

# Landtechnische Forschung

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

Heft 6/1967

MÜNCHEN

17. JAHRGANG

## In eigener Sache

Achtzehn Jahre ist es her, daß die „Landtechnische Forschung“ als wissenschaftliche Zeitschrift gegründet wurde. Die Begründer dieser Zeitschrift hatten ihr die Aufgabe gestellt, das spezialisierte Fachorgan für die Publikation der Ergebnisse in der Forschung auf dem Gebiete der Landtechnik zu werden. Dabei war es allen Beteiligten klar, daß eine so spezielle Aufgabenstellung sowohl eine hohe Auflage wie eine wirtschaftliche Selbständigkeit einer solchen Zeitschrift ausschloß. Daß die Herausgabe dennoch fast zwei Jahrzehnte lang möglich wurde, war der großzügigen Unterstützung durch die Organisationen der Landtechnik und der Landmaschinenwirtschaft, voran der Landmaschinen- und Ackerschleppervereinigung im VDMA, zu verdanken. So wurde es möglich, für die zwei Jahrzehnte einer bis dahin unbekanntenen stürmischen Entwicklung in der Landtechnik ein Publikationsorgan aufrecht zu erhalten, das der Veröffentlichung der Ergebnisse der Grundlagenarbeit vorbehalten bleiben konnte, die diese Fortschritte ermöglicht haben. Inzwischen haben sich in der Landtechnik, und vor allem auf dem Landmaschinenmarkt — denn auch Landtechnik und damit verwirklichte Ergebnisse der landtechnischen Forschung wollen verkauft sein — tiefgreifende Veränderungen ergeben. Diese Entwicklung zwingt heute zur Einstellung dieser Zeitschrift als selbständigem Publikationsorgan. Mit dieser Nummer wird sie zum letztenmal in der in achtzehn Jahren gefundenen Form erscheinen.

Wir haben also die Erfahrung gemacht, die man hierzulande machen muß, wenn man sehr anspruchsvolle wissenschaftliche Zeitschriften, gleichgültig welcher Fachrichtung, herausgeben will. Das soll für uns freilich nicht heißen, daß wir das Thema „Landtechnische Forschung“ für unwichtig halten würden. Wenn auch die Jahre des stürmischen Entwicklungsfortschrittes in der Landtechnik zunächst vorüber zu sein scheinen und der Kontinuität, auch im technischen Bereich Platz zu machen beginnen, glauben wir doch, daß die wissenschaftliche Entwicklung auf diesem Gebiet eine weitere publizistische Betreuung nicht nur vertretbar erscheinen läßt, sondern sogar dringend notwendig macht. Dafür scheint uns unsere Zeitschrift „LANDTECHNIK“ das richtige Organ zu sein. Wir möchten in Zukunft die Zahl der Ausgaben unserer „LANDTECHNIK“ um wissenschaftliche Sonderausgaben mit dem Rahmenthema „Forschung und Entwicklung in der Landtechnik“ erweitern. Die Schriftleitung wird die mit allen Organisationen des landtechnischen Bereiches eng verbundene Redaktion unserer „LANDTECHNIK“ übernehmen.

Wir haben an dieser Stelle den Herausgebern der nun beendeten „Landtechnischen Forschung“, die uns unterstützt haben, den Autoren, die mit uns zusammengearbeitet haben, und den Lesern im In- und Ausland für eine so langjährige befriedigende und konstruktive Zusammenarbeit zu danken. Zugleich verbindet sich mit diesem Dank die Bitte, uns bei unseren Bemühungen, dem Thema der Forschung in der Landtechnik auch künftig publizistischen Raum zu geben, durch eine ebenso enge Zusammenarbeit mit der Redaktion der „LANDTECHNIK“ auch auf diesem Gebiet zu unterstützen.

**HELLMUT-NEUREUTER-VERLAG**  
**WOLFRATSHAUSEN**  
Gabriele Baumann-Neureuter

**SCHRIFTLÉITUNG DER**  
**„LANDTECHNISCHEN FORSCHUNG“**  
Heinz Speiser

## Automatische Steuerung des Dieselmotors und des hydraulischen Schleppergetriebes

Der vorliegende Aufsatz von A. L. LEBEDEV, Kandidat der technischen Wissenschaften am Ukrainischen Forschungsinstitut für Mechanisierung und Elektrifizierung der Landwirtschaft, ist eine Übersetzung aus der sowjetischen Fachzeitschrift „Mechanisierung und Elektrifizierung“ 1966, Heft 12, S. 10–14.

Um eine technisch und wirtschaftlich optimale Steuerung des Dieselmotors und des hydraulischen Schleppergetriebes zu ermöglichen, sollen die Bedingungen untersucht werden, bei denen minimaler Kraftstoffverbrauch und maximale Leistung des auf dem Feld arbeitenden Schleppers gewährleistet sind. Unter der Annahme, daß die Summe der Widerstandskräfte des Aggregates mit genügender Genauigkeit als quadratische Funktion seiner Geschwindigkeit betrachtet werden kann, gilt folgende Grundgleichung des Leistungsgleichgewichts in dimensionsloser Form:

$$ar + k_1 r + k_2 v^2 + k_3 v^3 = \eta' \quad (1)$$

Hierin sind

$$a = \frac{a_e}{a_n}, \quad v = \frac{v}{v_n} \quad \text{und} \quad \gamma = \frac{N_e}{N_n}$$

dimensionslose Größen der Beschleunigung und Geschwindigkeit des Aggregates sowie der Leistung des Diesels.  $k_1$ ,  $k_2$  und  $k_3$  sind konstante Beiwerte;  $a_e$ ,  $v$ ,  $N_e$  die jeweiligen und  $a_n$ ,  $v_n$  und  $N_n$  die Bezugswerte der Beschleunigung, Geschwindigkeit und Leistung;  $\eta'$  ist der Wirkungsgrad des hydraulischen Getriebes.

Die Geschwindigkeit eines mit einem hydraulischen Getriebe ausgerüsteten Schleppers hängt nicht genau von der Motordrehzahl ab. Daher kann für jeden Wert der Dieselleistung eine optimale, dem minimalen Kraftstoffverbrauch entsprechende Drehzahl gefunden werden. Man kann annehmen, daß der stündliche Kraftstoffverbrauch mit genügender Genauigkeit eine monotone lineare Funktion der Leistung ist, die in bezogenen Größen in folgender Weise ausgedrückt wird:

$$G = \gamma + b. \quad (2)$$

wobei  $b$  konstant ist.

Die größte Wirtschaftlichkeit im Kraftstoffverbrauch des Diesels entspricht dem Minimum des Integrals

$$G = \frac{1}{\eta} \int_0^T (ar + k_1 r + k_2 v^2 + k_3 v^3) dt + \int_0^T b dt \quad (3)$$

Unter Anwendung der Variationsrechnung [1] erhält man aus der Euler-Poissonschen Gleichung die Extremalgleichung der Funktion (3):

$$a = (2k_2 + 6k_3 v) = 0 \quad (4)$$

Gleichung (4) kann durch folgende zwei Gleichungen dargestellt werden:

$$a = 0$$

(Lösung  $v = \text{const}$ )  
und  $2k_2 + 6k_3 v = 0$

(Lösung  $v = -\frac{1}{3} \cdot \frac{k_2}{k_3} = \text{const}$ ).

Der Kraftstoffverbrauch des Dieselmotors ist also am geringsten, wenn der Schlepper mit konstanter Geschwindigkeit fährt.

Um die maximale Schlepperleistung zu bestimmen, soll der Schlepper bei Unterbelastung betrachtet werden. Dabei wird

von der bekannten Tatsache ausgegangen, daß die Schlepperleistung bei sonst gleichen Bedingungen der Zugleistung direkt proportional ist und ihr Maximum bei voller Motorbelastung eintritt. Da der Öldruck im hydraulischen Getriebe der tangentialen Zugkraft direkt proportional ist, lautet die Gleichung der Schlepperleistung an den Triebrädern in dimensionsloser Form

$$N = p v, \quad (5)$$

wobei

$$p = \frac{p_e}{p_n}$$

die dimensionslose Größe des Flüssigkeitsdruckes ist, und  $p_e$  der jeweilige Wert und  $p_n$  der Bezugswert dieser Größe sind.

Für Landwirtschaftsschlepper sind ungedrosselte hydraulische Getriebe mit regelbarer Pumpe und nicht regelbarem Hydro-motor am günstigsten [2]. Bei ihnen gilt für die Schlepper-geschwindigkeit in dimensionsloser Form

$$v = q n - r p. \quad (6)$$

Hierin sind

$$q = \frac{q_e}{q_n} \quad \text{und} \quad n = \frac{n_e}{n_n}$$

die dimensionslosen Größen der spezifischen Pumpenfördermenge und der Dieseldrehzahl;  $q_e$  und  $n_e$  sind die jeweiligen Werte und  $q_n$  und  $n_n$  die Bezugswerte dieser Größen;  $r$  ist ein den Leckverlusten proportionaler Beiwert.

Aus den Gleichungen (5) und (6) ergibt sich:

$$N = q \cdot n \cdot p - r \cdot p^2 \quad (7)$$

Das erste Glied der rechten Hälfte von Gleichung (7) ist die theoretische Motorleistung an den Triebrädern ( $N_0 = v_0 p$ ) und das zweite Glied die Leistungsminderung  $N_L$  infolge des Leckverlustes an Druckflüssigkeit. Bei Unterbelastung des Schleppers und unabhängig veränderlichem  $p$  kann der Maximalwert des ersten Gliedes und der Minimalwert des zweiten Gliedes (bei diesen Werten ist die Leistung am höchsten) erreicht werden, wenn  $q$  und  $n$  Werte haben, bei denen  $v_0 = q \cdot n$  maximal ist.

Die Bestimmung der optimalen Steuerung des Dieselmotors und des hydraulischen Getriebes, bei der maximale Leistung eintritt, kann mathematisch so formuliert werden: Es sind die Größen  $q(\tau)$  und  $n(\tau)$  zu finden, bei denen der Wert des Integrals

$$\Delta v_0 = \int_0^T v' d\tau$$

bei minimalem Werte des Integrals

$$N_{sp} = r \int_0^T p^2 d\tau$$

und vorgegebener Gleichung (6) maximal wird.

Hierbei ist

$\Delta v_0$  = Zunahme der Schleppergeschwindigkeit,

$\tau = \frac{t}{T_n}$  ein dimensionsloser Zeitwert,

$t$  = die jeweilige Zeitdauer und

$T_n$  = die Bezugszeitdauer.

Es ist eine isoperimetrische Aufgabe der Variationsrechnung [1], bei deren Lösung folgende Einschränkung gemacht werden soll:

$$v \leq v_T. \quad (8)$$

Hierin ist  $v_T$  die durch agrotechnische Forderungen begrenzte Schleppergeschwindigkeit.

Unter Berücksichtigung der für die gleichmäßige Arbeitsgeschwindigkeit des Schleppers geltenden Gleichung des hydraulischen Getriebes

$$P \cdot q = v' + \mu$$

ergibt sich folgende Zwischenfunktion

$$H = \frac{(n' - \mu_0)^2}{q^2} \lambda_0 + n'.$$

Hierin ist

$\lambda_0$  = eine konstante Größe (Lagrange-Multiplikator),

$\mu_0 = R : R_n$  das dimensionslose Verhältnis zwischen jeweiligem Wert und Nennwert des Schlepper-Zugwiderstandes,

$\Sigma R$  = der jeweilige Wert und  $\Sigma R_n$  = der Nennwert dieses Widerstandes.

Die Extremalen von  $n$  ( $\tau$ ) und  $q$  ( $\tau$ ) müssen den Eulerschen Gleichungen

$$\frac{\partial H}{\partial q} = 0 \text{ und } \frac{\partial H}{\partial n} - \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial H}{\partial n'} = 0$$

entsprechen.

Aus der ersten Eulerschen Gleichung

$$\frac{\partial H}{\partial q} = \frac{2(n' + \mu_0)}{q^3} = 0$$

folgt, daß der Extremwert bei  $q = 1$  liegt. Den Optimalwert für  $n$  findet man mit der zweiten Eulerschen Gleichung, die bei  $q = 1$  folgende Form erhält:

$$2 \lambda_0 n' = 0.$$

Hieraus folgt

$$n = C_1 + C_2 \tau.$$

Wenn die Schleppergeschwindigkeit den Wert  $v = v_T$  erreicht hat, lassen sich die Extremwerte der Funktionen  $q$  ( $\tau$ ) und  $n$  ( $\tau$ ) in gleicher Weise finden:

$$n = \sqrt{n(0) + 2(v_T p - r p^2)},$$

$$q_{\max} = \frac{v_T - r p}{n_{\min}} \quad (9)$$

Hierin sind  $q_{\max}$  und  $n_{\min}$  die maximale spezifische Pumpenfördermenge und die minimale Dieseldrehzahl.

Maximale Schlepperleistung tritt also dann ein, wenn der Schlepper bei maximaler spezifischer Pumpenfördermenge anläuft. Hat der Schlepper die vorgegebene Geschwindig-

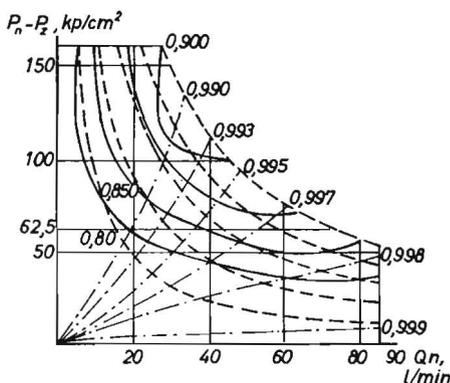


Bild 1: Kennlinienfeld der Pumpe NA-85 bei  $n = 1600$  U/min (Öl "Industrial'noe 30"), Öltemperatur  $40^\circ$ , Zuspelse-Öldruck  $p_s = 5$  bis  $6$  kp/cm $^2$ .

Ausgezogene Kurven = Gesamtwirkungsgrad; gestrichelte Kurven = Liefergrad; Strich-Punkt-Kurven = Kurven konstanter Leistung.

keit erreicht, so wird der optimale Betriebszustand dann eintreten, wenn die Motordrehzahl minimal und die spezifische Pumpenfördermenge maximal ist. Für den stationären Betriebszustand des Schleppers nach dem Anlaufen konnten auf Grund von Versuchen analoge Feststellungen getroffen werden [3].

Um die Arbeit der Baugruppen des hydraulischen Schleppergetriebes bei optimaler Steuerung analysieren zu können, sind Kennlinien der Pumpe (Bild 1) und des Hydromotors (Bild 2) experimentell ermittelt worden. Sie zeigen die Abhängigkeit des Wirkungsgrades dieser Baugruppen von der Fördermenge  $Q_n$  je Minute und dem Druckabfall  $\Delta p = p_n - p_z$  bei Nenndrehzahl. Hierin ist  $p_z$  der Zuspelungsdruck. Die Versuche wurden mit der Axial-Kolbenpumpe NA-85 und dem mehrgängigen Hydromotor MG-225 durchgeführt. Beide Baugruppen gehören zum Geräteträger S-102 des Charkower Schlepper-Montagewerkes. Sie haben folgende technische Daten:

|                                   | NA-85 | MG-225 |
|-----------------------------------|-------|--------|
| Volumenkonstante, l/Umdr.         | 0,053 | 0,954  |
| Fördermenge bei 1600 U/min, l/min | 85    | —      |
| Öl-Nenndruck, kp/cm $^2$          | 160   | 160    |
| Drehmoment bei Nenndruck, kpm     | —     | 225    |

Aus den Diagrammen ist zu ersehen, daß der Gesamtwirkungsgrad der beiden Baugruppen sein Maximum bei  $\Delta p = 100$  kp/cm $^2$  und  $Q = 45$  l/min erreicht und in der Regel bei weiterem Wachsen dieser beiden Größen noch ansteigt.

