

- [13] Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. VDI-Handbuch Schwingungstechnik. VDI-Richtlinie 2057. VDI-Verlag Düsseldorf Oktober 1963.
- [14] Dupuis, H.: Schwingbeschleunigungen von Fahrern in Kraftfahrzeugen. Grndl. Landtechn. Heft 16 (1963) S. 9/12.
- [15] Radtke, A. O. und A. K. Simons: Schwingungstechnische Betrachtungen über einen Lkw-Fahrersitz. Automobil-Industrie (1963) Nr. 2.
- [16] Rosegger, R. und S.: Arbeitsmedizinische Erkenntnisse bei Schlepperfahrern. Archiv f. Landtechn. 2 (1960), S. 3/65.
- [17] Rosegger, S.: Arbeitsphysiologische Probleme in der Landtechnik, insbesondere beim Schlepperfahren. Grndl. d. Landtechn. Heft 13 (1961) S. 62/66.
- [18] Christ, W. und H. Dupuis: Der Einfluß vertikaler Schwingungen auf Wirbelsäule und Magen (Röntgenkinematographische Studien). Zbl. Arbeitsmedizin und Arbeitsschutz 13 (1963) Heft 1.
- [19] Christ, W.: Aufbaustörungen der Wirbelsäule bei den in der Landwirtschaft tätigen Jugendlichen im Hinblick auf das Schlepperfahren. Grndl. d. Landtechn. Heft 16 (1963) S. 13/15.
- [20] Walls, J. H., J. C. Houbolt und H. Press: Some measurements and power spectra of runway roughness. NACA Technical Note 3305, 1954.
- [21] Kozin, F. and J. L. Bogdanoff: On the statistical properties of the ground contour and its relation to the study of land locomotion. Proc. of the 1. Int. Conference on the mechanics of soil-vehicle systems. Edizione Minerva Technica, Turin 1961.
- [22] Koeffler, T. und D. Thomas: Zulässige Höchstgeschwindigkeit ungefederter landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Dt. Kraftfahrtforsch. und Straßenverkehrstechn. Heft 159. VDI-Verlag Düsseldorf 1962.
- [23] Kiene, W.: Zur Prüfung des Sitzkomforts von Ackerschleppern im Rahmen der Technischen Prüfung. Landtechn. Forsch. 13 (1963) S. 10/16.
- [24] Klotter, K.: Einführung in die Technische Schwingungslehre. 1. Bd.: Einfache Schwinger. Berlin: Springer 1938.
- [25] Mutschke, M.: Luftfederung, ihre schwingungstechnischen Vorteile und ihre Forderungen an die Dämpfung. Automobiltechn. Z. 60 (1958) S. 275.

DK 631.333.6

Zum Leistungsbedarf des Stallungstreuers

Von Karl-Heinrich Schulze, Gießen¹⁾

Der Leistungsbedarf zum Überwinden des Fahrtwiderstandes von Dungstreuer und Schlepper kann unter ungünstigen Bodenverhältnissen schon mehr als die Hälfte des Gesamtleistungsbedarfes des Streuers betragen. Da sich daran nichts ändern läßt, kommt es darauf an, Streuwerke mit möglichst geringem Leistungsbedarf an der Zapfwelle zu entwickeln. Mit Hilfe einer graphisch-rechnerischen Methode läßt sich aus der Größe des Wirkungsbereiches der Zinken im Stallung eine Voraussage über den vergleichsweisen Leistungsbedarf verschiedener Trommelbauarten machen. Leistungsmessungen an ausgeführten Streuwerken bestätigen die Brauchbarkeit der Methode.

Die durchschnittliche Leistungsgröße der landwirtschaftlichen Schlepper nimmt laufend zu, so daß heute die zur Verfügung stehende Motorstärke für die auf dem Markt befindlichen Stallungstreuern im allgemeinen ausreicht, um einen befriedigenden Betrieb zu ermöglichen. Das war vor Jahren, als vielfach noch relativ leistungsschwache Schlepper als einzige motorische Zugkraft den landwirtschaftlichen Betrieben zur Verfügung standen, nicht der Fall.

Mit stärkerem Schlepper wird aber auch der Wagen größere Abmessungen bekommen, also mehr Laderaum und damit ein größeres Gesamtgewicht [1, 2]. Dann kann der Leistungsbedarf zur Überwindung des Fahrtwiderstandes von Schlepper und Streuer bei ungünstigen Bodenverhältnissen allein schon mehr als die Hälfte des gesamten Leistungsbedarfes des Stallungstreuers betragen [3]. Kommt dazu der Wunsch nach einer größeren Flächenleistung, so bedeutet das ein schnelleres Fahren und bei einer bestimmten Streugabe je Fläche auch einen höheren zeitlichen Dungdurchsatz. Größerer Laderaum und größere Flächenleistung bedeuten einen größeren Leistungsaufwand, weshalb auch der stärkere Schlepper unter Umständen leistungsmäßig nicht mehr ausreicht. In diesem Zusammenhang wird ein Streuwerk mit möglichst geringem Leistungsaufwand wieder interessant, da sich am Fahrtwiderstand nichts ändern läßt.

