

1. Gang:  $V_f = 1,06 \frac{\text{m}}{\text{s}}$       2. Gang:  $V_f = 1,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$   
 3. Gang:  $V_f = 2,04 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Höhere Arbeitsgeschwindigkeiten treten nicht auf.

Schlepper E 068:

$l = 2,3 \text{ m}$        $G_M = 850 \text{ kp}$   
 $d = 0,54 \text{ m}$        $M_{statisch} = 650 \text{ kp}$   
 $h = 0,35 \text{ m}$        $\rho_M = 0,12$   
 $c = 0,50 \text{ m}$        $m_{red,M} = 3 \frac{\text{kps}^2}{\text{m}}$   
 $r_M = 0,34 \text{ m}$

Anhänger:  $G_A = 4000 \text{ kp}$        $q = 0,75 \text{ m}$   
 $\rho_A = 0,12$

In [2] ist für den Traktor eine maximal erreichbare Verzögerung  $b_{max} = 3,8 \text{ m/s}^2$  angegeben. Nach Gl. (4) ist

$$M_{tgrenz.} = (\mu \cdot r_h - \rho_h) H_{dyn} - m_{red,h} \cdot b \cdot r_h, \quad (4a)$$

wenn  $T_{dyn,max} = \mu \cdot H_{dyn}$  und  $H_{dyn,A} \approx H_{dyn}$ .

Für die Kraftschlußbeiwerte  $\mu_{max} = 0,6$  (feste Fahrbahn),  $\mu = 0,45$  und  $\mu = 0,3$  ergeben sich die in Bild 5 eingezeichneten Grenzwerte der Momente und Verzögerungen mit und ohne Anhänger ( $M_t$ ;  $M_{tA}$ ) und ausgeschalteter Zapfwelle.

Mit  $b = 1,0 \text{ m/s}^2$  (ohne Anhänger) und  $b = 1,1 \text{ m/s}^2$  (mit Anhänger) rollt das Aggregat ohne Bremsmoment infolge der Fahrwiderstände frei aus. Wird eine noch geringere Verzögerung verlangt, so müssen die Triebräder über ein zusätzliches Moment vom Motor oder über die Zapfwelle angetrieben werden.

Für eingeschaltete Zapfwelle erweitert sich Gl. (5) zu

$$M_{tges} = \left(\frac{m}{9,81} \cdot b + Z \cdot \cos \alpha - W_{dyn} - \rho_h \cdot H_{dyn} + m_{red,h} \cdot \frac{b}{1-\sigma_\epsilon}\right) r_h + (\Theta_Z \cdot \epsilon_Z - M_R - M_v)_{red,h}. \quad (6)$$

Das von den Arbeitsorganen über die Zapfwelle eingeleitete Moment, auf die Triebräder reduziert, ist:

$$M_{red,h} = (\Theta_Z \cdot \epsilon_Z - M_R - M_v)_{red,h} = \frac{\Theta_Z h}{(1-\sigma_\epsilon)} \cdot \eta_G \cdot \frac{d\omega}{dt} - M_R \cdot i \cdot \eta_G - a \cdot \omega^2 \cdot i \cdot \eta_G,$$

wobei

$$\Theta_{Zred,h} = (\Theta_Z \cdot i Z^2 - T); \quad \Theta_{Zred,h} \cdot \frac{d\omega}{dt} = m_{Zred,h} \cdot \frac{d\nu}{dt} \cdot r_h;$$

$$m_{Zred,h} = \frac{\Theta_{Zred,h}}{r_h^2}; \quad \omega h^2 = \frac{\nu^2}{r_h^2}.$$