Gewöhnlich steigt der Gesamtwirkungsgrad der Axial-Kolbenpumpen mit sinkender Drehzahl infolge der Verringerung der Eigenverluste [4]. Mit abnehmendem Arbeitsvolumen der Pumpe fallen ihre Eigenverluste ebenfalls, jedoch wachsen relativ die inneren Leckölverluste, so daß sich ihr Einfluß bei geringer Drehzahl stärker bemerkbar macht. In diesem Fall wird der Gesamtwirkungsgrad mit abnehmendem Hubraum kleiner.

Die oben angeführten Beziehungen zeigen, daß optimale Betriebsbedingungen der Baugruppen des hydraulischen Getriebes bei  $\Delta p \leq 100$  kp/cm $^2$  und  $Q > 45$  l/min eintreten, wobei es für das Erzielen eines hohen Wirkungsgrades am günstigsten ist, die Fördermenge der Pumpe durch Änderung ihrer Drehzahl bei möglichst großem Neigungswinkel des Zylinderblocks zu regeln. Die optimale Steuerung des Dieselmotors und des hydraulischen Getriebes, bei der der Dieselmotor

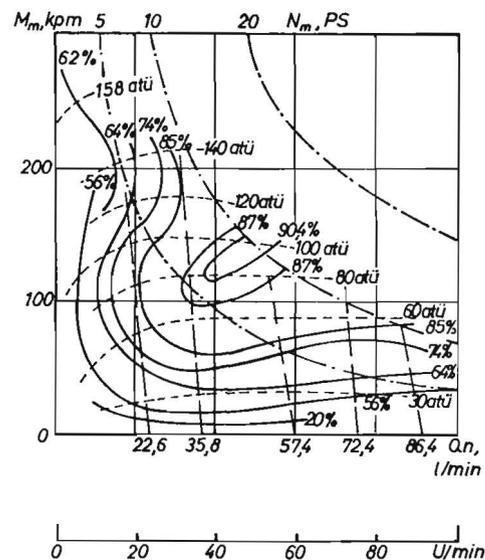


Bild 2: Kennlinienfeld des Hydraulikmotors MG-225.

Ausgezogene Kurven = Gesamtwirkungsgrad; punktierte Kurven = Öl-Druckabfall; gestrichelte Kurven = Öl-fördermenge je Minute; Strich-Punkt-Kurven = Kurven gleicher Leistung.

motor mit geringster Drehzahl und die Pumpe mit der maximal möglichen spezifischen Fördermenge der Pumpe arbeiten, stimmt also auch mit den Betriebsarten der hydraulischen Aggregate überein, die in bezug auf den Wirkungsgrad optimal sind.

Zur Bewertung des Erfolges optimaler Steuerung wurde der mit einem hydraulischen Getriebe ausgerüstete Geräteträger S-102 mit einer sowohl von Hand als auch automatisch zu bedienenden Steuerung versehen. Die automatische Steuerung sieht folgende drei charakteristische Betriebszustände des Schleppers vor: konstante Belastung des Dieselmotors, Überbelastung und Unterbelastung. Beim ersten und zweiten Betriebszustand hält die automatische Steuerung die Dieselleistung konstant, beim dritten Betriebszustand bewirkt sie optimale Kennwerte für  $q$  und  $n$ . Die automatische Steuerung (Bild 3) besteht aus dem Meßfühler I, den Unter- und Überbelastungsreglern II und III, der Unterbelastungs-Korrigiervorrichtung IV, dem Übertragungsmechanismus V, dem Anschlag VI, dem Hydraulikverstärker VII, den Ventilen VIII, den Rückschlagventilen IX und dem Mechanismus für den Rückwärtsgang X.

Bei der im Geräteträger S-102 angewendeten Kombination einer regelbaren Pumpe mit einem nicht regelbaren Hydraulikmotor ist es vorteilhaft, als Steuergröße für den Regler die Druckflüssigkeit im hydraulischen Getriebe zu verwenden. Bei maximaler Motorbelastung werden mit Hilfe der Handhebel 38 und 39 Schleppergeschwindigkeit und Motordrehzahl auf den erforderlichen Wert eingestellt und danach durch Umschalten der Ventile VIII zu einem der Meßwertgeber 1 Öl aus der Hochdruck-Rohrleitung und zu dem anderen Öl aus der Zuspense-Rohrleitung geleitet. Die der Bewegung des summierenden Hebels 2 proportionale Verlagerung der Buchse 9 wird durch die Feder 10, die eine hyperbolische Kennlinie besitzt, in eine reziproke Größe umgewandelt und stellt über ein Hebelsystem und den Hydraulikverstärker die erforderliche Förderleistung der Pumpe ein. Der Dieselmotor arbeitet dann mit konstanter Leistung.

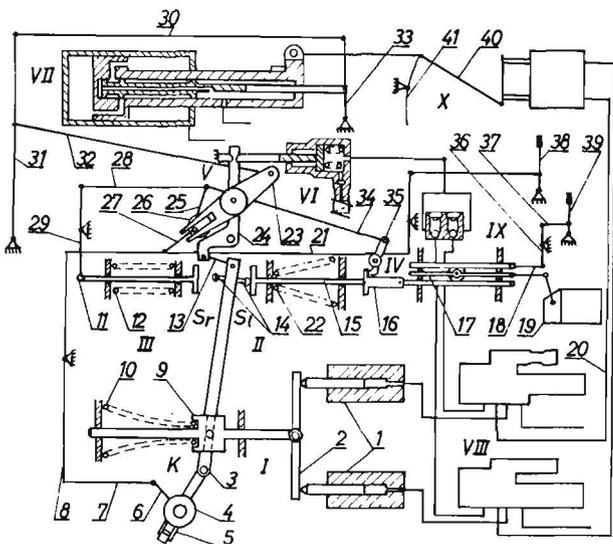
In dem Maße, wie der Zugwiderstand des Gerätes wächst, steigt auch der Öldruck im Getriebe, wodurch die Buchse 9 nach links verlagert wird. Die Gabel 3 dreht sich dabei auch nach links und ihre Lagerung, den Punkt K, und nimmt bei einem bestimmten Druck die Stellung  $S_1$  ein, die der maximalen Motorbelastung entspricht.

Bei weiterer Drucksteigerung wirkt die Gabel 3 auf den Überlastungsregler, der über ein Hebelsystem und dem Hydraulikverstärker die Förderleistung der Pumpe senkt. Bei Unterbelastung des Schleppers geht die Gabel 3 in die Stellung  $S_2$ , die einem Betrieb mit konstanter Geschwindigkeit bei  $Q \geq 45$  l/min und minimalem Wert von  $n$  entspricht.  $Q$  und  $n$  werden mit Hilfe der Gleichungen (9) bestimmt. Bei weiterer Belastungsminderung wirkt der Hebel 3 auf den Unterbelastungsregler. Hierbei wird die Bewegung des Stößels 15 durch die hyperbolische Feder 22 in eine reziproke Größe umgewandelt und verlagert die obere Zahnstange 17 eines Differentialmechanismus 17 nach rechts, wodurch die Motordrehzahl bei gleichzeitiger Steigerung der spezifischen Pumpenförderung verringert wird. Auf diese Weise entsteht ein Betrieb mit konstanter Schleppergeschwindigkeit bei optimaler Kombination der Größen  $q$  und  $n$  und minimalem Kraftstoffverbrauch. Bild 4 enthält auf die Zugkraft bezogene Kurven des spezifischen Kraftstoffverbrauchs des Geräteträgers S-102. Der Vergleich der beiden Kurvenscharen zeigt, daß der Kraftstoffverbrauch bei optimaler Steuerung und niedriger Schlepperzugkraft am geringsten ist und mit wachsender Zugkraft ansteigt.

Betriebliche Prüfungen des Geräteträgers S-102 bei der Gemüsesaat, Hackarbeiten und Heumahd zeigten, daß durch die automatische Steuerung die Leistung gegenüber der Handsteuerung um 15 bis 20 % und die Wirtschaftlichkeit um 10 bis 12 % gesteigert und die Arbeit des Schlepperführers wesentlich erleichtert werden.

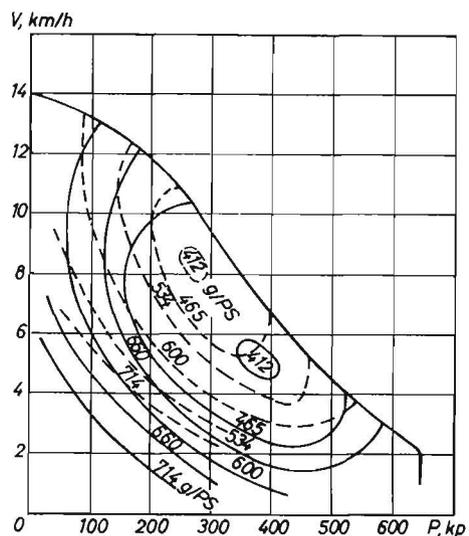
**Schrifttum:**

- [1] GEL'FAND, I.M. und S.V. FOMIN: Variationsrechnung. Fizmatgiz, 1961.
- [2] Hydraulische Getriebe moderner ausländischer Schlepper. Traktornoe i sel'skhozjajstvennoe masinstroenie, Serie XI. CINTIAM, 1962.
- [3] Howson, D.E.: "Journal of Agricultural Engineering Research", 1964, vol. 9, Nr. 3, p. 288-293.
- [4] FRUMKISS, I.V. und V.I. MININSON: Untersuchung hydraulischer Getriebe. Mechanisierung und Elektrifizierung, 1960, Nr. 3.



**Bild 3: Funktionsschema der automatischen Steuerung:**

1 = Meßwertgeber; 2 = summierender Hebel; 3 = Gabel; 4 = Regelfeder; 5 = Halterung; 6, 7 und 13 = Hebel; 8, 18, 21, 25, 27, 33, 34, 36 und 37 = Stangen; 9 = Buchse; 10 und 12 = Federn; 11 und 15 = Stößel; 14 und 24 = Anschläge; 16 und 35 = Anschlag und Hebelarm der Unterbelastungs-Korrigiervorrichtung; 17 = Differentialmechanismus; 19 = Dieselmotor-Regler; 20 = Hochdruck-Ölleitung; 22 = Feder des Unterbelastungsreglers; 23 = Gabel mit Schlitz; 26 = außermittige Achse; 28 und 29 = Hebel; 30 bis 32 und 40 bis 41 = Glieder des Rückwärtsgang-Mechanismus; 38 und 39 = Handgriffe für die Regelung der Schleppergeschwindigkeit und der Dieselmotor-Drehzahl.



**Bild 4:**

Veränderung des spez. Brennstoffverbrauches des Geräteträgers S-102 bezogen auf die Zugleistung bei optimaler Regelung der Kenngrößen  $q$  und  $n$  (ausgezogene Linie), sowie nur bei Regelung von  $q$  und maximaler Drehzahl  $n_{max}$  (gestrichelte Linien)

# Kornbewegung auf Mähdreschersieben

Der vorliegende Beitrag von Dr. d. techn. Wissensch. A. N. GUDKOV und Ingenieur N. A. LAZEBNYJ vom Wolgograder Landwirtschaftsinstitut ist die Übersetzung eines Aufsatzes, der in der sowjetischen Zeitschrift „Mechanisierung und Elektrifizierung“ 1967, H. 8, S. 17—19 erschienen ist.

Ob sich Körner auf einem Sieb bewegen oder nicht, hängt von dem Zusammenspiel der auf sie wirkenden Kräfte ab. Wenn die Bedingung  $l \geq S$  ( $l$  = Länge der Lenker;  $S$  = Schwingungsbreite) erfüllt wird, kann man die Kornbewegung in ortsfesten Getreidereinigungsmaschinen mit folgenden Gleichungen beschreiben:

Horizontalbeschleunigung des Kornes durch das Sieb

$$\ddot{x} = \Omega^2 \cdot r \cdot \cos \Omega t;$$

In Richtung der x-Achse wirkende Trägheitskraft des Kornes

$$U = m \cdot \ddot{x};$$

Korngewicht

$$G = m \cdot g.$$

Hierin ist

$\Omega$  Winkelgeschwindigkeit der Kurbel;

$r$  Kurbellänge;

$m$  Masse des Kornes;

$g$  Fallbeschleunigung.

Von diesen Kräften werden abgeleitet: die auf das Korn wirkende Normalkraft des Siebes, die Reibkraft  $F$  und die das Korn bewegende Kraft  $Q$  (Bild 1). Der Einfluß der Vertikalbeschleunigung auf das Korngewicht (ausgedrückt durch das Verhältnis der Vertikalbeschleunigung zur Fallbeschleunigung) bleibt unberücksichtigt, weil die Länge des Bogens mit dem Halbmesser  $l$  und die zugehörige Bogensehne des Siebweges  $S$  fast gleich sind. Die bekannte, die Kornbewegung auf dem Sieb betreibende Differentialgleichung hat für diesen Fall folgende Form:

$$\frac{1}{\cos \alpha \mp \sin \alpha \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{d^2 \xi}{dt^2} = \Omega^2 \cdot r \cdot \cos \Omega \cdot t - g \cdot \operatorname{tg} (\alpha \pm \varphi) \quad (1).$$

Ortsveränderliche Maschinen unterliegen beim Fahren über das Feld zusätzlichen dynamischen Belastungen, die durch die Feldunebenheiten hervorgerufen werden. Unsere Untersuchungen haben ergeben, daß diese durch Vertikalbeschleunigungen hervorgerufenen zusätzlichen Belastungen der Siebe der Mähdrescher SK-3 (SK-4) unter den normalen Arbeitsbedingungen des Wolgograder Gebietes bei  $\ddot{z} = 12 \dots 20 \text{ m/s}^2$  Werte von (1,2 ... 2,1)  $g$  erreichen können.

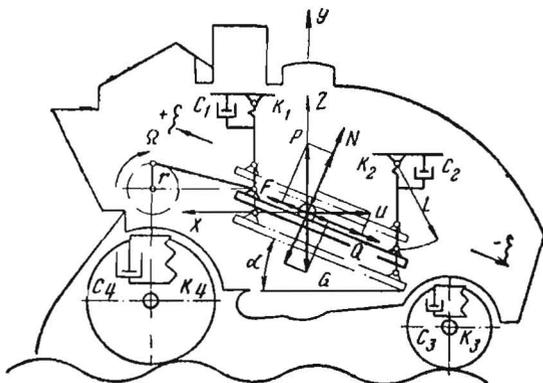


Bild 1:  
Schema der auf dem Mähdreschersieb wirkenden Kräfte.