Im folgenden wird gezeigt, wie der Leistungsbedarf von Streuwerken verschiedener Bauweise sich abschätzen läßt. Das soll

¹⁾ Vorgetragen auf der 22. Tagung der Landmaschinen-Konstrukteure in Braunschweig-Völknerode am 9. 4. 1964.

Privatdozent Dr.-Ing. Karl-Heinrich Schulze ist Oberassistent am Institut für Landmaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. K. Stöckmann) der Justus-Liebig-Universität, Gießen.

zunächst an einem Streuwerk mit zwei feststehenden Trommeln und einem mit einer hin- und hergehenden Trommel in vereinfachter Form an Hand der Bahn eines Zinkens der Streutrommel dargelegt werden. Es wurde vermutet, daß die Eingriffslänge der durch die Zinken der Trommeln entstehenden Zinkenbahnen als Hinweis auf den zu erwartenden Leistungsbedarf eines Streuwerkes angesehen werden können.

Die Zinkenbahnen zweier Modellstreuwerke

Um die Verhältnisse zunächst in einfacher Weise zu analysieren, wird die Bahn von je einem Zinken eines Modellstreuwerkes mit feststehenden Trommeln und eines mit hin- und hergehender Trommel miteinander verglichen, wobei angenommen wird, daß der Vorschub für den Stallung immer dann gerade ausgeschaltet ist, wenn ein Zinken im Eingriff ist. Das Modell für das feststehende Streuwerk bestehe aus zwei senkrecht stehenden Trommeln, Bild 1. Die Trommeln mit dem Halbmesser r sollen so angeordnet sein, daß sie mit ihrem Spitzenkreis gerade die äußere Begrenzung des Laderaumes tangieren, so daß die Zinken jeder Trommel etwa mit dem Drehwinkel φ während der Trennarbeit im Stallung eine bestimmte Bogen-

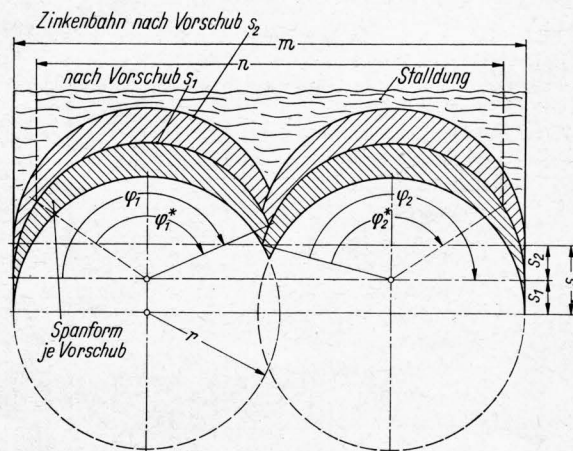


Bild 1. Streuwerk mit zwei feststehenden senkrechten Trommeln.

Da der Vorschub je Zinkenumlauf im Verhältnis zum Trommeldurchmesser sehr klein ist, wird angenähert $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$ bzw. $\varphi_1^* = \varphi_2^* = \varphi^*$ gesetzt. Bei der Ladungsbreite m tangieren die Spitzenkreise der Reißzinken die Begrenzungswand, bei der Breite n stehen sie etwas über.

länge durchlaufen. Würden bei relativ anderer Lage der Trommeln die Zinkenspitzen über die Ladebreite hinausragen, dann wäre der entsprechende Drehwinkel nur φ^* . Der Vorschub s_1 habe gemäß der Annahme vor dem Eingriff der Zinken stattgefunden. Nach dem nächsten Vorschub s_2 hat dann der Zinken die gleiche Bahn im Stallung durchlaufen. Man erkennt, daß unabhängig von der Größe des Vorschubes die Länge des Bogens immer gleich bleibt.