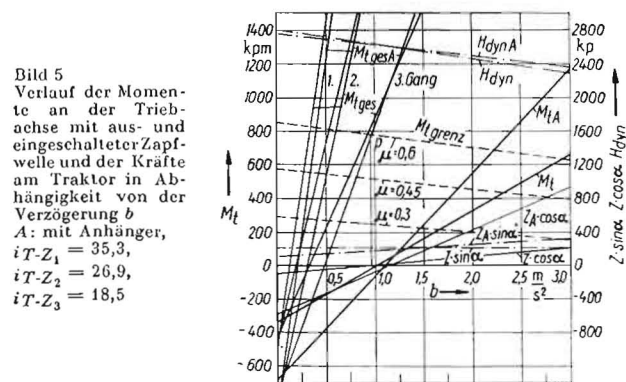


Bild 5  
Verlauf der Momente an der Triebachse mit aus- und eingeschalteter Zapfwelle und der Kräfte am Traktor in Abhängigkeit von der Verzögerung  $b$   
 A: mit Anhänger,  
 $i T-Z_1 = 35,3$ ,  
 $i T-Z_2 = 26,9$ ,  
 $i T-Z_3 = 18,5$

Damit ist

$$M_t = \left(\frac{m}{9,81} \cdot \frac{d\nu}{dt} + Z \cdot \cos \alpha - W_{dyn} - \rho_h \cdot H_{dyn} + \frac{m_{red,h}}{1-\sigma_\epsilon} \cdot \frac{d\nu}{dt}\right) r_h + \frac{m_{Zred,h} \cdot r_h}{1-\sigma_\epsilon} \cdot \eta_G \frac{d\nu}{dt} - M_R \cdot i \cdot \eta_G - a \cdot i \cdot \eta_G \cdot \frac{\nu^2}{r_h^2}. \quad (6a)$$

Die Differentialgleichung sagt aus, daß infolge  $\nu^2$  im letzten Summanden für ein konstantes Bremsmoment  $M_t$  keine konstante Verzögerung vorliegt. Die Lösung dieser Gleichung rechtfertigt den Aufwand nicht, da sich der Einfluß dieses Gliedes auf das Ergebnis genügend genau als konstantes Glied berücksichtigen läßt. In Bild 3 ist die Auslaufzeit nach Gl. (3) unter Vernachlässigung von  $M_v$  und unter Berücksichtigung von

$$M_v = M_{vmitt.} = \frac{1}{\omega_0} \int_0^{\omega_0} a \omega^2 d\omega = \frac{a \cdot \omega^2}{3} = \text{konst.}$$

dargestellt.

Die exakte Kurve nach Gl. (3) läßt sich am besten mit

$$M_{v'} = \frac{a \cdot \omega_0^2}{3,65} \text{ annähern. Damit ergibt sich}$$

$$M_{tges} = \left(\frac{m}{9,81} \cdot b + Z \cdot \cos \alpha - W_{dyn} - \rho_h \cdot H_{dyn} + m_{red,h} \cdot \frac{b}{1-\sigma_\epsilon}\right) r_h + m_{red,z-h} \cdot r_h \cdot \eta_G \cdot \frac{b}{1-\sigma_\epsilon} - M_R \cdot i_z \cdot h \cdot \eta_G - \frac{a \cdot \omega_0^2}{3,65} \cdot i_z \cdot h \cdot \eta_G. \quad (6b)$$

Danach ist der Verlauf von  $M_{tges}$  mit und ohne Anhänger für die drei Fahrgeschwindigkeiten in Bild 5 dargestellt. Die in Abhängigkeit vom Grenzmoment erreichbare Verzögerung liegt in dem Bereich, in dem die Fahrwiderstände größer als die Trägheitswiderstände der translatorisch bewegten Massen sind. Die rotierenden Organe der Maschine „ziehen“ die Maschine und den Anhänger. Die Verzögerung,

die sich aus den Schnittpunkten der Kurven  $M_{t_{ges}}$  mit der Abszisse ergeben, werden erreicht, wenn das Aggregat ohne Bremsmoment mit eingeschalteter Zapfwelle frei ausläuft. Das größte Drehmoment an der Zapfwelle ergibt sich für den Punkt P;  $b = 0,91 \text{ m/s}^2$ ;  $T = 2,26 \text{ s}$ ;  $M_{t_{max}} = 53 \text{ kpm}$ . Ein Drehmoment der gleichen Größe tritt auf, wenn die volle Motorleistung über die Zapfwelle übertragen wird und für das auch die Kreuzgelenke im Maschinenantrieb noch ausgelegt sind.