Schwingungsfrequenzen und Größe der Vertikalbeschleunigungen hängen von der Güte der Feldbearbeitung, von Konstruktionswerten der Maschine und von der Fahrgeschwindigkeit ab. Das Beschleunigungsoszillogramm des Gestells und des Untersiebes des Mähdreschers SK-3 (Bild 2) zeigt, daß die Maschine auf einer Strecke von 25 m Schwingungen ausführen kann, die harmonischen Schwingungen nahe kommen. In diesem Oszillogramm ist die maximale Abweichung vom Schwingungsdauer-Mittelwert  $T_{mit} = 0,396 \text{ s}^{-1}$  nicht größer als 6,5%. Um jedoch den vorliegenden Artikel nicht mit Darlegungen über Schwingungsvorgänge am Mähdrescher zu überlasten, werden wir nur den Fall des Einwirkens eines einzelnen Impulses, d. h. nur das Hinüberfahren des Mähdreschers über eine einzelne Bodenunebenheit behandeln. Hierbei können die vom Gestell aufgenommenen Beschleunigungen  $\ddot{y}$  entweder ohne Änderung auf die Baugruppen übertragen oder gedämpft oder auch durch die Aufhängung verstärkt werden. Als Allgemeinfall soll angenommen werden, daß das Sieb einer Vertikalbeschleunigung  $\ddot{z}$  unterliegt und sie auf die Körner überträgt. Dann ist in Gl. (1) offensichtlich zur Größe  $G$  die Größe  $\ddot{z}$  hinzuzufügen, d. h. für den Augenblick  $t_1$  gilt

$$\frac{1}{\cos \alpha \mp \sin \alpha \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{d^2 \xi}{dt^2} = \Omega^2 \cdot r \cdot \cos \Omega \cdot t_1 - (g \pm \ddot{z}) \operatorname{tg} (\alpha \pm \varphi) \quad (2)$$

Um der Gleichung (2) eine für praktische Zwecke brauchbare Form zu geben, soll  $\ddot{z}$  unter Verwendung des Schemas von Bild 1 durch Konstruktionskennwerte der Maschine ausgedrückt werden. Das elastische Verhalten der Siebaufhängung kann im Allgemeinfall als linear angesehen werden. Dann kann das Gesetz der Bewegung des Siebes in der Richtung  $z$  mit folgender Gleichung beschrieben werden:

$$\ddot{z} = -2n(\dot{z} - \dot{y}) - \omega^2(z - y). \quad (3)$$

Hierin ist

$n$  ein bezogener Dämpfungsfaktor

$\omega$  die Kreisfrequenz der Eigenschwingungen des Siebes.

Bekanntlich kann bei Einwirkung eines einzelnen Impulses die Beschleunigung des Maschinengestells durch folgende Näherungsgleichung gut ausgedrückt werden:

$$\ddot{y} = \ddot{y}_x \sin \nu t. \quad (4)$$

Hierin ist

$\nu$  die Frequenz der erzwungenen Schwingungen

$\ddot{y}_x$  der Amplitudenwert der Vertikalbeschleunigungen.

Über die Genauigkeit der Näherung kann im vorliegenden Fall nach dem Oszillogramm (Bild 2) geurteilt werden. Die Größe  $\ddot{y}_x$  wird entweder analytisch nach bekannten Verfahren der Schwingungstheorie oder experimentell mit Hilfe von Beschleunigungsmessern bestimmt.

Setzt man in Gl. (3) für  $\ddot{y}$  und  $y$  die aus den Anfangsbedingungen ermittelten Werte ein, so erhält man nach zweimaligem Integrieren der Gleichung (4) und einigen Umformungen

$$\begin{aligned} \ddot{z} + 2n\dot{z} + \omega^2 z &= -\ddot{y}_x \frac{\omega}{\nu^2} \sin \nu t - \\ &- \ddot{y}_x \frac{2n}{\nu} \cdot \cos \nu t + \omega^2 t \left( \frac{\ddot{y}_x}{\nu} + \dot{y}_0 \right) + \\ &+ 2n \left( \frac{\ddot{y}_x}{\nu} + \dot{y}_0 \right) + \omega^2 y_0. \end{aligned} \quad (5)$$

Gl. (5) gilt sowohl bei einem einmaligen Impuls wie auch bei periodischem Krafteinwirken. Die unter Berücksichtigung der Anfangsbedingungen gefundene Lösung von Gl. (5) lautet

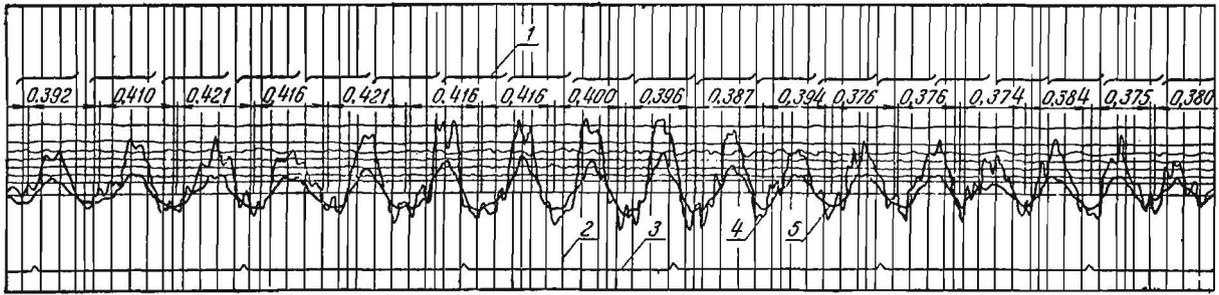


Bild 2:

Oszillogramm mit Kennwerten für die Siebaufhängung: 1 = Kurbeldrehung; 2 = Zeitmarken; 3 = Drehung eines angetriebenen Mähdrescherrades; 4 = Siebbeschleunigung; 5 = Beschleunigung des Mähdreschergestells.

$$z = \exp(-nt) \left\{ \cos \omega_0 \cdot t (z_0 - y_0 - \dot{y}_x \Theta_0 \cos \beta) + \frac{\sin \omega_0 t}{\omega_0} \left[ -\dot{y}_x (\Theta_0 r \sin \beta + \Theta_0 \cdot n \cdot \cos \beta + \frac{1}{r}) + \dot{z}_0 - \dot{y}_0 + n (z_0 - y_0) \right] \right\} + \dot{y}_x \Theta_0 \cos (rt - \beta) + t \left( \frac{\dot{y}_x}{r} + \dot{y}_0 \right) + y_0 \quad (6)$$

Hierin ist

$$\Theta_0 = \frac{\Theta}{\dot{y}_x} = \sqrt{\frac{[\omega^2 (\omega^2 - r^2) + 4n^2 r^2]^2 + 4n^2 r^6}{r^2 [(\omega^2 - r^2)^2 + 4n^2 r^2]}}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\omega^2 - n^2}$$

$\beta$  der Phasenwinkel;

$z_0, \dot{z}_0, y_0$  und  $\dot{y}_0$  sind die Werte, welche die Anfangsbedingungen bestimmen.

Läßt man das erste Glied von Gl. (6), das die schnell abklingenden Nebenschwingungen angibt, unberücksichtigt, so kann man annehmen, daß die Siebbewegung in der Vertikalebene durch folgende Gleichung beschrieben wird:

$$z = \dot{y}_x \Theta_0 \cos (rt - \beta) + t \frac{\dot{y}_x}{r} + \dot{y}_0 + y_0 \quad (7)$$

Um die Beschleunigung in Richtung  $z$  zu bestimmen, die das Sieb auf das auf ihm liegende Korn ausüben kann, muß Gl. (7) zweimal differenziert werden. Man erhält

$$\ddot{z} = r^2 \dot{y}_x \Theta_0 \cos (rt - \beta) \quad (8)$$

Jetzt kann man Gl. (2) in entwickelter Form aufschreiben:

$$\frac{1}{\cos \alpha \mp \sin \alpha \tan \varphi} \cdot \frac{d^2 \xi}{dt^2} \cdot \Omega = r^2 r \cos \Omega t - [g \pm r^2 \dot{y}_x \Theta_0 (\cos (rt - \beta) \tan (\alpha + \varphi))] \quad (9)$$

Das erste Glied von Gl. (9) gibt die horizontalen Siebbeschleunigungen an, die vom Kurbeltrieb hervorgerufen werden, und das zweite Glied die Vertikalbeschleunigungen, die infolge der Bodenunebenheiten entstehen.  $\varphi$  ist der Neigungswinkel des Siebes gegenüber der Horizontalebene und  $\alpha$  der Reibungswinkel.

Aus Gl. (9) ist zu ersehen, daß die Relativbewegung des Kornes auf den Sieben fahrender Maschinen von den Beschleunigungen  $\ddot{z}$  abhängt. Wenn z. B. im Augenblick  $t_i$  auf das Sieb die zusätzliche Beschleunigung (zusätzliche Belastung)

$$\ddot{z} = g = \pm 9,8 \text{ m/s}^2$$

wirkt, so wird das zweite Glied von Gl. (9) entweder gleich Null oder vergrößert sich auf das Doppelte.

Der Vorgang auf dem Sieb wird offensichtlich nicht nur von den zusätzlichen Beschleunigungen, sondern auch von den Winkeln der Phasenverschiebung zwischen Siebschwingung und Mähdrescherschwingung, d. h. durch Frequenzkurven

bestimmt. Da bei einem einzigen Phasenverschiebungswinkel eine praktisch unbegrenzte Anzahl von Varianten des betrachteten Vorganges möglich ist, wollen wir uns auf die Darlegung eines konkreten Beispiels beschränken. Das dafür gebrachte Diagramm (Bild 3) enthält Kurven, die die qualitative Bewertung der Kornbewegung auf dem Untersieb des Mähdreschers SK-3 bei einer Fahrgeschwindigkeit von 13,8 km/h ermöglichen. Diese umfassen einen Zeitraum von 0,396 s, d. h. eine Schwingung des Mähdreschers bei der Fahrt auf einem Feldstück, dessen Unebenheiten die im Oszillogramm (Bild 2) gezeigten Vertikalbeschleunigungen hervorrufen. Dem Oszillogramm ist zu entnehmen, daß der Reinigungsvorgang durch die Kurbeldrehzahl ( $n = 165 \text{ U/min}$ ) gekennzeichnet ist und die Vertikalbeschleunigungen des Siebes durch den Amplitudenwert  $\ddot{z}_r = 11,7 \text{ m/s}^2$  begrenzt werden. Die Reibzahl  $\alpha$  für die Reibung zwischen Korn und Sieboberfläche ist gleich Null und der Neigungswinkel des Siebes ist  $\varphi = 30^\circ$ .

In einer ortsfesten Maschine kann sich das Korn bei solchen Kennwerten nicht auf dem Sieb bewegen, weil die Relativbeschleunigung von der Differenz zwischen den Ordinaten der Geraden  $g \cdot \tan (\alpha \pm \varphi)$  und der Kosinuslinie  $\Omega^2 \cdot r \cdot \cos \Omega t$  der horizontalen Siebbeschleunigung abhängt.

Bei  $n = 165 \text{ U/min}$  schneiden sich die Gerade und die Kosinuslinie nicht (Bild 3). Das bedeutet, daß die Trägheitskraft  $U$ , die unter Berücksichtigung der Richtung der am Siebkasten angreifenden Kurbelstangenkraft und des Hebelarmverhältnisses der Anlenkung ermittelt wird, die vom Gewicht  $G$  abhängende Reibungskraft  $F$  nicht überwinden kann.

Beim fahrenden Mähdrescher wird jedoch während der Siebbewegung nach rechts unten das Korngewicht um den Wert

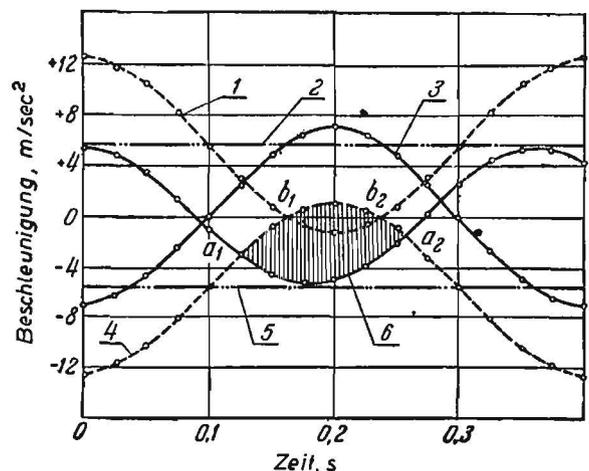


Bild 3:

Relativbeschleunigungen des Siebes:

1 =  $(g + \ddot{z}) \tan (\alpha + \varphi)$ ; 2 =  $g \tan (\alpha + \varphi)$ ; 3 =  $\ddot{z} \tan (\alpha \pm \varphi)$ ;  
4 =  $(g - \ddot{z}) \tan (\alpha - \varphi)$ ; 5 =  $g \tan (\alpha + \varphi)$ ; 6 =  $\Omega^2 \cdot r \cdot \cos \Omega \cdot t$

$P = m\ddot{z}$  verringert. Dadurch werden auch die Normalkraft  $N$  und mit ihr die Reibungskraft kleiner, so daß die Beziehung  $Q > F$  gilt. Das bedeutet, daß unter den Bedingungen, bei denen auf dem Sieb einer ortsfesten Maschine keine Kornbewegung eintritt ( $n = 165$  U/min;  $\alpha = 0$ ;  $\varphi = 30^\circ$ ), in einer fahrenden Maschine bei Vertikalbeschleunigungen ( $11,7$  m/s<sup>2</sup>) und bestimmten Phasenverschiebungen der Schwingungen ( $180^\circ$ ) Relativbewegung des Kornes einsetzt. Das bestätigen auch Zeitlupenaufnahmen.

Zeitlupenaufnahmen der Kornbewegung auf einem Sieb mit dicht geschlossenen Klappen ermöglichten es, die theoretischen Untersuchungen zu überprüfen und die Kornbewegung zu beobachten. Aufgenommen wurde eine Schicht schwarzen Kornes, die sich in der Gesamtmasse des Kornes über den Mittelteil des Untersiebs bewegte. Um die Daten der Relativbewegung bestimmen zu können, wurde an einer Längsseite des Siebrahmens eine Skala mit Teilungen von 67 mm aufgetragen. Als Beleuchtung wurden im Mähdrescher Aluminiumleuchten angebracht, die von 4 Akkumulatorbatterien für 12 V gespeist wurden. Die oszillographischen Aufnahmen und die Zeitlupenaufnahmen erfolgten bei allen Versuchen synchron.

Aus dem Beschleunigungsdiagramm (Bild 3) ist zu ersehen, daß sich das Korn während des zwischen den Punkten  $a_1$

und  $a_2$  liegenden Zeitabschnittes bewegt. Wenn die Kurbelstellung den Punkten  $b_1$  und  $b_2$  entspricht, befindet sich das Korn im Zustand der Schwerelosigkeit. Im Zeitraum zwischen  $b_1$  und  $b_2$  wird es unter Hochwerfen verlagert. Der Zahlenwert der Relativbeschleunigung kann aus dem Diagramm durch Multiplizieren der Größe  $\cos \alpha \pm \sin \alpha \ln \varphi$  mit der Differenz zwischen den Ordinaten der Kosinuslinie der horizontalen Siebbeschleunigung  $\Omega^2 \cdot r \cdot \cos \Omega \cdot t$  und der Kurve  $(g \pm \ddot{z}) \ln (\alpha \pm \varphi)$  ermittelt werden.

### Zusammenfassung

1. Die Bedingungen für die Kornbewegung auf den Sieben fahrender Getreidereinigungsmaschinen werden nicht nur von kinematischen Faktoren, der Siebneigung und der Reibung zwischen Korn und Sieboberfläche, sondern auch von Konstruktionsdaten der Mähdrescherfederung, den Elastizitätskennwerten der Siebaufhängung, dem Boden-Feinprofil und der Fahrgeschwindigkeit der Maschine bestimmt.
2. Über die quantitativen Änderungen der Kornbewegung auf den Sieben kann nach den Frequenzkurven der erzwungenen Schwingungen der Maschine geurteilt werden.