Bei einem hin- und hergehenden Streuwerk mit einer Trommel, die die gleiche Umfangsgeschwindigkeit habe und auch auf der gleichen Ladebreite arbeite, ergeben sich für die im Stallung entstehenden Bahnen andere Zusammenhänge. Bei der an der Mistwand entlangfräsenden Bewegung der Trommel (Sekundärbewegung) durchlaufen die Trommelzinken Zykliden, **Bild 2**. Beim Hingang durchlaufe der zu betrachtende Zinken die bei 0 beginnende Zyklide, die nach einem vollen Umlauf der Trommel den Punkt 12' erreicht habe. Nach $4\frac{1}{2}$ Umläufen sei der Zinken am Ende des Hinganges in einer dem Punkt 6'' entsprechenden Stellung angelangt, der gleichzeitig der Ausgangspunkt 0 für die Zyklide 0...12'' die nach einem vollen Umlauf der Trommel bei gleichbleibender Drehrichtung entstanden ist, um nach $4\frac{1}{2}$ Umläufen in einer 6'' entsprechenden Stellung im ursprünglichen Ausgangspunkt 0 auf der linken Seite zu enden. Die so entstehenden Zykliden lassen sich näherungsweise durch Kreisbögen r_H beim Hingang und r_R beim Rückgang zeichnen. Während eines vollen Umlaufes ist die Trommel um das Stück a weitergelaufen. Der Hub des Hinganges beträgt $4,5 a$.

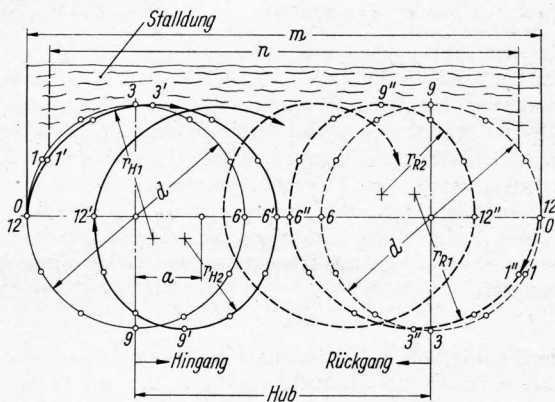


Bild 2. Zinkenbahnen (Zykliden) bei einer hin- und hergehenden senkrecht angeordneten Trommel.

Die Punkte 0 bis 12' entsprechen der jeweiligen Stellung des Zinkens nach einer Drehung der Trommel von 0 bis 12, wobei sie um das Stück a seitlich gewandert ist. Näherungsweise betragen die Radien der während des Fräsvorganges entstehenden Zyklide beim Hingang r_{H1} und r_{H2} ; d ist der Durchmesser des Zinkenspitzenkreises der Trommel. Beim Rückgang ergibt sich die Zyklide 0...12'' mit entsprechenden Radien r_{R1} und r_{R2} , wenn der Drehsinn der Trommel der gleiche ist wie beim Hingang.

Analog dem Beispiel für die feststehenden Trommeln sei die Lage der hin- und hergehenden Trommel so eingerichtet, daß sie entweder bei Beginn und Ende des Hin- und Rückganges an den Stellen 0 die Begrenzungswände des Laderaumes von der Breite m tangiert oder an einer weniger breiten Ladung mit der Breite n arbeitet, **Bild 3 bis 6**. Nach jedem Vorschub entstehen im Stallung entsprechende Bahnen der Zinken, deren Bogenlängen beim Hingang aus den Winkeln φ_1, φ_2 usw. und für den Rückgang aus den Winkeln φ_1', φ_2' usw. entstanden sind. (Bei kleiner Breite n der Ladung ändert sich φ_1, φ_5 in φ_1^*, φ_5^* bzw. φ_5' in $\varphi_5'^*$.) Beim feststehenden Streuwerk (Bild 1) ist unabhängig von der Größe des Vorschubes der Eingriffswinkel φ bzw. φ^* fast immer der gleiche. Im Vergleich hierzu zeigt die Konstruktion der Eingriffsbahnen für das hin- und hergehende Streuwerk (Bild 3 bis 6), daß mit sich änderndem Vorschub die Bogenlängen sich ebenfalls ändern, und zwar je kleiner der Vorschub, um so kleiner wird die Länge der jeweiligen Bahn eines Zinkens im Stallung. Bei dieser Konstruktion ist der Vorschub unterteilt in zwei Teilvorschübe s_H für den Hingang und s_R für den Rückgang des pendelnden Streuwerkes, wobei $s_H + s_R = s$ ist.