#### 2.4. Berechnung der Bremswege

Durch Darstellung der Bremszeit ( $t = \frac{v_f}{b}$ ) und des Bremsweges ( $s = \frac{v_f^2}{2b}$ ) in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit ( $b = \text{konst.}$ ) und in Abhängigkeit von der Verzögerung ( $v_f = \text{konst.}$ ) erhält man die benötigten Werte.

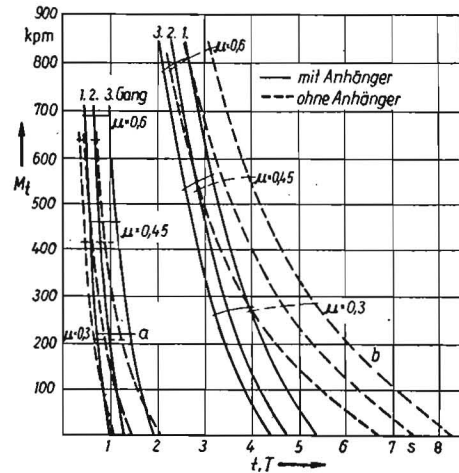
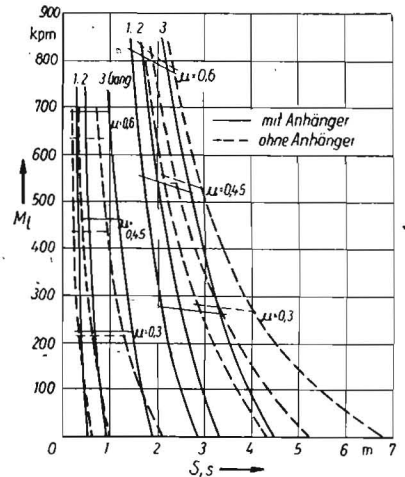


Bild 6 a, b  
Bremszeiten bzw. Bremswege des Aggregates mit und ohne Anhänger bzw. mit und ohne Zapfwellenantrieb in Abhängigkeit vom Moment an der Triebachse; a Zapfwellenantrieb ausgeschaltet, b Zapfwellenantrieb eingeschaltet



Für die mit  $\mu = 0,6$  erreichbare Verzögerung  $b_{max} = 2,92 \text{ [m/s}^2\text{]}$  ergeben sich die Bremszeiten  $t = 0,35; 0,50$  und  $0,70 \text{ s}$  und die dazugehörigen Bremswege  $s = 0,20; 0,35$  und  $0,70 \text{ m}$ .

Aus den Beschleunigungen im Bild 5 wurden die Bremszeit  $t$  (Zapfwelle ausgeschaltet),  $T$  (Zapfwelle eingeschaltet) und die dazugehörigen Bremswege  $s$  und  $S$  berechnet. Ihr Verlauf in Abhängigkeit vom Moment an der Triebachse ist aus den Bildern 6a und b ersichtlich. Infolge der geringen Verzögerung sind für eingeschaltete Zapfwelle die Bremswege mit Anhänger geringer als ohne Anhänger.

Das Verhältnis  $V = \frac{T}{t} = \frac{S}{s}$  gibt das Vergrößerungsverhältnis an, um das der reine Bremsweg oder die Bremszeit des Aggregates mit eingeschalteter Zapfwelle gegenüber

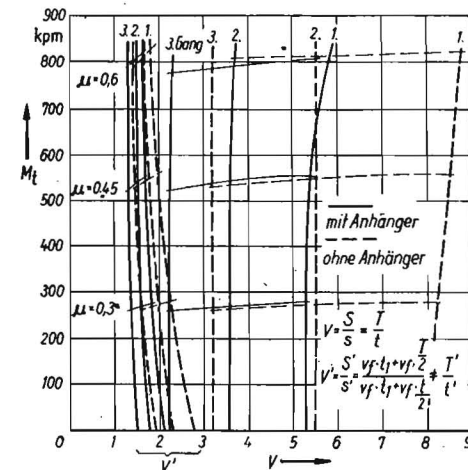


Bild 7. Vergrößerungsverhältnis  $V$  und  $V'$  in Abhängigkeit vom Bremsmoment an der Triebachse

ausgeschalteter Zapfwelle verlängert werden (Bild 7). Hierbei ist zu beachten, daß  $V$  nicht aus dem Quotienten der Bremszeiten oder -wege für konstantes Bremsmoment, sondern für  $\mu = \text{konst.}$  gebildet ist.