## Verstärkung der Körnerabscheidung auf Horden-Strohschüttlern

Der vorliegende Aufsatz von Kandidat der technischen Wissenschaften N. V. FILATOV und Ingenieur P. G. CHABRAT vom Unionsforschungsinstitut für Mechanisierung und Elektrifizierung der Landwirtschaft ist eine Übersetzung aus der sowjetischen Fachzeitschrift „Mechanisierung und Elektrifizierung“ 25 (1967) H. 6, S. 22—26.

In Mähdreschern werden für das Sichten des Dreschgutes Horden-Strohschüttler verwendet. Bekanntlich wachsen auch bei nur geringer Steigerung des Durchsatzes über den Optimalwert die Körnerverluste im Stroh auf das Zwei- bis Dreifache. Akademiemitglied I. F. VASILENKO erklärt das damit, daß der Sichtvorgang nach der Exponentialfunktion

$$y = q e^{-\mu x} \quad (1)$$

erfolgt.

Hierin ist:

$y$  = Körnergehalt im Stroh in der Längsrichtung des Strohschüttlers;

$\mu$  = Sichtzahl;

$q$  = Körnergehalt im Stroh am Anfang des Strohschüttlers;

$x$  = auf dem Strohschüttler zurückgelegter Weg des Dreschgutes.

Man kann annehmen, daß die Menge des nicht abgeschiedenen Kornes im Stroh merklich abnimmt, wenn bei optimalem

oder etwas über dem Optimum liegendem Durchsatz die Korndurchlässigkeit des Strohs erhöht wird.

Diese Annahme überprüften wir im Labor und auf dem Felde mit Versuchen, bei denen die groben Fraktionen des Dreschgutes auf einem Strohschüttler mit doppeltem Boden zusätzlich abgesiebt wurden (Bild 1). Wir verwendeten dazu eine normale (serienmäßig hergestellte) Horde des Mähdreschers SK-4, auf die wir zusätzlich ein oberes Sieb mit großen Sieblöchern aufgesetzt hatten.

Die Sichtzahl wurde aus der prozentualen Abscheidung in der betrachteten Sichtzone nach folgender Gleichung bestimmt:

$$\mu = \frac{\Delta y_z}{100 \cdot l_x} \quad [1/\text{cm}] \quad (2)$$

Hierin ist:

$\Delta y_z$  = die prozentuale Abscheidung von Körnern oder Spreu und feinen Strohteilen in der Sichtzone (Menge der Abscheidung in der Sichtzone in Prozenten der auf den Anfang der Sichtzone gelangten Menge);

$l_x$  = Länge der Zone (Länge der ersten Zone 73,2 cm, der übrigen Zonen je 36,6 cm).

In Bild 2 sind die Ergebnisse von Versuchen mit dem Versuchsstrohschüttler und einem normalen Strohschüttler zusammengefaßt, die unter folgenden Bedingungen durchgeführt wurden: Durchsatz des Strohs ohne Korn 2,6 und 2,56 kg/s; Korn-Stroh-Verhältnis 1:2,0 und 1:2,02; mittlere Kornfeuchte 16,0 und 13,5%; mittlere Strohfeuchte 13,5 und 15,0%. Die gebrochenen Linien 3 zeigen, daß die Abscheidung von Spreu und kleinen Strohteilen bei dem Versuchsstrohschüttler um 30% größer ist als beim normalen Schüttler. Die Sichtzahlen für Spreu und kleine Strohteile (Linien 4 und 5) kommen auf dem Hauptteil der Horde einer konstanten Größe nahe, daher kann die Gesetzmäßigkeit des Abscheidens dieser Bestandteile wie beim Korn durch eine Exponentialfunktion ausgedrückt werden. Strohteile von 5 bis 10 cm Länge (Kurven 6) werden auf dem Versuchsstrohschüttler fünfmal stärker abgeschieden als auf dem normalen Schüttler.

Dadurch wird die Kornabscheidung erhöht (Kurven 2).

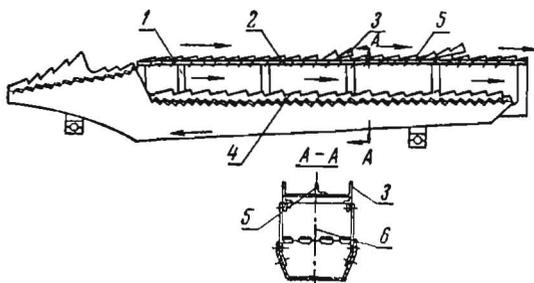


Bild 1

Schema eines Doppelboden-Strohschüttlers: 1 = seitliche Stützen; 2 = oberer Siebboden; 3 = Zackenleiste des oberen Siebbodens; 4 = seitliche untere Zackenleiste; 5 = mittlere Zackenleiste des oberen Siebbodens; 6 = mittlere Zackenleiste des unteren Siebbodens.

Bild 3 zeigt die Ergebnisse ähnlicher Versuche, bei denen der Durchsatz auf dem Versuchstrohschüttler 2,36 kg/s und auf dem normalen Schüttler 2,39 kg/s betrug. Der normale Schüttler sichtete 13% weniger Spreu und kleine Strohteile ab. Wie aus den Kurven 4, 5, 6 und 7 zu ersehen ist, werden zusätzlich hauptsächlich Spreu und Strohteile bis zu 5 cm Länge abgeschieden. Aus dem Vergleich der gebrochenen Linien 1 in Bild 2 und 3 folgt, daß Spreu und kurze Strohteile, die in den Raum zwischen den beiden Siebböden des Versuchsschüttlers gelangten, die Gesetzmäßigkeit der Sichtung nicht verzerren. Folglich vollzieht sich die Sichtung dieser Bestandteile ebenfalls nach dem Gesetz einer Exponentialfunktion.

Filmaufnahmen mit 300 Bildern in der Sekunde ergaben, daß der Abstand von 190 bis 200 mm zwischen dem oberen und unteren Sieb des Versuchstrohschüttlers für eine freie Verteilung der Strohteile voll ausreicht. Auf das untere Sieb gefallene Halme lagern sich fast horizontal und bewegen sich allmählich zum Hordenende.

Die Versuchsergebnisse zeigten, daß der Durchgang des Kornes durch die Strohschicht nach der von Akademiemitglied I. F. VASILENKO entwickelten Sichttheorie berechnet werden kann. Hierbei muß der Einfluß der feinen Fraktionen auf die Größe der Zwischenräume zwischen den Strohhalmen berücksichtigt werden. Wir bringen ein Beispiel einer derartigen Berechnung. Ausgangsdaten: Getreidezufuhr zum Dreschwerk des Mähdreschers SK-4 3,54 kg/s; Korn-Stroh-Verhältnis 1:1,89, woraus sich für den Trohschüttler ein Strohdurchsatz von  $Q_s = 3,54 \cdot 0,655 = 2,32$  kg/s ergibt.

Das Stroh enthält 6,5% Spreu, 10,0% Strohteile mit einer Länge von 5 bis 10 cm, und 11,7% Strohteile mit einer Länge bis 5 cm; Trohschüttlerbreite  $B_s = 1,2$  m, Strohschüttlergeschwindigkeit auf dem Trohschüttler  $v_s = 0,4$  m/s; Strohdichte  $\gamma_s = 25$  kg/m<sup>3</sup>; Strohfeuchte 15,1%; Kornfeuchte 14,5%; die Größe der Spreuteilchen ist der Korngröße gleich, weil die Spreu hauptsächlich aus Kornspelzen besteht.

Da die feineren Bestandteile hauptsächlich vom oberen Sieb abgeschieden werden, beträgt das Gewicht des das Raummittler bildenden Strohs

$$Q'_s = 2,32 - \frac{2,32 (6,5 + 11,7 + 10,0)}{100} = 1,665 \text{ kg}$$

Dicke dieser Strohschicht

$$H_s = \frac{Q'_s}{B_s v_s \gamma_s} = \frac{1,665}{1,2 \cdot 0,4 \cdot 24} = 0,14 \text{ m} \quad (3)$$

Gesamtdicke der aufgelockerten Schicht

$$H_l = H_s + H \quad (4)$$

Hierin ist

$H$  = maximale Flughöhe des Strohs nach dem Hochwerfen durch die Horde.

$$H = \frac{v_0 \sin^2 \beta}{2g} + r \sin(\omega t_1 - \alpha_1) + r \quad (5)$$

Hierin ist:

$v_0$  = Geschwindigkeit der Strohschicht im Augenblick des Ablöses von der Horde;

$$v_0 = r \frac{\pi n}{30} = \frac{0,05 \cdot 3,14 \cdot 195}{30} = 1,02 \text{ m/s};$$

$r = 0,05$  m — Kurbelhalbmesser;

$g$  = Fallbeschleunigung;

$$\beta = 90 - (\omega t_1 - \alpha_1) \quad (6)$$

$\beta$  = Winkel zwischen Geschwindigkeitsvektor  $v_0$  und der Horizontalen;

$\omega t_1$  = Winkel der Kurbeldrehung, bei dem sich die Strohschicht auf der Horde ablöst;

$\alpha_1$  = Winkel der Trohschüttlerneigung zur Horizontalebene.

Wenn sich die oberen Strohschichten früher als die unteren ablösen, kann man bekanntlich setzen

$$\omega t_1 = 50^\circ \text{ und } \alpha_1 = 12^\circ.$$

Dann ist

$$\beta = 52^\circ.$$

Durch Einsetzen dieser Werte in Gl. (5) erhält man

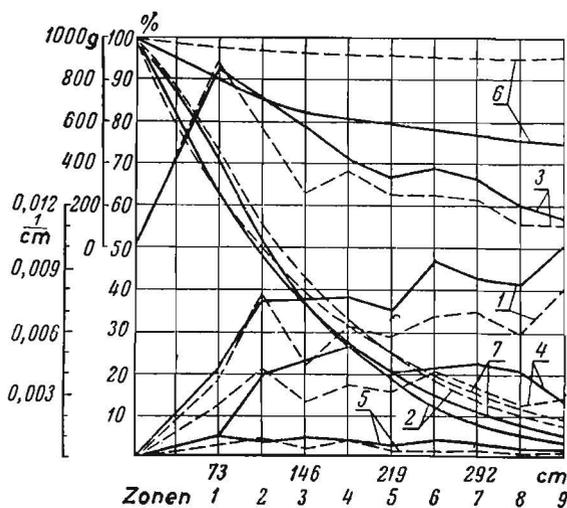


Bild 2

Stärke der Absiebung von Korn und Stroh längs des Versuchsschüttlers (ausgezogene Linien) und eines normalen Schüttlers ohne Untersieb (gestrichelte Linien); 1 = Korn-Sichtzahl; 2 = in die Sichtzone eingetretene Kornmenge (in Prozenten des gesamten dem Trohschüttler zugeführten Kornes); 3 = Abscheidung des Kornes in den einzelnen Sichtzonen; 4 = Spreu-Sichtzahl; 5 = Sichtzahl für Stroh bis 10 cm Länge; 6 = in die Sichtzone eingetretene Menge von Stroh mit 5 bis 10 cm Länge (in Prozenten des dem Trohschüttler zugeführten Strohs der gleichen Länge); 7 = Gehalt von Korn im Stroh längs des Schüttlers (errechnete Werte).

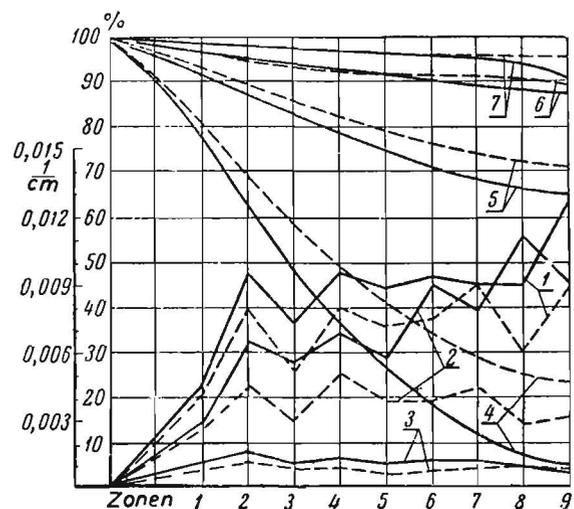


Bild 3

Abscheiden von Korn, Stroh und Spreu in den einzelnen Sichtzonen längs des Versuchsschüttlers mit Unter- und Obersieb (ausgezogene Linien) und eines normalen Trohschüttlers (gestrichelte Linien); 1 = Korn-Sichtzahl; 2 = Spreu-Sichtzahl; 3 = Sichtzahl für Strohteile bis 5 cm Länge; 4 = in die Sichtzone eingetretene Spreumenge (in Prozenten der gesamten dem Trohschüttler zugeführten Spreumenge); 5 = in die Sichtzone eingetretene Menge von Strohteilen mit einer Länge bis 5 cm (in Prozenten der dem Trohschüttler zugeführten Gesamtmenge von Strohteilen der gleichen Länge); 6 = das Gleiche für 5 bis 10 cm; 7 = das Gleiche für 10 bis 15 cm.

$$H = \frac{1,02 \sin^2 52^\circ}{2 \cdot 9,81} + 0,05 \sin (50 - 12)^\circ + 0,05 = 0,12 \text{ m}$$

und

$$H_l = 0,14 + 0,12 = 0,26 \text{ m.}$$

Nach Versuchsergebnissen beträgt bei 10 bis 80 cm langen Strohhalmen die mittlere Länge 38,7 cm. Es soll angenommen werden, daß der Weg, den das Stroh in einer Sekunde zurücklegt, dieser Länge (d. h. abgerundet 0,4 m) gleich ist. Das mittlere Gewicht eines Strohhalmes von 35 bis 50 cm Länge beträgt 0,45 g. Dann werden bei einem Durchsatz von 1,665 kg/s dem Strohschüttler in der Sekunde zugeführt

$$n_s = \frac{1,665}{0,45} = 3700 \text{ Stück/s.}$$

Aus dem Ausdruck

$$B_s H_l = \pi R^2 n_s$$

ergibt sich der Halbmesser des Kreises der Auflockerung um einen Strohalm

$$R = \sqrt{\frac{B_s H_l}{\pi n_s}} = \sqrt{\frac{1,2 \cdot 0,26}{3,14 \cdot 3700}} = 5,19 \text{ mm} \quad (7)$$

Der Zwischenraum zwischen den Strohhalmen, zwischen denen Körner, Spreu und kleine Strohteile hindurchgehen, beträgt

$$2a = 2R - d = 2 \cdot 5,19 - 3 = 7,28 \text{ mm} \quad (8)$$

Hierin ist

$d = 3 \text{ mm}$  = der mittlere Durchmesser eines Weizen-Strohhalmes.

Die Wahrscheinlichkeit für das Hindurchgehen der feinen Fraktionen durch die Strohschicht bestimmen wir für die horizontale und vertikale Lage der Fraktionsteilchen nach folgender Gleichung der Wahrscheinlichkeitstheorie:

$$K = 1 - p \quad (9)$$

Hierin ist

$p$  = die Wahrscheinlichkeit dafür, daß Korn, Spreu oder kleine Strohteile von den Strohhalmen zurückgehalten werden;

$k$  = die Wahrscheinlichkeit des konträren Vorganges, d. h. dafür, daß Korn, Spreu oder kleine Strohteile durch die Strohschicht hindurchgehen.