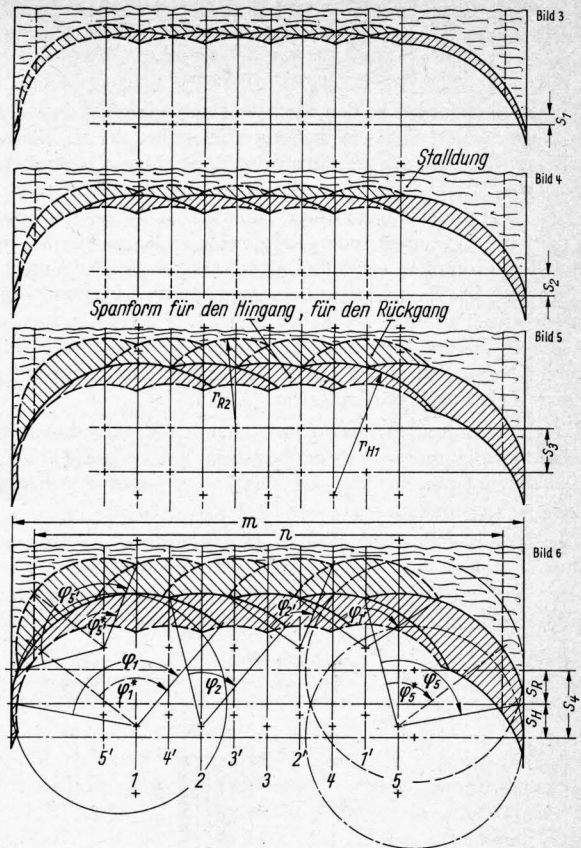


Bild 3 bis 6. Eingriffsbahnen eines Zinkens des hin- und hergehenden Streuwerkes nach Bild 2 bei verschiedenen Vorschüben. Es entstehen im Stallung bogenförmige Aussparungen, die sich aus den sich überschneidenden Zykliden je nach Größe des Vorschubes s ($s_1 < s_2 < s_3 < s_4$) ergeben.

Bei den feststehenden Trommeln beträgt die Bahnlänge für je einen Hub s des Vorschubes, der auch in zwei Teilvorschübe unterteilt sei:

$$b_{\text{fest}} \approx 4 \frac{r \pi}{180} \varphi.$$

Beim hin- und hergehenden („pendelnden“) Streuwerk er rechnen sich die Bogenlängen für den Hingang zu

$$b_{\text{pend H}} = \frac{r_{H1} \pi}{180} (\varphi_1 + \varphi_2 + \dots + \varphi_5)$$

und für den Rückgang zu

$$b_{\text{pend R}} = \frac{r_{R2} \pi}{180} (\varphi_1' + \varphi_2' + \dots + \varphi_5').$$

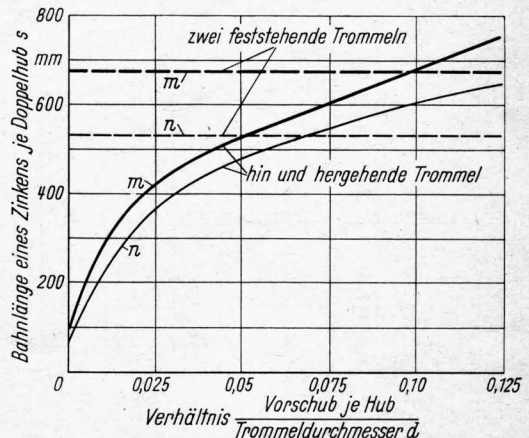


Bild 7. Bahnlänge eines Trommelzinkens im Stallung bei feststehendem und bei hin- und hergehendem Streuwerk. Ist der Vorschub je Hub klein genug, so besteht zugunsten der hin- und hergehenden Trommel ein wesentlicher Unterschied in der Bahnlänge.

Die gesamte Bogenlänge während eines Vorschubes für den Hin- und Rückgang beträgt dann

$$b_{\text{pend}} = b_{\text{pend H}} + b_{\text{pend R}}$$

Vergleicht man bei beiden Streuwerkmodellen die entstehenden Bogenlängen für verschiedene Vorschübe, die aus Zweckmäßigkeitsgründen als Verhältnis des Vorschubes während eines Hin- oder Rückganges zum Trommeldurchmesser dargestellt werden, so ergibt sich nach **Bild 7**, daß die Bahnlängen der Zinken bei der hin- und hergehenden Trommel von denjenigen bei feststehenden Trommeln erheblich abweichen, wenn der Vorschub klein genug ist. Es muß also bei einem Streuwerk mit hin- und hergehender Trommel, wenn die Länge der Zinkenbahnen auf die Belastung der Trommel von Einfluß ist, gegenüber einem vergleichbaren Streuwerk mit feststehenden Trommeln ein geringerer Leistungsbedarf zu erwarten sein.

Welche Zusammenhänge bei feststehenden Streutrommeln und solchen mit Sekundärbewegung bestehen, hat *Dreyer* [4] in einer eingehenden Untersuchung dargelegt, über deren Ergebnis im folgenden zusammenfassend berichtet wird (s. auch [5]).