Im praktischen Fall ergeben sich die Bremszeiten und Bremswege vom Erkennen einer Gefahr bis zum Stillstand des Aggregates. Mit einer Reaktionszeit des Fahrers von  $1 \text{ s}$  und einer Bremsansprechzeit von  $0,5 \text{ s}$  ergibt sich das tatsächliche Vergrößerungsverhältnis  $V'$  für den Bremsweg zu:

$$V' = \frac{S'}{s'} = \frac{v_f \cdot t_1 + v_f \cdot \frac{T}{2}}{v_f \cdot t_1 + v_f \cdot \frac{t}{2}} \neq \frac{T'}{t'} = \frac{t_1 + T}{t_1 + t}$$

$V'$  würde sich weiter verringern, wenn der für  $b > 0$  immer vorhandene zusätzliche Schlupfweg berücksichtigt wird. Es

ist besonders hervorzuheben, daß der Verlauf des Vergrößerungsverhältnisses zwar einen guten Überblick über die Tendenz des Einflusses der verschiedenen Parameter gibt, aber keine Schlüsse auf die Notwendigkeit eines Freilaufes zuläßt. Diese Frage ist nur über die absolute Größe des Bremsweges  $S'$  zu beantworten. Zu  $S'$  ist noch der Schlupfweg zu addieren, der vom Bremsmoment und der Beschaffenheit der Fahrbahn abhängig ist. In Fahrtrichtung wirkende Hangabtriebskräfte verlängern ebenfalls den Bremsweg, verringern aber das Vergrößerungsverhältnis. Im Extremfall können sogar die Arbeitsorgane als zusätzliches Bremsmoment wirken. Ferner ist zu beachten, daß der während des Bremsvorganges in der Regel noch wirkende Arbeitswiderstand der Werkzeuge den Bremsweg verkürzt.

Eine Begründung für den Freilauf über die erreichbare Verzögerung im Vergleich zu der nach der Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung geforderten ist ebenfalls nicht möglich, da die Arbeitsorgane nur im Feldeinsatz angetrieben werden.

Für  $\mu = 0,45$  und  $0,6$  ergeben sich ohne Berücksichtigung des Schlupfes je nach der Gangzahl und mit und ohne Anhänger folgende Bereiche für den Bremsweg:

		ohne Zapfwelle	mit Zapfwelle
$\mu = 0,45$	$s, S$ [m]	0,3 ... 1,2	1,65 ... 2,9
	$s', S'$ [m]	1,85 ... 4,2	3,6 ... 5,7
$\mu = 0,6$	$s, S$ [m]	0,2 ... 0,9	1,4 ... 2,3
	$s', S'$ [m]	1,8 ... 4,0	3,3 ... 5,2

Die Entscheidung über die Notwendigkeit eines Freilaufes ist nun daraus zu treffen, ob ein Bremsweg von  $4$  bis  $6 \text{ m}$  unter bestimmten Umständen unzulässig hoch ist. Durch Einbau eines Freilaufes kann dieser Weg auf  $2$  bis  $4 \text{ m}$  herabgesetzt werden. Bedeutung haben diese Betrachtungen nur für Situationen, in denen der Bremsvorgang vorher nicht geplant ist, da sonst die Reaktionszeit entfällt, z. B. Auftreten von Störungen und Hindernissen.

Um eine Überlastung der Arbeitsorgane durch Hindernisse zu verhindern, hat ein Freilauf nur Bedeutung, wenn das Hindernis zwischen Antrieb und Freilauf auftritt. Dies ist im

Schlegelernter kaum der Fall. Ein Hindernis an den Werkzeugen der Schlegeltrommel würde im Antrieb mit und ohne Freilauf die gleiche Wirkung ausüben.