Es ist aber

$$p = \frac{S}{\pi a} \quad (10)$$

Hierin ist

$S$  = der halbe Umfang eines gewölbten Körpers, im vorliegenden Fall eines Kornes, eines Spreuteilchens oder eines Strohteils.

Alle feinen Fraktionen gehen gleichzeitig durch die Strohschicht hindurch. Die Wahrscheinlichkeit für das gemeinsame Eintreten dieser unabhängigen Ereignisse wird durch das Produkt ihrer Wahrscheinlichkeiten ausgedrückt:

$$p(k_1 k_2 k_3) = p_1(k_1) \cdot p_2(k_2) \cdot p_3(k_3) \quad (11)$$

Hierin sind

$p_1(k_1)$ ,  $p_2(k_2)$  und  $p_3(k_3)$  die Wahrscheinlichkeiten für das Durchgehen von Strohteilen von 5 bis 10 cm Länge, von Strohteilen bis 5 cm Länge und von Spreu durch die Strohschicht.

Durch Einsetzen der entsprechenden Zahlen erhält man  $p(k_1 k_2 k_3) = 0,297 \cdot 0,337 \cdot 0,539 = 0,0538$ .

Die Sieblöcher sind 112 mm lang und 60 mm breit. Es wird angenommen, daß infolge der Wechselwirkung der benachbarten Horden und des freien Dreschgutfalls die betrachteten Fraktionen mit gleicher Wahrscheinlichkeit relativ zum Sieb horizontale und vertikale Lagen einnehmen. Daher kann man das Hindurchgehen durch einen Strohschüttler mit

60 mm breiten und 112 mm langen Sieblöchern als unabhängige Ereignisse betrachten und die Berechnung unter Anwendung der oben dargelegten Verfahren der Wahrscheinlichkeitstheorie durchführen. Wenn die bis 5 cm langen Teile eine mittlere Länge von 2,5 cm und die 5 bis 10 cm langen Teile eine mittlere Länge von 7,5 cm haben (Versuchsergebnisse), ist die gemeinsame Wahrscheinlichkeit für das Durchgehen feiner Fraktionen durch das Hordensieb

$$k_{II} = 0,435 \cdot 0,78 \cdot 0,915 = 0,31$$

und für das Durchgehen durch das Stroh und das Hordensieb

$$k' = 0,31 \cdot 0,0538 = 0,0167.$$

Nach den vorliegenden Versuchsergebnissen kann man annehmen, daß die Sichtzahl für Stroh und Spreu (Bild 2 und 3) konstant ist und den gleichen Wert hat wie die Sichtzahl für Korn:

$$\mu = \frac{k'}{v_s t_s} = \frac{0,0167}{40 \cdot 0,307} = 0,00136 \text{ 1/cm} \quad (12)$$

Hierin ist

$t_s = 0,307 \text{ s}$  = die Zeitspanne zwischen zwei Hochwürfen.

Die Menge der durchgesiebten Strohteile von 5 bis 10 cm Länge beträgt nach Gl. (1)

$$y_s = q e^{-\mu L} = 0,6067 q.$$

Hierin ist

$L = 366 \text{ cm}$  = die Strohschüttler-Länge.

Das bedeutet, daß auf der gesamten Strohschüttler-Länge 39,33 % der Strohteile von 5 bis 10 cm Länge abgeschieden werden, die im Ausgangsmaterial vorhanden waren.

Die Versuche ergaben (Bild 2 und 3), daß die Kornzahl des Versuchsstrohschüttlers höher ist als die Kornzahl des normalen Strohschüttlers und daß sie vom Anfang bis zum Ende des Schüttlers ansteigt. Um die Abscheidung des Kornes auf einem beliebigen Bereich der Horde zu bestimmen, muß man vorher die Menge der durchgegangenen Strohteile von 5 bis 10 cm Länge ermitteln und danach die Kornzahl für diesen Bereich errechnen. Der Halbmesser des Kreises der Auflockerung um einen Strohalm am Ende des Strohschüttlers wird nach dem oben angegebenen Ausdruck berechnet, wobei  $n_s$  unter Berücksichtigung des nicht abgeschiedenen Teils der Teilchen von 5 bis 10 cm Länge berechnet wird. Entsprechend seiner Zusammensetzung bestehen 10 % des Dreschgutes, d. h. 0,232 kg/s aus Strohteilen von 5 bis 10 cm Länge und von einer mittleren Masse von 0,0255 g.

Ihre Zahl beträgt

$$n_s = \frac{232}{0,0255} = 9110 \text{ Strohteile.}$$

Bei einer Kurbel-Drehzahl von 195 U/min ergibt dies je Kurbeldrehung in einer Sekunde

$$\frac{9110 \cdot 6}{195} = 2800 \text{ Strohteile.}$$

Unter der Voraussetzung, daß die Verteilung der Strohteile von 5 bis 10 cm Länge über den ganzen Schichtquerschnitt gleichmäßig ist, kann man annehmen, daß auf die Strecke der während eines Hochwurfs erfolgenden Verlagerung des Strohs etwa 2 Strohteile der genannten Länge entfallen, die einen langen Strohalm ersetzen, woraus sich  $2800 : 2 = 1400$  lange Strohhalme ergeben. Die Gesamtzahl der Halme, durch die das Korn am Ende der Horde hindurchtritt, ergibt sich aus folgender Rechnung:

$$\begin{aligned} 1400 \cdot 0,3933 &= 550 \text{ Halme} \\ 3700 + 1400 &= 5100 \text{ Halme} \\ 5100 - 550 &= 4550 \text{ Halme} \end{aligned}$$

Dann ist

$$R = \sqrt{\frac{B_s H_s}{\pi n_s}} = \sqrt{\frac{1,2 \cdot 0,26}{3,14 \cdot 4550}} = 4,7 \text{ mm}$$

Hieraus folgt:

$$2a = 2 \cdot 4,7 - 3 = 6,4 \text{ mm und } a = 3,2 \text{ mm.}$$

Die Wahrscheinlichkeit dafür, daß ein Korn bei horizontal liegender Achse durch die Strohschicht hindurchtritt, beträgt

$$p = \frac{6}{3,14 \cdot 3,2} = 0,596,$$

$$k = 1 - 0,596 = 0,404$$

und bei vertikal liegender Achse

$$p = \frac{4,71}{3,14 \cdot 3,2} = 0,469$$

$$k = 1 - 0,469 = 0,531.$$

Das ergibt eine mittlere Wahrscheinlichkeit von

$$k = \frac{0,531 + 0,404}{2} = 0,467.$$

Diese Wahrscheinlichkeit ist bedingt, weil angenommen wurde, daß das Abscheiden des Kornes gleichzeitig mit einem anderen Ereignis, dem Abscheiden der Strohteile von 5 bis 10 cm Länge, erfolgt. Die gemeinsame Wahrscheinlichkeit für das Abscheiden von 5 bis 10 cm langen Strohteilen und Korn ist

$$p(DB) = p(D) \cdot p\left(\frac{B}{D}\right). \quad (13)$$

Hierin ist:

$p(D)$  die Wahrscheinlichkeit für das Abscheiden von Strohteilen von 5 bis 10 cm Länge und bis 5 cm Länge;

$p\left(\frac{B}{D}\right) = 0,467$  die bedingte Wahrscheinlichkeit für das Abscheiden von Korn.

Die Wahrscheinlichkeiten für das Abscheiden von Stroh und Korn fallen zusammen, wenn sich die Strohteile von 5 bis 10 cm Länge in senkrechter Lage befinden. Die Wahrscheinlichkeit für das Abscheiden von Korn ist geringer, weil nach der Definition der abhängigen Ereignisse zuerst die Strohteile von 5 bis 10 cm Länge abgeschieden werden. Gl. (13) weist demnach auf die Abhängigkeit der Kornabscheidung von der Sättigung der aus langen Halmen bestehenden Strohmasse mit kleinen Strohteilen hin.

Das Abscheiden der Strohteile von 5 bis 10 cm Länge ist seinerseits ein unabhängiges Ereignis bezüglich der Strohteile von 5 bis 10 cm Länge und Spreuteilchen, die in großer Anzahl vorhanden sind, deren Sichtung man als konstant wirkenden Faktor ansehen kann. Wie die Kurven für die Sichtzahlen (Bild 2 und 3) zeigen, sind die Spreuteilchen sehr beweglich und wirken auf die Kornabscheidung viel weniger als die Strohteile bis 5 cm Länge. Man kann annehmen, daß dieser Einfluß ungefähr dem Verhältnis zwischen den Ordinaten für die Spreu- und Kornabscheidung proportional ist, das (unter Berücksichtigung der verschiedenen starken Spreuabsiebung längs der Horde) für den Versuchstrohschüttler 0,85 und für den normalen Strohschüttler 0,7 beträgt. Dann ist die Wahrscheinlichkeit für das Abscheiden der 5 bis 10 cm langen Strohteile

$$p(AC) = p(A) \cdot p(C) \quad (14)$$

Hierin ist:

$p(C) = 0,675$  = die Wahrscheinlichkeit für das Abscheiden der bis 5 cm langen Strohteile bei vertikaler Lage;

$p(A) = 0,594$  = das gleiche für Strohteile von 5 bis 10 cm Länge

$$p(AC) = 0,594 \cdot 0,675 = 0,4.$$

Wenn man

$$p(AC) = p(D) \quad (15)$$

setzt, erhält man unter Einsetzen der Zahlenwerte in Gl. (13):

$$p(DB) = 0,4 \cdot 0,467 = 0,186.$$

Für die Wahrscheinlichkeit des Durchganges von Korn durch die Strohschicht und das Obersieb der Versuchshorde gilt

$$E = P(DB) \eta m. \quad (16)$$

Hierin ist

$\eta = 0,85$  = der Koeffizient des Einflusses der Spreu auf die Kornabscheidung;

$m$  = die Wahrscheinlichkeit des Korndurchganges durch das Obersieb.

Es ist

$$m = l \varepsilon \quad (17)$$

Hierin ist

$l = 0,85$  = die freie Siebfläche (Summe der Sieblöcherflächen unter Berücksichtigung des Siebrahmens, an den die Körner anprallen und dadurch erneut auf das Sieb gelangen können;

= 0,945 = die Wahrscheinlichkeit des Durchganges des Kornes durch die Obersieblöcher.

Setzt man die entsprechenden Zahlenwerte in Gl. (16) ein, so erhält man

$$E = 0,186 \cdot 0,85 \cdot 0,945 \cdot 0,85 = 0,127.$$

Die Sichtzahl für einen Hochwurf beträgt

$$\mu = \frac{E}{v_s t_s} = \frac{0,127}{0,307 \cdot 40} = 0,01035 \text{ 1/cm.}$$

Dann werden vom Korn auf dem Obersieb

$$y_s = q e^{-366 \cdot 0,01035} = 2,25 \text{ \%}$$

nicht abgeschieden.

Nach den Versuchsdaten betragen die Kornverluste auf dem Obersieb bei optimalem Durchsatz 78 bis 86 % der Gesamtverluste des Strohschüttlers. Die Verluste auf dem Untersieb kann man mit einem Beiwert  $f = 1,2$  erfassen. Dann sind die Gesamtverluste des Versuchsschüttlers

$$y_s = 2,25 \cdot 1,2 = 2,7 \text{ \%}$$

Bei Laboruntersuchungen waren sie nicht höher als 2,1 % und betragen 0,29 % des gesamten dem Dreschwerk zugeführten Kornes.

Für den normalen Strohschüttler wurden ähnliche Berechnungen mit folgenden Ausgangsdaten durchgeführt: tatsächliche Dreschleistung des Dreschwerkes 3,43 kg/s; Korn-Stroh-Verhältnis 1 : 1,98; Spreugehalt des Dreschgutes 7,85 %; Gehalt an Strohteilen von 5 bis 10 cm Länge 9,25; Gehalt an Strohteilen mit einer Länge bis 5 cm 11,6 %; Strohfeuchte 17,5 %; Kornfeuchte 16,92 %; Länge der Sieblöcher 57 mm; Breite der Sieblöcher 18 mm. Es wurde ermittelt: Wahrscheinlichkeit der Kornabscheidung 0,754, Kornverluste 6,41 %. Tatsächlich betragen die Verluste 5,06 % und umgerechnet auf die gesamte dem Dreschwerk zugeführte Kornmenge 0,59 %.

Feldversuche mit dem mit einem Versuchstrohschüttler ausgerüsteten Mähdrescher SK-4 bestätigten im allgemeinen die Laboruntersuchungen: Im Vergleich mit dem normalen Strohschüttler verringerten sich die Verluste um 33 bis 50 %, wobei sich die Arbeit der Reinigung nicht verschlechterte.

## Zusammenfassung

1. Das Abscheiden von Spreu und kleinen Strohteilen folgt sowohl auf dem normalen Strohschüttler des Mähreschers SK-4 wie auch auf dem Doppelboden-Versuchsstrohschüttler dem Gesetz einer Exponentialfunktion.

2. Vergrößerung der Abscheidung von Spreu und kleinen Strohteilen auf dem Obersieb um 30 % erhöht die Abscheidung von 5 bis 10 cm und 10 bis 15 cm langen Strohteilen etwa auf das Fünffache. Infolge der größeren Durchlässigkeit der aus langen Halmen bestehenden Strohmasse auf dem Obersieb sinken die Kornverluste um 33 bis 50 %.

## Die Zerstörung der Bodenkluten und des Kartoffeldamms in den Kartoffelrotern

Der vorliegende Beitrag von Ingenieur P. K. BELEVIĆ vom Zentralen Forschungsinstitut für Mechanisierung und Elektrifizierung der Landwirtschaft der Nichtschwarzerdezone der UdSSR, ist eine Übersetzung eines Aufsatzes, der in der sowjetischen Zeitschrift „Mechanisierung und Elektrifizierung“ 1967, H. 8, S. 29—30 erschienen ist.

In den Kartoffelrotern werden zur Zerstörung der Bodenkluten sowohl statische, dynamische und schwingende Kräfteinwirkungen als auch ihre Kombinationen angewendet. Die angewendete Kraft ist bei der dynamischen Zerstörung größer als bei der statischen. Auch die Belastung der Knollen ist bei der dynamischen Klutenzerstörung größer und die Knollen werden stärker beschädigt.

Die für das Zerstören einzelner Kluten lehmiger Böden anzuwendende statische Kraft ist bei optimaler Feuchtigkeit 36 bis 40 % niedriger als die zulässige Belastung einer Kartoffelknolle mittlerer Größe [1]. Scheinbar müßte das ausreichen, um die Kluten ohne Beschädigung der Knollen zerdrücken zu können. Das ist jedoch weder bei sehr harten, von der Dammoberfläche stammenden Kluten, noch bei weichen Kluten, die sich neben Knollen oder Steinen befinden, möglich.

Je höher der Ertrag der Kartoffelernte ist, umso mehr Boden gelangt in die Maschine und umso schlechter arbeiten die die Kluten zerstörenden Vorrichtungen. Untersuchungen haben ergeben, daß es zweckmäßiger ist, den Kartoffeldamm vor Erreichen der Sichtwerkzeuge der Maschine zu zerstören, als ein Gemisch von Knollen und Kluten innerhalb der Maschine einer Kräfteinwirkung zu unterziehen.