Die Trommel des Modelles in **Bild 9** rotiert um eine feststehende Achse; ihre Zinken sind so angeordnet, daß sie in Paaren und in nebeneinander gestaffelten Ebenen in einen Mistquader bestimmter Abmessung eingreifen, **Bild 8**. Die Schnitt-

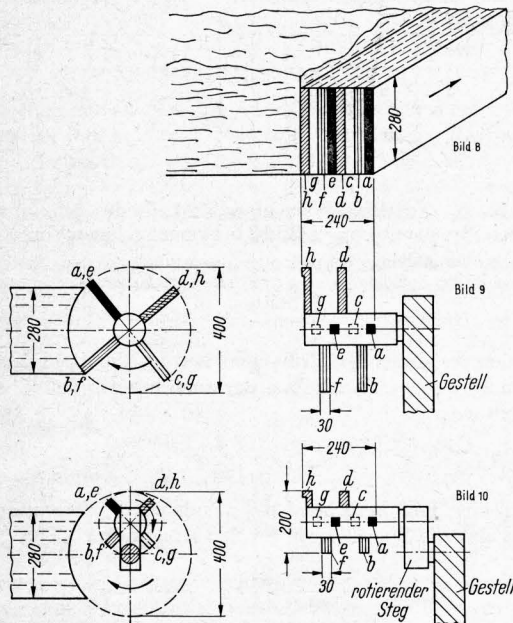


Bild 8 bis 10. Streuwerkmodelle für die Meßversuche.

Das feststehende Streuwerk in Bild 9 und das Planetenstreuwerk in Bild 10 haben die gleiche Zinkenordnung, so daß die aufeinanderfolgenden Zinkenpaare miteinander berührende Schnitt Ebenen haben, Bild 8 (z. B. a und e, b und f usw.).

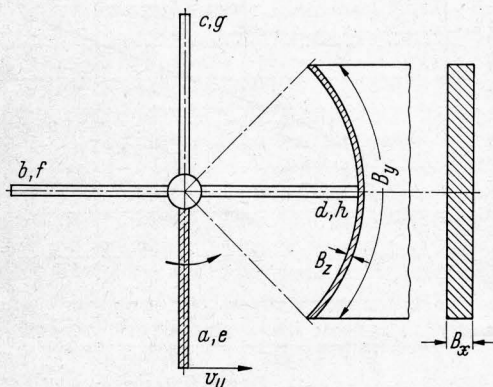


Bild 11. Spanbildung eines Zinkens.

B_z ist die Eindringtiefe, die vom jeweiligen Vorschub abhängt, B_x ist die Breite des Spanes, die durch die Breite des Zinkens gegeben ist, $B_z + B_x = B_{tr}$ ist die Trennbreite des Zinkens, auf der der abzufräsende Stallung berührt wird.

ebenen der aufeinanderfolgenden Zinken liegen also immer unmittelbar nebeneinander, so daß immer die gleichen Verhältnisse gegeben sind. Die Trommel des Modelles mit Sekundärbewegung in **Bild 10** ist eine Planetentrommel, deren Achse um eine zentrale Achse umläuft, d. h. die Trommel rotiert an einem umlaufenden Steg. Die Zinkenordnung ist die gleiche wie bei der feststehenden Trommel in Bild 9, auch die Umfangsgeschwindigkeit der Zinken ist die gleiche.

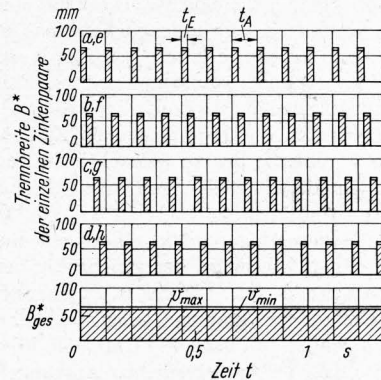


Bild 12. Zeitliche Darstellung der Trennbreiten B^* der vier Zinkenpaare a, e bis d, h der feststehenden Trommel und Summierung B^*_{ges} aller Trennbreiten bei größtmöglicher Vorschubgeschwindigkeit v_{max} bzw. bei der kleinstmöglichen des Modells $v_{\text{min}} = 0,1 v_{\text{max}}$.

Einfach rotierende Trommeln

Von dem Zinkenpaar a und e dringt der einzelne Zinken bei seinem Umlauf in den Stallung ein und berührt dabei mit seiner Stirnseite in einer Breite B_x und seitlich mit einer Eindringtiefe B_z die Stallung während des Trennvorganges, **Bild 11**. Die seitliche Berührung findet nur mit einer Flanke statt, weil der Arbeitsquerschnitt des Folgezinkens unmittelbar neben der seines Vorläufers liegt. Die Summe aus B_x und B_z ergibt die gesamte augenblickliche Wirkungsbreite eines Zinkens während des Trennvorganges, die mit Trennbreite eines Zinkens bezeichnet werden soll:

$$B_{tr} = B_x + B_z.$$

Die Eindringtiefe je Umdrehung der Trommel hängt von der jeweiligen Vorschubgeschwindigkeit v in m/min des Stallunges ab, so daß sie sich aus der Drehzahl der Trommel n in U/min näherungsweise ergibt zu

$$B_z \approx 1000 \frac{v}{n} \text{ [mm]}.$$

Für die im Versuchsmodell gewählte Zinkenordnung ist dann die Trennbreite eines Zinkenpaares

$$B^* = 2 B_{tr}.$$

Wie noch zu beweisen ist, ist die Trennbreite B^* eines Zinkenpaares ein Maßstab für seine Belastung während des Trennvorganges (es wird hier nicht unterschieden, ob die momentane Belastung des Zinkens aus der Reibung zwischen Zinken und Stallung oder aus der Reißkraft entsteht [6]).