Ohne auf eine genauere Untersuchung einzugehen, erscheinen die obigen Bremswege in bezug auf Betriebssicherheit und Arbeitsschutz ausreichend.

### 3. Funktionsicherheit der Arbeitsorgane

Die Frage nach der Notwendigkeit eines Freilaufes ist ebenfalls durch eine Untersuchung am speziellen Beispiel zu entscheiden. Ein Freilauf im Antrieb des Schlegelernters E 068 hat für die Funktionsicherheit der Maschine folgende Bedeutung:

Wird das Aggregat während des Einsatzes aus irgendeinem Grunde abgebremst (ohne daß die Werkzeuge auf ein Hindernis treffen), so könnten das Aggregat mit Freilauf im Antrieb auf einer Strecke von 2 bis 4 m zum Stehen gebracht und das in dieser Zeit noch anfallende Erntegut infolge der großen Schwungenergie der frei auslaufenden Trommel noch aus der Maschine gefördert werden.

Ohne Freilauf läßt sich das Aggregat auf einer Strecke von 4 bis 6 m abbremsen. Dieser maximale Bremsweg ergibt sich ohne Berücksichtigung eines Arbeitswiderstandes an den Werkzeugen. Der Arbeitswiderstand wirkt sich als geringe Verkürzung des Bremsweges aus. Während des Bremsvorganges sinkt die Trommeldrehzahl auf 0 ab. Je nach Beschaffenheit des Erntegutes wird dieses unter einer bestimmten Drehzahl nicht mehr aus der Maschine gefördert, sondern setzt sich auf der hinteren Wand des Förderkanals ab, rutscht durch das Trommelgehäuse zurück auf das Feld und geht somit verloren. Für Erntegut mit schlechten Gleiteigenschaften (feucht, blattrreich) könnte dies eine Ursache für Verstopfungen des Förderkanals sein. Die im Institut für Landtechnik Potsdam-Bornim durchgeführte Prüfung zeigte, daß die unter ungünstigen Bedingungen auftretenden Verstopfungen auf andere Ursachen zurückzuführen sind.

Für eine maximale Durchsatzleistung von 20 t/h und einen Ertrag von 250 dt/ha ist die Flächenleistung 0,8 ha/h. Mit der Arbeitsbreite 1,5 m ist die dazugehörige Fahrgeschwindigkeit 5,3 km/h ( $\cong$  2. Gang). Dafür ergibt sich nach Bild 6 b ein Bremsweg von 3,7 bis 4 m.

Hierbei fallen  $\approx$  15 kg Masse an, von der etwa  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{3}$  nicht mehr aus der Maschine gefördert wird. (Während der Reaktions- bzw. Ansprechzeit erfolgt nur ein geringer Drehzahlabfall, während der letzten Umdrehungen der Trommel wird das Erntegut nicht mehr in den Förderschacht geworfen, bzw. überhaupt nicht abgeschlagen).

Eine zwingende Notwendigkeit für einen Freilauf im Antrieb des Schlegelernters liegt auch nach diesen Gesichtspunkten nicht vor.

### 4. Übertragung der Ergebnisse auf andere Maschinen

Die unter Punkt 1 und 2 abgeleiteten theoretischen Beziehungen lassen sich unter Berücksichtigung spezieller Werte auf beliebige andere Maschinen übertragen. Soll der Nachweis über die Notwendigkeit eines Freilaufes erbracht werden, so wird der Konstrukteur natürlich nicht den gesamten möglichen Bereich untersuchen, sondern solche extremen Fälle herausgreifen, wie sie beispielsweise im Punkt P, Bild 5, auftreten.

Auf diese Weise ist es ohne großen Aufwand möglich, die Verhältnisse theoretisch zu klären. So konnte z. B. im Rahmen einer studentischen Belegarbeit nachgewiesen werden, daß die ursprünglich im Antrieb der Häckseltrommel und des Wurfrades im Feldhäcksler E 065 eingebauten Freiläufe nicht erforderlich sind. Auf Grund der geringeren Schwungenergie dieser beiden Arbeitsorgane verlängert sich der Bremsweg nur um etwa 20% und während des Bremsvorganges kommen die Freiläufe infolge der Arbeitswiderstände und der Ventilationsmomente nicht zur Wirkung.