Es soll hier das Einwirken einer statischen Belastung auf den Kartoffeldamm vor dem Unterfahren durch die Rodewerkzeuge untersucht werden. Um die Betrachtungen zu vereinfachen, soll der Kartoffeldamm als homogener, ein kontinuierliches System bildender Körper angesehen werden, dem eine angreifende Kraft über Berührungspunkte von Teilchen zu Teilchen übertragen wird. Je mehr Berührungspunkte vorhanden sind, umso größer ist der Bodenwiderstand gegen die Kräfteinwirkung und umso geringer ist die Bodenverformung. Als Ergebnis einer äußeren statischen Belastung tritt zunächst eine dichtere Ballung (Annäherung) der Teilchen ein. Mit steigender Belastung vollziehen sich im Kartoffeldamm gleichzeitig zwei entgegengesetzt wirkende Vorgänge. Erstens verringert sich die

Porosität des Damms, wodurch sowohl die Anzahl der Berührungspunkte als auch die Elementarkraft  $dF$  zwischen den Teilchen bei konstanter Verformung  $d\varepsilon$  wachsen:

$$dF = \delta_1 F d\varepsilon \quad (1)$$

Hierin ist

$\delta_1$  eine konstante Größe.

Die gegenseitige Annäherung der Teilchen wird vom Anwachsen der zwischen ihnen wirkenden Kräfte [2] begleitet. Damit wächst die Festigkeit des Kartoffeldamms und die Teilchen werden so verlagert, daß ihr chaotischer Zustand in einen stabilen Zustand übergeht. Wenn keine Überlastungen vorliegen, werden die Poren in solchen Fällen gleich. Unter dem Einfluß der Belastung wird bei lehmigen Böden der Kartoffeldamm verformt. Seine Struktur ändert sich [3], er kann jedoch als Ganzes erhalten bleiben. Bei Sandböden wird der Kartoffeldamm zerstört, weil die dichtere Ballung nicht durch Annäherung, sondern durch Krümelung der Teilchen entsteht.

Zweitens können unter dem Einfluß einer äußeren Kraft Teilchen verschoben oder herausgedrückt werden oder andere Verformungen des Kartoffeldamms eintreten, durch welche die Festigkeit des Damms und die Anzahl der Berührungspunkte abnehmen. Im Endergebnis kann bei einer bestimmten Belastung  $F_m$  völlige Zerstörung eintreten, bei der  $d$  beliebig groß und

$$dF = \delta_2 (F_m - F) dr \quad (2)$$

ist.

Hierin ist

$\delta_2$  eine konstante Größe.

Bei den vorhandenen Kartoffelrotern geschieht die statische Einwirkung auf den Kartoffeldamm durch Druckwalzen mit glattem Stahlmantel, dessen Form dem Profil des Kartoffeldamms entspricht. Dadurch werden die unteren Schichten des Kartoffeldamms allseitig gedrückt. In den Arbeiten [3] und [4] wird angegeben, daß hierbei keine Zerstörung der Bodenstruktur eintritt. Folglich muß eine solche Form der Walzen

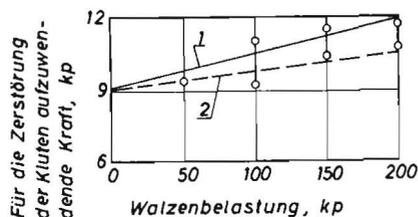


Bild 1:

Abhängigkeit der nach dem Durchgang der Damm-Andrückwalze für die Klutenzerstörung aufzuwendenden Kraft von der Walzenbelastung: 1 = Walze mit glattem Mantel; 2 = Walze mit Gittermantel.

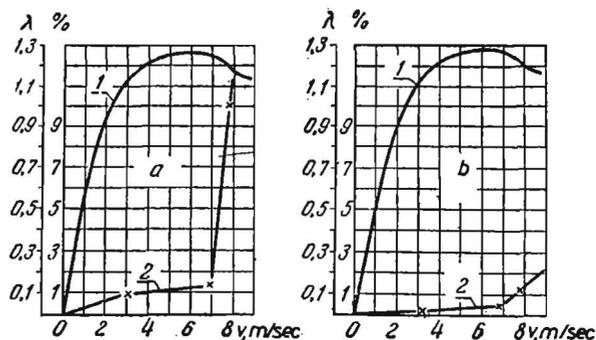


Bild 2:

Experimentell ermittelte Abhängigkeiten der Knollenbeschädigung und des Lockerungsgrades des Kartoffeldamms von der Umfangsgeschwindigkeit der Schaufeln der einreihigen (a) und zweireihigen (b) Stabwalze: 1 = Lockerungsgrad des Kartoffeldamms; 2 = Knollenbeschädigung in %.

gefunden werden, die den Kartoffeldamm nicht verdichtet, sondern lockert.

Experimentelle Untersuchungen nicht angetriebener Walzen, die frei auf den Kartoffeldämmen mit einer Belastung von 50, 100, 150 und 200 kp rollen, zeigten (Bild 1), daß die mittlere für das Zerstören der Bodenkluten aufzuwendende Kraft nach dem Anwalzen des Kartoffeldamms mit einer glatten Walze mit wachsender Walzenbelastung stärker ansteigt als nach dem Anwalzen mit einer gitterförmigen Walze. Wenn die Belastung der glatten Walze 200 kp erreicht hatte, war die Festigkeit fast aller Proben gleich und etwa so groß, wie die maximale Festigkeit der Proben ohne Anwalzen. Dadurch wird bestätigt, daß sich die Struktur des Kartoffeldamms unter dem Einfluß frei auf dem Kartoffeldamm rollender Walzen ändert.

Wenn die Spannungen in der Dammoberfläche die Festigkeit des Bodens übersteigen, wird die oberste Schicht, wie festgestellt worden ist, an den Stellen der Teilchenverschiebung durch die hinüberrollenden Walzen zerstört. Hierbei vergrößert sich die Dicke der zerstörten Schicht mit wachsender Belastung. Da beide Vorgänge gleichzeitig erfolgen, ist nach Gl. (1) und (2)

$$dF = \delta (F_m - F) F d\epsilon \quad (3)$$

Hierin ist

$\delta$  eine konstante Größe.

Die Möglichkeit des Zerstörens des Kartoffeldamms durch dynamische, also schlagartige Einwirkungen wurde mit einer Versuchseinrichtung geprüft, die aus Rodescharen und hinter ihnen angeordneten auswechselbaren Schaufeltrommeln bestand. Die Drehrichtung der Trommeln war so gewählt worden, daß die Schaufeln von unten in den dichtesten und festesten Teil des Kartoffeldammes hineinschlugen.

Die durch die Schaufeltrommeln erzielbare Lockerung des Kartoffeldamms wurde mit folgendem Kennwert für den Lockerungsgrad des Kartoffeldammes bestimmt:

$$\lambda = \frac{D_{mit.Anf.}}{D_{mit.Lock.}} \quad (4)$$

Hierin ist

$D_{mit.Anf.}$  mittlere Größe der Bodenkluten vor der Einwirkung der Schaufeltrommel;

$D_{mit.Lock.}$  mittlere Größe der Bodenkluten nach der Einwirkung der Schaufeltrommel.

Die experimentell erhaltenen Abhängigkeiten des Lockerungsgrades und der Knollenbeschädigung von der Schaufelgeschwindigkeit bei Stabtrommeln und sandigem Lehm von 13,2 bis 16,3 % Feuchte sind in Bild 2 dargestellt. Aus dem Diagramm folgt, daß der Maximalwert von  $\lambda$  bei einer Umfangsgeschwindigkeit von etwa 7 m/s eintritt. Bei weiterem Anwachsen der Umfangsgeschwindigkeit verringert sich  $\lambda$ , während die Knollenbeschädigungen stark steigen. Diese Beschädigungen sind bei einer zweireihigen Stabtrommel geringer als bei einer einreihigen. (Die unter Stabreihe verhindert das Durchsieben der feineren Bodenfraktionen, deren Schutzwirkung dadurch stärker zur Geltung kommt).

Schwingungen können den Widerstand des Kartoffeldamms gegen äußere Belastungen infolge Verringerung der Reibungskräfte zwischen den Teilchen herabsetzen. Da die Schwingungsbeschleunigungen an verschiedenen Stellen des Kartoffeldammes ungleich sind, ändert sich der innere Widerstand von Stelle zu Stelle. Wenn das Feld der Schwingungsbeschleunigungen im Kartoffeldamm durch die Funktion  $i(x, y, z)$  bestimmt wird, so ist die innere Reibungszahl an einer bestimmten Stelle des Damms

$$i_i = f [i(x, y, z)]. \quad (5)$$

Hierin ist

$i$  das Verhältnis zwischen Schwingungsbeschleunigung und Fallbeschleunigung.

In geschütteten Böden hört die Verdichtung bei 1100 Schwingungen/min auf und es beginnt die Lockerung, die mit steigender Schwingungsfrequenz anwächst [5]. Theoretische Untersuchungen [6] und Versuche [7] haben ergeben, daß die Schwingungen mit wachsender Tiefe allmählich abnehmen. Um den Kartoffeldamm gut zu zerstören, muß demnach das Arbeitswerkzeug auf seinen ganzen Querschnitt einwirken.

#### Schrifttum:

- [1] BURMISTROV, M.F. u. a.: Die physikalischen Eigenschaften landwirtschaftlicher Pflanzen. Sel'hozgiz, 1956.
- [2] BIŠOP, A. und HUNKEL, D.: Bestimmung der Bodeneigenschaften durch dreidimensionale Prüfung. Gosstrojizdat, 1961.
- [3] HARHUTA, N. JA.: Maschinen für die Bodenverdichtung. Theorie, Berechnung und Konstruktion. Mašgiz, 1955.
- [4] GORJAČKIN, V. P.: Gesammelte Werke, Band 3. Sel'hozgiz, 1940
- [5] GOŇČAROV, I.F. und SERGEV, P.A.: Vibrationsmaschinen im Bauwesen. Mašgiz, 1963
- [6] IVANOV, I.I.: Zur Frage der Ausführung technischer Bodenprüfungen. Sammelwerk CUTM, Folge 13, 1936.
- [7] PIGULEVSKIJ, M.CH.: Physikalische Eigenschaften lockerer Straßenaustoffe, Transpečat'. Volkskommissariat der Verkehrswege, 1929

## Der Schlepper von heute und seine zukünftige Entwicklung

Die folgenden Ausführungen sind Abschnitte aus einem Vortrag von HEINZ SPEISER, der am 10.9.66 im Haus der Technik, Essen, im Rahmen einer Vortragsreihe gehalten wurde, die geschlossen im Heft 108 der Schriftenreihe „Haus der Technik-Veröffentlichungen“ erschienen ist.

### Vom Motor

Als Motor im Ackerschlepper hat sich der Dieselmotor heute weltweit durchgesetzt. Die Betriebssicherheit, die Lebensdauer, die Einfachheit der Bedienung lassen kaum noch Wünsche offen.

Die Frage „Luft- oder Wasserkühlung“ hat sich entschärft, seit Dauerflüssigkeiten verwendet werden, die große Hitze und strenge Kälte völlig gefahrenfrei aushalten, so daß auch die Flüssigkeitskühlung kaum noch einer Wartung bedarf.

Wird der Dieselmotor in absehbarer Zeit verbessert oder abgelöst? Für ständige Verbesserungen, die vor allem das Verbrennungsverfahren, also den Brennstoffverbrauch betref-

fen, sorgt schon der Konkurrenzkampf. Geräuscharmheit, Ölverbrauch, Verschleißfestigkeit sind ebenso ständig weitere Ziele des Konstrukteurs.

Eine Ablösung des Dieselmotors durch eine andere Kraftmaschine ist in absehbarer Zeit nicht zu erwarten. Vor wenigen Jahren wurde ein amerikanischer Versuchsschlepper vorgestellt, bei dem der Kraftstoff unmittelbar in elektrischen Strom umgewandelt wird. Dementsprechend war der Schlepper mit Elektromotor ausgerüstet. Ein elektromotorischer Antrieb wäre ideal für einen Schlepper, weil er durch einen günstigeren Drehmomentenverlauf sehr elastisch ist. Das an sich bekannte Verfahren der unmittelbaren, nicht thermischen Verwandlung der Energie, bei dem die Umwandlungsverluste sehr viel geringer sind als bei der Verbrennung des Kraftstoffes im Dieselmotor, steckt aber wirtschaftlich noch so tief in den Kinderschuhen, daß hierdurch eine Ablösung des Dieselmotors noch nicht in Jahrzehnten zu erwarten ist.

Auch ein Versuchsschlepper mit Antrieb durch Gasturbine ist schon gelaufen. Ein wirtschaftlicher Erfolg ist auch hier

noch nicht abzusehen. Die andere moderne Entwicklung eines rotierenden Motors, der Kreiskolbenmotor, steht als Dieselmotor ebenfalls noch in den allerersten Kinderschuhen, wobei gerade in letzter Zeit große prinzipielle Schwierigkeiten erkannt wurden.<sup>1)</sup>

### Vom „Fahrkomfort“

Viele der heutigen Fortschritte im Schlepperbau müssen unter dem Gesichtspunkt der Bedienungserleichterung und der größeren Bequemlichkeit für den Fahrer gesehen werden, z. B. die Kühlungsfragen, das Streben nach Schallerleichterung, die Probleme des Gerätekoppelns. Was noch fehlt, sind entscheidende Fortschritte in der Erleichterung der Frontladerbedienung, die heute noch eine der schwersten Männerarbeiten im landwirtschaftlichen Betriebsablauf sind: Schalten, Fahren, Lenken, Steuern, Werkzeugbetätigung (Ladung aufnehmen), Heben, Fahren, Steuern, Werkzeugbetätigung (Ladung abkippen oder abschieben), sind Arbeitsfolgen, die in Sekundenschnelle aufeinanderfolgen oder sogar zeitlich übereinandergelagert sind. Hydraulische Hilfen sind nur beim Hubvorgang und beim Abschieben der Ladung selbstverständlich, weil nicht zu umgehen. Hydraulische Steuerhilfen, hydraulisches Reversieren für Vor- und Rückwärtsfahrt, hydraulische Werkzeugbetätigung sind nicht üblich, jedoch zunehmend in Einführung begriffen. Es ist eine Kostenfrage.

Auf dem Gebiet der physiologisch besseren Anordnung der Bedienungsgriffe liegen grundlegende Untersuchungen der Max-Planck-Gesellschaft vor, die aber teils aus modischen Gründen (Neigung der Steuersäule) teils aus vertretbaren technischen Gründen, nicht voll zum Tragen kommen können. Besser steht es mit der Ausbildung des Fahrersitzes. Die Untersuchungen des genannten und anderer Institute, wie auch der Industrie selbst, haben gute Früchte getragen. Bei der Sitzausbildung, seiner Durchfederung und Schwingungsdämpfung, geht es auch unmittelbar um die Vermeidung von Gesundheitsschäden. Die Arbeiten vor allem des Max-Planck-Institutes sind sehr eindrucksvoll und sollten den Weg in die Praxis schneller finden.