Aus dem Produkt der Trennkraft mit der Umfangsgeschwindigkeit ergibt sich der momentane Leistungsbedarf für das Trennen. Sind die Umfangsgeschwindigkeiten im Vergleichsfalle gleich, so genügt zum Vergleich des Leistungsbedarfes der beiden Streuwerke eine Gegenüberstellung der Trennbreiten B^* in ihrer Wirkungsdauer. Bei gegebener (gleich großer) Trennbreite ist die Dauer des Eingriffes ein Vergleichsmaß für die Trennarbeit der Zinken. Zeichnet man auf der Abszisse als Zeitachse über der jeweiligen Eingriffsdauer t_E die Trennbreite B^* je eines Zinkenpaares für den Zeitpunkt des Eingriffes auf, **Bild 12**, dann stellen diese Flächen ein Äquivalent ihrer Trennarbeit je Trommelumdrehung während der Zeit t_A dar. Aus der Länge des Spanes B_y in m errechnet sich bei gegebener Umfangsgeschwindigkeit v_U in m/s der Trommel die Eingriffsdauer zu $t_E = B_y/v_U$ in s, während die Dauer einer Umdrehung aus der Drehzahl der Trommel nach der Gleichung $t_A = 60/n$ in s zu bestimmen ist.

Die zeitliche Aufeinanderfolge jeder Trennarbeit eines Zinkenpaares (a, e bis d, h) und ihre Summierung B^*_{ges} ist dann ein Maßstab für die gesamte Trennarbeit, die von einer Trommel aufgebracht werden muß. Die Trennarbeit eines Zinkenpaares läßt sich auch aus der entstehenden Trennfläche F^* als Produkt aus Spanlänge B_y und Trennbreite B^* definieren:

$$F^* = B_y B^*$$

Gegenüber der größtmöglichen Vorschubgeschwindigkeit v_{max} ist die Trennarbeit in der Zeiteinheit, z. B. für einen um 90% kleineren Vorschub im Modellfall (relativ breite Zinken) nur wenig kleiner.

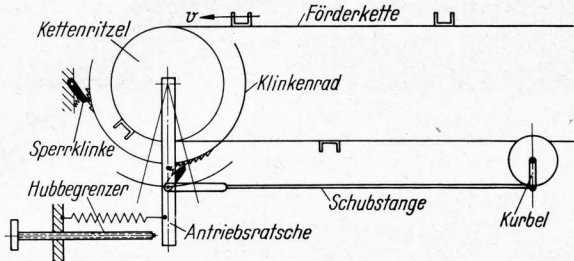


Bild 13. Schema des (intermittierenden) Ratschenantriebes für die Förderkette eines Stallungstreuers.

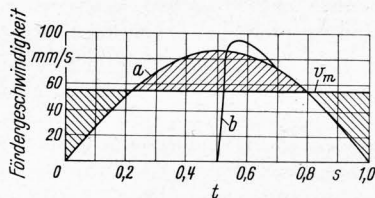


Bild 14. Fördergeschwindigkeit des Stallungstreuers für einen Ratschenantrieb der Förderkette an einem Stallungstreuernach Bild 13.

Bei einer Kurbeldrehzahl $n = 30$ U/min dauert ein Förderhub 1 Sekunde. Die absolute Fördergeschwindigkeit (Kurve a) verläuft bei voller Ausnutzung des Hubes nach einer Sinusschwingung, woraus sich die mittlere Fördergeschwindigkeit v_m während des Hubes ergibt. Bei kleinerem Vorschub ist der Geschwindigkeitsverlauf unter Beachtung des elastischen Stoßes bei Mitnehmen der Ratsche entsprechend dem Kurvenverlauf b.

Bei kontinuierlichem Vorschub kommen bis zum neuen Eingriff desselben Zinkenpaares die anderen Zinken nach den gleichen Gesetzmäßigkeiten zum Eingriff, so daß also ständig Zinken im Eingriff sind und die gesamte Trennbreite über der Zeit als eine volle Fläche erscheint. Die Trommel ist also bei kontinuierlichem Vorschub dauernd belastet.