### 5. Zusammenfassung

Freiläufe werden in Landmaschinen eingebaut, um

erzwungene unterschiedliche Drehzahlen zu ermöglichen, die Antriebsselemente vor Überlastung zu schützen, die Bremszeiten und -wege des Traktors infolge des Energierückflusses über die Zapfwelle aus Gründen der Betriebssicherheit nicht zu verlängern und eine einwandfreie Funktion der Arbeitsorgane zu gewährleisten.

Für die Berechnung der Belastung der Arbeitsorgane und die Verlängerung des Bremsweges infolge des Antriebes über Getriebezapfwelle werden Gleichungen angegeben. Am Beispiel der Kombination „Zetor-Super-Schlegelernter E 068“ wird gezeigt, daß für den Einbau eines Freilaufes in den Antrieb des Schlegelernters keine zwingenden Gründe vorliegen.

### Literatur

- [1] Heyde, H.: „Mechanik des Schleppers“ Deutsche Agrartechnik 7 (1957), H. 1 bis 4
- [2] Prüfbericht Nr. 3 (Traktor „Zetor-Super“) des Instituts für Landtechnik Potsdam-Bornim
- [3] Niemann, G.: „Maschinenelemente“ Bd. II, Springer-Verlag, Berlin, 1960 A 5386

## Die Anwendung der Meßtechnik für Untersuchungen an Landmaschinen

*Grundlage für die Arbeit des Konstrukteurs ist die möglichst genaue Kenntnis der Beanspruchungen, denen die zu entwickelnde Maschine oder Baugruppe bzw. das zu konstruierende Maschinenteil unterworfen ist. Die rechnerische Ermittlung der Beanspruchungen ist sehr oft aus Unkenntnis der im Betriebszustand auftretenden Kräfte bzw. infolge der Kompliziertheit der Bauteile nicht möglich. Aus diesem Grunde muß zur experimentellen Ermittlung dieser Werte auf Betriebsmessungen an Versuchsmaschinen zurückgegriffen werden.*

*Durch sinnvoll angesetzte Messungen lassen sich nicht nur die Einflüsse von äußeren Kräften zur Berechnung der Maschinenteile ermitteln, sondern beispielsweise auch die Verteilung der Spannungen in einem kompliziert gestalteten und daher rechnerisch kaum beherrschbaren Teil, das Schwingungsverhalten der gesamten Maschine unter dem Einfluß äußerer und innerer Kräfte, der Abbau von Beanspruchungsspitzen innerhalb eines Systems durch federnde oder dämpfende Elemente u. a. m.*

*Einige der am Institut für Landmaschinentechnik der Technischen Universität Dresden eingesetzten Meßmittel bzw. Meßverfahren werden in den beiden folgenden Beiträgen behandelt.*

Dipl.-Ing. F. RITZMANN, KDT\*

### Entwicklung und Einsatz von Meßmitteln am Institut für Landmaschinentechnik der Technischen Universität Dresden

Zur Durchführung von Betriebsmessungen an Landmaschinen stehen nicht immer geeignete Meßgeräte zur Verfügung. Daher mußten am Institut für Landmaschinentechnik eine Reihe von Meßmitteln selbst entwickelt und gebaut werden.

Folgende Forderungen werden an Meßmittel gestellt, die für Messungen an Landmaschinen vorgesehen sind:

\* Technische Universität Dresden, Institut für Landmaschinentechnik (Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. GRUNER)

Unempfindlichkeit gegen Erschütterungen,  
Unempfindlichkeit gegen Witterungseinflüsse und Staub,  
genügend hohe Empfindlichkeit,  
geringe Trägheit (bei dynamischen Vorgängen),  
einfache und handliche Bauweise,  
einfache Anbringungsmöglichkeit,  
einfache Bedienbarkeit,  
vielseitige Verwendbarkeit,  
Unabhängigkeit von stationären Energieanlagen.