Im Wege steht wieder eine „Mode“: der sogenannte „Reitsitz“, bei dem sich die Füße des Fahrers über das Getriebegehäuse gespreizt unterhalb der Getriebeoberfläche abstützen. Dadurch wird die notwendige Durchfederung des Sitzes eingengt, die Feder muß zu hart werden. Die Forderungen an den Sitz können aber gemildert werden, wenn die Landgemeinden entscheidend etwas zur Verbesserung der Wirtschaftswege tun. In Deutschland gibt es ca. 150 000 km solcher Wirtschaftswege, die ausgebaut werden sollen. Davon sind z. Z. schon über 50 000 km fertiggestellt. Da jährlich etwa 6 000 km befestigt werden, wird die Landwirtschaft in 15 Jahren über ein hervorragendes Netz von Wirtschaftswegen verfügen. Sie kommt damit dem Techniker in einem sehr dankenswerten Maße entgegen, freilich zum eigenen gesundheitlichen Vorteil, dem sich aber auch wirtschaftliche Vorteile anschließen, z. B. schnellere Fahrmöglichkeit.

Aufgrund schwedischer Erfahrungen wird z. Z. in Zusammenarbeit mit der Berufsgenossenschaft und in der Normengruppe des Landmaschinen- und Schlepperverbandes die Möglichkeit geprüft, wie das Wetterschutzverdeck zugleich als Unfallschutzverdeck ausgebildet werden kann. Im gebirgigen Deutschland kommen jährlich eine Anzahl Todesfälle und schwere Verletzungen durch Umschlagen des Schleppers vor. Ein Verdeck, das vor allem das Überschlagen eines umgekippten Schleppers verhindert und das nicht selbst eingedrückt wird, kann viele Unfälle mildern und Gefahren entschärfen.

<sup>1)</sup> Nach neueren Informationen wird die Weiterentwicklung nunmehr in der „Technischen Entwicklungsstelle der Fraunhofer-Gesellschaft“ unter Wankels persönlicher Leitung betrieben.

### Ausblicke

Wenn man die Entwicklung des Schleppers bis heute verfolgt und aus dieser Entwicklung versucht, Leitlinien für eine zukünftige Gestaltung des Schleppers zu geben, so dürften folgende Punkte wichtig sein:

Die Verbesserung des Fahrkomforts steht an erster Stelle. Alle Baugruppen des Schleppers sind hierdurch betroffen: Motor, Getriebe, Bedienungsbereich. Es folgen die stetigen Bestrebungen des Ingenieurs nach Verbesserung des Betriebes.

Vielleicht sieht in 20 Jahren ein Schlepper ganz anders aus als heute, zwar nicht äußerlich, denn die Standardform, die jetzt 50 Jahre alt ist, wird sich kaum ändern, wie sie sich auch im Auto kaum ändern wird. In den Bauelementen aber zeichnen sich doch wesentliche Fortschritte ab. Vielleicht wird der Motor ein Elektromotor sein. Dann wird das Getriebe weitgehend durch die elektrischen Schaltelemente ersetzt sein. Die Zellen zur Kraftstoffumwandlung in elektrische Energie werden hoffentlich einen nicht zu großen Raumbedarf haben.

Ist dieses Wunschbild zu kühn, so werden insbesondere hydraulische Hilfen die Bedienung noch mehr vereinfachen. Sie werden auch die betriebswirtschaftliche Nutzung des Schleppers verbessern durch bessere Angleichung der Fahreigenschaften an die optimale Zugkraft-Geschwindigkeitskurve, wobei mit Sicherheit der Wirkungsgrad des Schleppers von der Aufnahme der Energie, die im Kraftstoff enthalten ist, über Motor, Getriebe und Bereifung bis zur Energieabgabe am Zughaken verbessert wird.

### Schrifttum:

- 1) BERGMANN, H.: „Lohnt sich eine Erhöhung der Schleppergeschwindigkeit?“, Landtechnik 17 (1962) 11 S. 400—404
- 2) COENENBERG, H.-H.: „Einige Grundbedingungen und Möglichkeiten für die automatische Regelung stufenloser Getriebe in Schleppern“, Landtechnische Forschung 11 (1961) 4 S. 104—107
- 3) DIETRICH, H.: „Stufenlose Schleppergetriebe im Einsatz“, Landtechnik 19 (1964) 10 S. 324—334
- 4) DUPUIS, H.: „Schleppersitz-Untersuchungen mit Hilfe eines servo-hydraulischen Schwingungssimulators“, Landtechnische Forschung 16 (1966) 5 S. 163—171
- 5) DUPUIS, H.: „Frequenzanalyse mechanischer Schwingungen in 3 Richtungen am Schleppersitz“, Landtechnische Forschung 15 (1965) 5 S. 144 bis 150
- 6) DUPUIS, H.: „Zur Bewertung der Schwingbeanspruchungen bei Fahrern von Ackerschleppern und Landmaschinen im praktischen Einsatz“, Landtechnische Forschung 14 (1964) 5 S. 145—149
- 7) FELDMANN, F.: „Gedanken zum stufenlosen Schleppergetriebe“, Landtechnik 19 (1964) 14 S. 543—546
- 8) FRANKL, R.: „Ackerschlepper — technisch gesehen“, Landtechnik 16 (1961) 23 S. 802—806
- 9) HASSELGRUBER, H.: „Maßnahmen zur Verbesserung der Laufruhe von Verbrennungskraftmaschinen, insbesondere von Schleppermotoren“, Grundlagen der Landtechnik 15 (1965) 1 S. 2—10
- 10) HASSELGRUBER, H.: „Die Anwendung der Hydrostatik im Landmaschinen- und Ackerschlepperbau“, Landtechnische Forschung 15 (1965) 1 S. 1—10
- 11) KÄMMERLING, H.-J.: „Die Schlepper von heute“, Landtechnik 18 (1963) 8 S. 211—213
- 12) KIENE, W.: „Entwicklung einer Ersatzfahrbahn zur Prüfung des Sitzkomforts auf Ackerschleppern“, Landtechnische Forschung 15 (1964) 4 S. 116—119
- 13) KIENE, W.: „Zur Prüfung des Sitzkomforts von Ackerschleppern im Rahmen der technischen Prüfung“, Landtechn. Forschung 13 (1963) 1 S. 10—16
- 14) KLIEFOTH, F.: „Was bedeuten die neuen unter Last zu schaltenden Getriebe für den Schlepperbetrieb?“, Landtechnik 20 (1965) 21 S. 722 bis 734
- 15) KLIEFOTH, F.: „Schlepper 1966 — wirtschaftlich und technisch“, Landtechnik 21 (1966) 8 S. 228—236, „Spezialität: Schwere Schlepper“, Landtechnik 21 (1966) 10 S. 380—382
- 16) MEYER, H. u. H. SKALWEIT: „Schlepperentwicklung — Normung“, Landbauforschung Völknerode 12 (1962) 2 S. 37—41
- 17) MÜNCKE, L. u. H. SCHERER: „Schnellkupplernormung“, Landtechnik 21 (1966) 9 S. 304 ff
- 18) SCHÜNKE, U.: „Stufenlose Schleppergetriebe im Einsatz“, Landtechnik 19 (1964) 10 S. 324—334
- 19) SCHÜNKE, U.: „Die Schlepperbauarten — arbeitswirtschaftlich gesehen“, Landtechnik 19 (1964) 11 S. 406—412

- [20] SCHÜNKE, U.: „Schnellkupplungen — Untersuchungen über den Kupplungsvorgang“, Landtechnische Forschung 15 (1965) 1 S. 12—15
- [21] SCHULZ, H.: „Anforderungen des Frontladers an den Schlepper“, Landtechnische Forschung 11 (1961) 1 S. 21—26
- [22] SONNEN, F.-J.: „Einfluß einiger Bauvorschriften der Verkehrsgesetzgebung auf Ackerschlepper und Landmaschinen“, Landtechnik 17 (1962) 11 S. 404—410
- [23] SPEISER, H.: „Fünzig Jahre Landtechnik“, Landtechnik 12 (1957) 23/24 S. 709—715
- [24] SPEISER, H.: „Arbeiten mit dem Pflegeschlepper“, Mitteilungen der Max-Eyth-Gesellschaft zur Förderung der Landtechnik (1932) November Nr. 7
- [25] WERNER, L.: „Die Bedeutung des Frontladers“, Landtechnische Forschung 11 (1961) 1 S. 10—13
- [26] WERNER, L. u. H. SCHULZ: „Der Frontlader und seine Arbeitsgeräte“, Landtechnische Forschung 11 (1961) 1 S. 14—21
- [27] WREDE, G.: „Stufenlose Schleppergetriebe im Einsatz“, Landtechnik 19 (1964) 10 S. 324—334

## MAX-EYTH-GESELLSCHAFT

### Mitgliederversammlung der Max-Eyth-Gesellschaft zur Förderung der Landtechnik am 29. 11. 67 in Kassel

Die Mitgliederversammlung wählte am 29. 11. 67 Herrn DR. AHLGRIMM, der in seiner Funktion als vom KTL in den Vorstand der MEG „delegiertes“ Mitglied zurückgetreten war, ohne Gegenstimmen als „gewähltes“ Mitglied in den Vorstand. Er trat damit an die Stelle des leider verstorbenen, langjährigen Vorstandsmitgliedes Prof. Dr. C. H. DENCKER. Die Stelle des vom KTL in den Vorstand der MEG zu delegierenden Herren wurde noch nicht neu besetzt.

Weiter wurde Herr Oberbaurat a. D. DR.-ING. ERICH SCHILLING, Rodenkirchen bei Koin, auf einstimmigen Beschluß der Versammlung zum Ehrenmitglied der Max-Eyth-Gesellschaft ernannt und zwar wegen seiner großen Verdienste um die Förderung des landtechnischen Nachwuchses. Herr Dr. SCHILLING hat die Grundlagen für diese besonders wichtige Aufgabe im Rahmen der MEG gelegt, auf denen in Zukunft weitergebaut werden wird.

### Sitzung des Vorstandes der MEG am 30. 11. 67 in Kassel

Der Vorstand wählte mit allen Stimmen bei einer Enthaltung Herrn DR. AHLGRIMM zum Vorsitzenden und Herrn PROF. DR. PREUSCHEN zu seinem Vertreter. Der Vorstand besteht nun aus folgenden Herren:

Herrn DR. F. AHLGRIMM, Vorsitzender. Herrn PROF. DR. PREUSCHEN, stellv. Vorsitzender als von der Studiengesellschaft für landw. Arbeitswirtschaft delegiertes Mitglied. Herrn Min.-R. K. SCHMITT, BML, als vom KfK delegiertes Mitglied. Herrn PROF. DR. A. KÖSTLIN, als von der ALB delegiertes Mitglied. Herrn Min.-Rat. Dipl.-Ing. ISSELSTEIN, Herrn F. LACHENMAIER, Herrn Obering. B. FLERLAGE, Herrn Hochschuldozent DR. H. EICHHORN, von der Mitgliederversammlung gewählte Mitglieder.

### Stiftung für die MEG

Anlässlich seines 80. Geburtstages, der am 15. 12. 67 in Harsewinkel festlich begangen wurde, stiftete der Jubilar, Herr Dr. h. c. AUGUST CLAAS, der Max-Eyth-Gesellschaft einen Betrag von 100 000,— DM, der für die Förderung des landtechnischen Nachwuchses von ihm bestimmt worden ist.

Diese großzügige Spende wird es der MEG ermöglichen, ihre Planungen auf diesem Gebiet erheblich auszuweiten und sie noch wirksamer zu gestalten.

## Aus der Arbeit des KTL

### Zusammenlegung von DEULA-Schulen

Die DEULA-Schule Baden-Württemberg in Nürtingen unterhielt in Ravensburg eine Zweigstelle, die zusammen mit dem Schmiedeverband im Jahre 1953 errichtet wurde. Es sollten an dieser Schule nicht nur Landwirte, sondern auch Landhandwerker auf Landmaschinen geschult werden. Der Schmiedeverband hat inzwischen eine eigene Schule errichtet, so daß der letztere Zweck in Ravensburg nicht mehr zu erfüllen war.

Nach Schließung der DEULA-Schule in Nürtingen ist in Kirchheim unter Teck eine neue, größere DEULA-Schule Baden-Württemberg errichtet worden, die Anfang des Winters ihren Betrieb aufnehmen konnte. Im Monat April 1968 ist diese Schule voll einsatzfähig. Da die DEULA-Schule in Ravensburg regelmäßig einen Zuschuß erforderte, weil ihre Kapazität nicht groß genug war, sind Überlegungen angestellt worden, wie die Kurse von Ravensburg weitergeführt werden können. Nach Fühlungnahme mit dem Ministerium für Ernährung, Landwirtschaft, Weinbau und Forsten in Stuttgart und den Regierungspräsidien in Tübingen und Freiburg kam man zu dem Ergebnis, daß diese Kurse in Kirchheim unter Teck weiterzuführen sind. Der Vorstand des KTL hat der Schließung der Schule in Ravensburg zugestimmt. Sie wird ihre Tätigkeit daher mit dem 31. März 1968 einstellen. (KTL)

## SCHRIFTTUM

### Landmaschinenlehre

Leitfaden für Studierende der Landwirtschaft, Band II, HEINRICH HEYDE u. a., VEB Verlag Technik Berlin, Ausgabe 1967, 558 Seiten, 460 Bilder, 25 Tafeln. Format 16,5×27 cm, Kunstleder, Preis 32,40 M (Ost).

Wir haben den I. Band dieses Lehrbuches in Heft 1, 1967 dieser Zeitschrift ausgiebig und lobend gewürdigt. Der II. Band ist gleichermaßen systematisch und wohl geordnet aufgezogen, so daß man auch hier einen Abschnitt über ein bestimmtes Gebiet schnell findet. — Obwohl die Verfasser bestrebt sind, mehr das Grundsätzliche an der Landtechnik herauszustellen, gelingt es ihnen doch, auch die neuesten Entwicklungen darzustellen. So ist in diesem Band, der insbesondere die Ernte und Ernteaufbereitung, daneben Sondergebiete, Viehhaltung und Instandhaltung behandelt, z. B. das Scheibenschneidwerk und der Flugzeugeinsatz ausführlich dargestellt. Beim letzteren fällt die gründliche, zusammenfassende Darstellung auf. In seiner Systematik hervorzuheben ist auch der Abschnitt über Maschinenarbeit am Hang. Dieses so problematische Teilgebiet ist wohl noch nirgends so prägnant behandelt worden. Auch die übrigen Kapitel sind in ihrer Prägnanz beachtenswert, obgleich aus unserer Sicht manches Kapitel zu stark betont ist (Häckseldrusch!).

### Beobachtungen an Laufhofställen mit Selbstfütterung für Milchvieh

von Diplomlandwirt Dr. C. VOGT und Diplomlandwirt W. NORDHAUSEN.

KTL-Berichte über Landtechnik Nr. 101, herausgegeben vom Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft, 146 Seiten, DIN A 5, Hellmut Neureuter-Verlag Wolfratshausen, 1966, Preis: DM 7,—.

In einer Zeit, in der die Wirtschaftlichkeit der Rindviehhaltung vielfach in Frage gestellt ist, muß man es dankbar

begrüßen, wenn Wege und Möglichkeiten aufgezeigt werden, den mittelbäuerlichen Futterbaubetrieben über neue Stallhaltungsformen sogar einen Unternehmergewinn zu ermöglichen.

Nicht mit wissenschaftlicher Genauigkeit, sondern an Hand von zweijährigen, sehr eingehenden Beobachtungen in vier praktischen Betrieben Norddeutschlands werden die Auswirkungen nach Umstellung auf Laufstallhaltung mit Selbstfütterung beim Rindvieh beschrieben. Die sich hierbei ergebenden Probleme werden eingehend angesprochen. Alle Fragen konnten dabei nicht restlos geklärt werden. Es war aber auch Zweck dieser Arbeit, die umfangreichen Beobachtungsergebnisse möglichst schnell einem breiten Kreis von Praktikern, Beratern und der Fachindustrie zur Verfügung zu stellen.