Bei intermittierendem Vorschub einer Klinkenratsche mit Kulissenfreilauf und Hubbegrenzung, **Bild 13**, ergeben sich andere Geschwindigkeitsverhältnisse. Bei voll ausgenutztem Hub, also bei größter Vorschubgeschwindigkeit, ist für etwa eine halbe Kurbelumdrehung der Vorschub zwischen den Totlagen des Kurbeltriebes in Bewegung. Die Vorschubgeschwindigkeit steigt

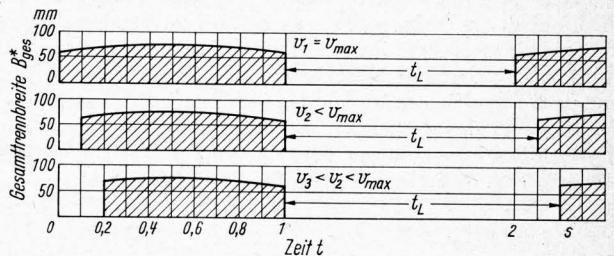


Bild 15. Trennbreite B^*_{ges} bei intermittierendem Vorschub der zylindrischen Trommel.

Gegenüber dem gesamten Trennbreitenverlauf B^*_{ges} bei kontinuierlichem Vorschub in Bild 12 ergeben sich hier durch Leerzeiten t_L unterbrochene Eingriffszeiten, deren Größe von der Fördergeschwindigkeit v_m abhängt.

von Null bis zu einem Maximum an, um wieder auf Null zu fallen, woraus sich eine mittlere Vorschubgeschwindigkeit v_m ergibt, **Bild 14**. Bei kleinerem Vorschub bleibt die Ratsche für einen Teil des Hubes wegen der Kulissenführung der Schubstange in Ruhe, **Bild 13**. Vergleicht man nun für diese Antriebsverhältnisse nach **Bild 15** die über der Zeit wirkenden Trennbreiten mit denen des kontinuierlichen Vorschubes, so stellt man — da die Zinken bei intermittierendem Vorschub nicht dauernd im Eingriff sind — Leerzeiten t_L fest, die um so größer sind, je kleiner die Vorschubgeschwindigkeit gewählt worden ist. Es ist also bei verschiedenen großer Vorschubgeschwindigkeit ein größerer Unterschied im gesamten Trennbreitenverlauf und damit im Leistungsbedarf zu erwarten. Allerdings ist die Spandicke bei inter-

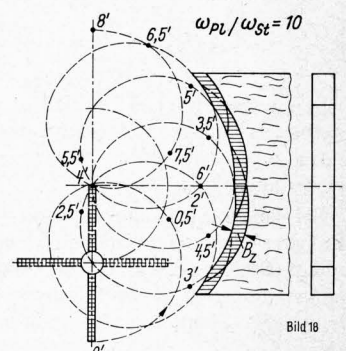
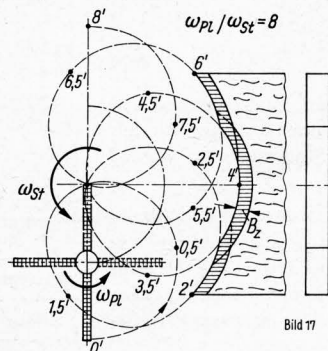
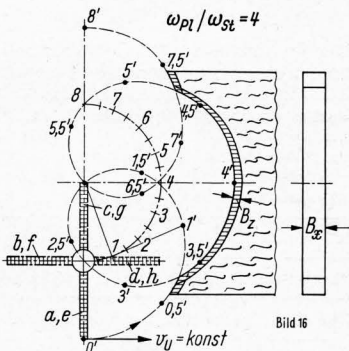
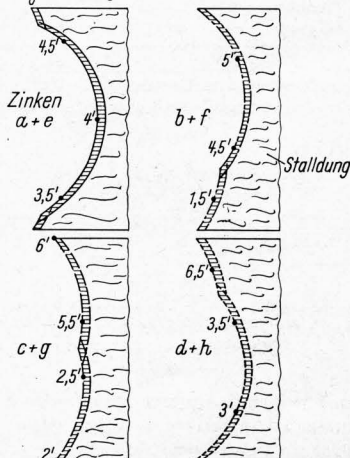


Bild 16 bis 18. Spanbildung bei der Planetentrommel.

Die Zinkenbahnen sind Epizykloiden, deren Form vom Übersetzungsverhältnis der Winkelgeschwindigkeit der Planetentrommel ω_{pl} zu der des Steges ω_{st} abhängt. Die mit Zahlen versehenen Punkte an den Zykloiden entsprechen den jeweiligen Stellen des Steges, wobei ein Umlauf des Steges in 16 Abschnitte eingeteilt ist.



mittlerem Vorschub größer als bei kontinuierlichem. Die Zerreibung des Stallungs ist also auch geringer.