Von den Verfassern wurde unterstellt, daß bei sachgemäßer Handhabung in Flachsilos eine Silage zu gewinnen ist, die allen Qualitätsansprüchen gerecht wird. Die notwendigen Maßnahmen und Erfordernisse für diese Behauptung werden ausführlich dargelegt.

Im weiteren wird das Verhalten der Milchkühe im Laufstall mit Selbstfütterung behandelt. In Skizzen, Zeichnungen und Fotos werden die einzelnen Stallteile der Laufhofställe gezeigt. Ausführlich wird über Anlage und Bau von Flachsilos, die Ausführungen der Freßgitter und die Melkstände berichtet. Größe und zweckmäßige Form der Liegehalle und die Ausführung der Liegeboxen werden in weiteren Kapiteln behandelt.

Die Preise für die Kosten der baulichen Veränderungen wurden zusammengestellt und ergeben aufschlußreiche Hinweise. Ein weiterer Abschnitt befaßt sich mit dem Arbeitszeitbedarf und Arbeitszeitaufwand.

Auf Grund der zweijährigen Beobachtungen sind von den Verfassern eine Vielzahl interessanter Erfahrungen und Anregungen gesammelt worden.

Im Durchschnitt der untersuchten Betriebe hat die Laufstallhaltung mit Selbstfütterung zu einer geringen Steigerung der Milchmenge und auch des Fettgehaltes geführt, so daß gefolgert werden kann: Die „Primitiv“-Haltung der Milchkühe in Laufhofställen mit Selbstfütterung — mit ihren Folgemaßnahmen — kann die Wirtschaftlichkeit der Rindviehhaltung in größeren Futterbaubetrieben erhöhen.

Dr. Schwarz

### **Flüssigmistverfahren in der Rindvieh- und Schweinehaltung**

VON G. BLANKEN, DR. W. HAMMER, DR. W. RÜPRICH UND DR. C. TIETJEN.

KTL-Flugschrift Nr. 15, herausgegeben vom Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft, Frankfurt am Main, 160 S. und 142 Abb., DIN A 5, Hellmut Neureuter-Verlag, Wolfratshausen, 1966, Preis: DM 5,—.

Der Zwang der Landwirtschaft, auf arbeitswirtschaftlichem Gebiet immer stärker zu rationalisieren, hat die einstreulose Aufstellung stark in den Vordergrund des Interesses gerückt. Dabei hat der Mähreschereinsatz diese Entwicklung vorangetrieben und gefördert.

Der Praktiker muß über die Flüssigmistverfahren wissen, „wie es geht“ und „unter welchen Bedingungen es geht“. Auch über diese Fragen will die Flugschrift Auskunft geben. In dankenswerter Teamarbeit ist diese Abhandlung von sachkundigen Autoren vom Max Planck-Institut für Landwirtschaft und Landtechnik, Bad Kreuznach, aus dem Institut für Humuswirtschaft der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode, und vom Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft, Frankfurt am Main, verfaßt worden. Technische Möglichkeiten und alle Probleme der Flüssigmistmischung im Anbindestall und bei Spaltenböden werden

eingehend behandelt, die Funktionselemente der Kotrostverfahren untersucht und außerdem die baulichen und technischen Voraussetzungen für Flüssigmistmischung in Rindviehlaufställen beschrieben.

Alle mit dem Flüssigmistproblem zusammenhängenden Fragen unterziehen die Verfasser einer kritischen Betrachtung.

Zum Schluß werden dann noch arbeitswirtschaftliche Grundlagen, Arbeitsbedarfszahlen und das wichtige Gebiet des Kapitalbedarfs behandelt.

Die Anwendung von Flüssigmist wird ebenfalls besprochen. Praktiker, Berater und die entsprechende Fachindustrie finden in dieser Flugschrift wertvolle Hinweise auf arbeits- und bautechnischem Gebiet. Dabei wird gesichertes Wissen und Problemhaftes von einander getrennt und geordnet. Schw

## **ZUM ABSCHLUSS**

### **Stimmen zur technischen Entwicklung in der deutschen Landwirtschaft**

Die Technik in der Landwirtschaft hat gegenüber dem Strukturwandel der Landwirtschaft einen zeitlichen Vorlauf bekommen, der besorgniserregend ist. Dieser Vorlauf wird wie ein Magnet auch die Betriebsstrukturen ändern bis zur Wiederherstellung des Gleichgewichts.

RICHARD EY

Es ist erfreulich zu beobachten, daß die jüngere Generation in der BR weit mehr geneigt ist, den Realitäten, mit denen sich die Landwirtschaft täglich, insbesondere durch die technische Entwicklung, konfrontiert sieht, Rechnung zu tragen. In dieser Beziehung verdient eine Studie größte Beachtung, die unter dem Titel „Landwirtschaftliche Familienbetriebe — Analyse und Möglichkeiten“ von der Deutschen Landjugendakademie in Fredeburg veröffentlicht worden ist. In der Studie wird einmal festgestellt, daß die Zahl der Familienbetriebe in der bisherigen Definition, die unter den gegebenen Preis- und Absatzverhältnissen das Paritätseinkommen erwirtschaften können, wesentlich kleiner ist als die Zahl derer, die dazu nicht in der Lage ist. Die Studie stellt weiter fest, daß durch eine Aufstockung allein die Probleme auch nicht zu lösen sind. Es sollte daher an neue Unternehmensformen gedacht werden, z. B. an Betriebszusammenschlüsse. Das bedeute naturgemäß eine Verringerung der Arbeitskräfte in der Landwirtschaft und die Aufgabe bisher selbständiger Betriebe. Man kann dieser Auffassung nur zustimmen. Über die möglichen Rechtsformen solcher Zusammenschlüsse wird man sich noch eingehend unterhalten müssen. Für den Zusammenschluß einiger weniger Betriebe wird die Gesellschaft bürgerlichen Rechts ausreichen. Für die Bewirtschaftung eines Zusammenschlusses, in den nur das tote Inventar eingebracht und der Grund und Boden gepachtet wird, erscheint die GmbH möglich. Für den Zusammenschluß einer größeren Zahl von kleineren Betrieben, bei denen zwangsläufig auch der Grund und Boden eingebracht werden müßte, sind neue Rechtsformen zu entwickeln, die es ermöglichen, daß der Ausscheidende einen „Anteil“, der dem von ihm eingebrachten Grund und Boden entspricht, erhält, mit der Möglichkeit, ihn zusammengefaßt oder auch geteilt vererben oder verkaufen zu können. Vor allem müssen auch alle steuerrechtlichen Nachteile für solche Zusammenschlüsse beseitigt werden, insbesondere zusätzliche Vermögen-, Gewerbe- und Körperschaftsteuer.

ALFRED C. TOEPPER

## INHALT

W. G. BRENNER, K. H. KROMER: Studien zu „Einbau“- und „Anbau“-Feldhäckslern

1. Teil: Exakt-Feldhäckslern an Schleppern und Sammelwagen, mögliche Verfahrensketten, erzielbare Bergeleistungen . . . . . 149
2. Teil: Beitrag zur Schaffung von Konstruktionswerten sowie Konstruktionshinweise für den Bau von Trommel-Exaktfeldhäckslern . . . . . 155
- J. FIALA: Das Verhalten fließfähiger Futtermischungen für Schweine beim Durchfluß durch Rohrleitungen . . . 167
- FRED W. BAKKER-ARKEMA, W. G. BICKERT, R. V. MOREY: Gekoppelter Wärme- und Stoffaustausch während des Trocknungsvorganges in einem Behälter mit Getreide 174
- LUDWIG LÖHR: Mechanisierungseffekt und Einkommensinversion in Hang- und Bergbauernbetrieben der österreichischen Alpenländer . . . . . 180
- Rundschau
- Automatische Steuerung des Dieselmotors und des hydraulischen Schleppergetriebes . . . . . 190
- Kornbewegung auf Mähreschersieben . . . . . 193
- Verstärkung der Körnerabscheidung auf Horden-Stroh-schüttlern . . . . . 195
- Die Zerstörung der Bodenkluten und des Kartoffeldamms in den Kartoffelrodern . . . . . 199
- Max-Eyth-Gesellschaft . . . . . 201
- Aus der Arbeit des KTL . . . . . 202
- Schrifttum . . . . . 202

### Anschriften

- Dr. FRED W. BAKKER-ARKEMA, Associate Professor, Agricultural Engineering Department, Michigan State University, East Lansing, Mich. U.S.A.
- Dr. W. G. BICKERT, Assistant Professor, Agricultural Engineering Department, Michigan State University, East Lansing, Mich. U.S.A.
- Prof. Dr.-Ing., Dr. agr. h.c. W. G. BRENNER, Institut für Landtechnik der Technischen Hochschule München, 805 Freising-Weißenstephan
- Dr.-Ing. J. FIALA, Forschungsinstitut für Landtechnik, Gottwaldowa 50, Repy u Prahy, CSSR
- Dr.-Ing. K. H. KROMER, Institut für Landtechnik der Technischen Hochschule München, 805 Freising-Weißenstephan
- Dr. LUDWIG LÖHR, Vorstand des Kärntner Landesinstitutes für Bergbäuerliche Betriebs- und Arbeitsforschung, A-9010 Klagenfurt, Österreich, Landesregierung
- Dipl.-Ing. R. V. MOREY, Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Agricultural Engineering Department, Michigan State University, Mich. U.S.A.

### Übersetzungen

- Ing. HEINRICH TREUMANN, 7 Stuttgart-O, Pischekstraße 8 (Russisch-Deutsch)
- MARLENE COSTISSELLA, 753 Pforzheim, Kappelhofstraße 3 (Deutsch-Englisch)
- INGE MEIER, 3 Hannover-Kirchröde, Brabeckstraße 36 (Englisch-Deutsch)
- ANNELIESE WEIMANN, 6 Frankfurt, Feststraße 16 (Deutsch-Englisch)
- ANTONIO RUIZ ALONZO, 7 Stuttgart 13, Neue Straße 123 (Deutsch-Spanisch)

Herausgeber: Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft, 6000 Frankfurt am Main, Zeil 65-69, Landmaschinen- und Ackerschlepper-Vereinigung im VDMA, 6000 Frankfurt-Niederrad, Lyonerstraße, und Max-Eyth-Gesellschaft zur Förderung der Landtechnik, 3401 Niedergandern 10.

Schriftleitung: Prof. Dipl.-Ing. Dr. Heinz Speiser, 3 Hannover-Kirchröde, Pirmasenser Straße 21, Telefon 52 23 38.

Verlag: Hellmut-Neureuter-Verlag, 8190 Wolfratshausen bei München, Telefon: Ebenhausen 53 20. Inhaber: Frau Gabriele Neureuter und Sohne, Verleger, Idking. Erscheinungsweise: sechs mal jährlich. Bezugspreis: je Heft 5,- DM zuzüglich Zustellungskosten. Ausland: 6,- DM. Bankkonten: Kreissparkasse Wolfratshausen, Konto-Nr. 23 82 und Deutsche Bank, München, Konto-Nr. 19/37 879, Postscheckkonto: München 83 260.

Druck: Verlag W. Sachon, Graphischer Betrieb, 8948 Mindelheim, Schloß Mindelburg.

Verantwortlich für den Anzeigenteil: Ursula Suwald.

Anzeigenvertretung für Nordwestdeutschland und Hessen: Geschäftsstelle Eduard F. Beckmann, 3160 Lehrte/Hannover, Postfach 127, Telefon 22 09.

Alle Rechte, auch die des auszugsweisen Nachdrucks, der photomechanischen Wiedergabe und der Übersetzung, vorbehalten. Für Manuskripte die uns eingesandt werden, erwerben wir das Verlagsrecht.

## KTL-Berichte über Landtechnik

Herausgeber: Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft, 6 Frankfurt/Main, Zeil 65-69/VIII

### Heft:

- 101 Dipl.-Landw. Dr. C. Vogt u. Dipl.-Landw. W. Nordhausen  
**Beobachtungen an Laufhofställen mit Selbstfütterung für Milchvieh.** 1966. 146 S. DIN A 5. Preis DM 7,-
- 102 Dipl.-Landwirt Heinrich Terkamp  
**Produktionsverfahren der Feldwirtschaft.** 1966. 202 Seiten. DIN A 5. Preis DM 10,-
- 103 Dipl.-Gärtner Dr. Werner Rothenburger  
**Beitrag zur Methodik des Arbeitsvoranschlags für Gemüsekulturen unter besonderer Berücksichtigung der Anbauermine.** 1966. 171 Seiten. DIN A 5. Preis DM 7,-
- 104 Dipl.-Landwirt Traugott Bähr  
**Kapitalbesatz, Arbeitsaufwand und Kostenstruktur in der Kellerwirtschaft von weinbaulichen Erzeugerbetrieben.** 1966. 156 S. DIN A 5. Preis DM 7,-
- 105 Dr. H. Schulz  
**Der Ladewagen.** 1967. 196 S. DIN A 5. Preis DM 7,-
- 106 Dipl.-Landwirt Anton Grimm  
**Die Kosten der Grasanweilensilage bei verschiedenen Ernte-, Konservierungs- und Fütterungsverfahren.** 1967. 166 S. DIN A 5. Preis DM 7,-
- 107 Dipl.-Landwirt Manfred C. Estler  
**Entwicklung und Stand der Körnermaisernte unter besonderer Berücksichtigung des Einsatzes von Mähreschern.** 1967. 232 S. DIN A 5. Preis DM 10,-
- 108 Dipl.-Landwirt Alois K. Weidinger  
**Technische und funktionelle Untersuchungen an ausgewählten mechanischen Fütterungsanlagen für Rinder.** 1967. 159 S. DIN A 5. Preis DM 7,-
- 109 **Vergleichende Untersuchungen über die Flüssigermistung in Rindlaufställen.** 1967. 88 S. DIN A 5. Preis DM 7,-
- 110 Dipl.-Landwirt Manfred Bernhard  
**Experimentelle Untersuchungen über die Zerkleinerung von Gersten- und Maissilage mit Walzenmühlen.** 1967. 98 S. DIN A 5. Preis DM 7,-
- 111 Dipl.-Gärtner Günther Böhm  
**Das Verfahren der maschinellen Veredelung zur Anzucht von Apfelbäumen.** 1967. 98 S. DIN A 5. Preis DM 7,-
- 112 Privatdozent agr. Hermann J. Heege  
**Die Gleichstand-, Drill- und Breitsaat des Getreides unter besonderer Berücksichtigung der flächenmäßigen Kornverteilung.** 1967. 89 S. DIN A 5. Preis DM 7,-
- 113 Baudirektor Johannes Luckan  
**Verpackung, Kühlung und Versand von Erdbeerpflanzen.** 1967. 74 S. DIN A 5. Preis DM 7,-
- 114 Dr.-Ing. Karl-Hans Kromer  
**Untersuchungen am Trommelfeldhäckslern unter besonderer Berücksichtigung der Materialförderung in und nach Schneid-Wurf-Trommeln.** 1967. 181 S. DIN A 5 mit zahlreichen Tabellen und Abbildungen. Preis DM 10,-
- 115 Dipl.-Ing. Diedrich-Werner Graf v. Hardenberg  
**Die Mechanisierung der Ernte von Stein- und Strauchbeerenobst.** 1967. 181 S. DIN A 5 mit zahlreichen Tabellen. Preis DM 7,-