Planetentrommeln

Untersucht man nun im Vergleich zu der um eine feststehende Achse umlaufenden Trommel eine Planetentrommel [7] auf ihre Trennbreiten, so ergibt sich nach **Bild 16 bis 18** folgender Zusammenhang: Beim Umlauf des Zinkenkreuzes als Planetentrommel auf einem umlaufenden Steg ergeben sich für die Bahnen der Zinkenspitzen Epizykloiden. Die Form dieser Zykloiden hängt von dem Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit der Planetentrommel ω_{P1} zu der des Steges ω_{St} ab. Wenn z. B. das Winkelgeschwindigkeitsverhältnis $\omega_{P1}/\omega_{St} = 4$ beträgt (**Bild 16**), so hinterläßt das Zinkenpaar a, e nach Form und Eindringtiefe B_z andere Bahnen als bei $\omega_{P1}/\omega_{St} = 8$ (**Bild 17**) oder bei $\omega_{P1}/\omega_{St} = 10$ (**Bild 18**). Die jeweilige Bahn der Zinkenpaare, die bei 0' beginnt und nach einem halben Umlauf bei 8' angelangt ist, ist für je $1/16$ des Stegumlaufes gezeichnet; die Marken 0,5', 3,5' usw. entsprechen den Stegstellungen 0,5; 3,5 usw. Im Fall $\omega_{P1}/\omega_{St} = 4$ (**Bild 16**) ist z. B. auf dem Weg des Steges von 0 bis 1 das Zinken-

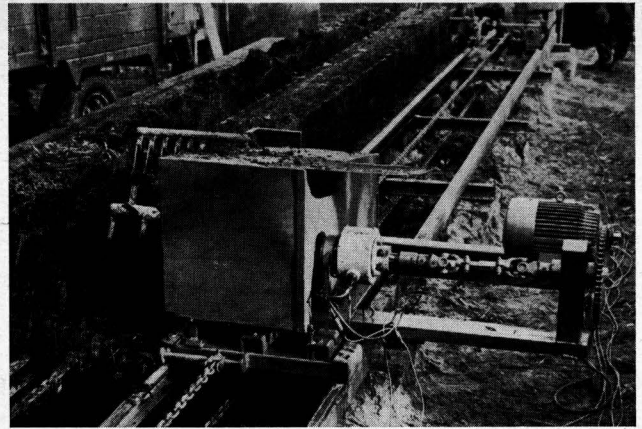


Bild 22. Versuchsstand zur Messung des Antriebsmomentes von Streuwerkmodellen nach **Bild 9** und **10**.

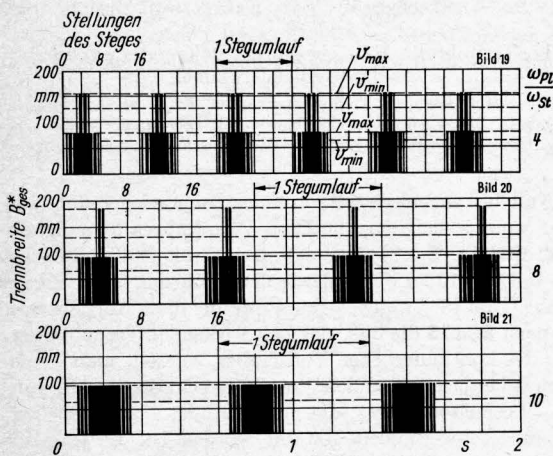


Bild 19 bis 21. Trennbreite B^*_{ges} der Planetentrommel über der Zeit.

Je nach Übersetzungsverhältnis ergeben sich unterschiedliche Zeitfolgen und Größen der Trennbreiten.

- $\omega_{P1}/\omega_{St} = 4 \triangleq 3$ Stegumläufe/s
- $\omega_{P1}/\omega_{St} = 8 \triangleq 1,8$ Stegumläufe/s
- $\omega_{P1}/\omega_{St} = 10 \triangleq 1,5$ Stegumläufe/s

paar a, e kurz durch den Stallung gegangen. Erst zwischen den Stellungen 3' und 3,5' taucht das Zinkenpaar wieder in den Stallung ein, um ihn dann zwischen den Stellungen 4,5' und 5' wieder zu verlassen.

Bei den einzelnen Zinkenpaaren ergeben sich unterschiedliche Zinkenbahnen, die durch das Übersetzungsverhältnis ω_{P1}/ω_{St} und die Stellung des jeweiligen Zinkenpaares in der äußeren Ausgangsstellung des Steges bestimmt sind. Die Spandicke B_z (Eindringtiefe) wächst mit der Änderung des Übersetzungsverhältnisses.

Es wird nun nach *Dreyer* nachgewiesen, daß mit Hilfe solcher graphischer Untersuchungen der Zinkenbahnen verschiedener Trommelbauarten ein zuverlässiger Vergleich bezüglich ihres Leistungsbedarfes möglich ist. In **Tafel 1** sind die mittleren

Trennbreiten B^*_m und die mittleren Spandicken B_{zm} für die drei Übersetzungsverhältnisse nebeneinander gestellt. Zur Vereinfachung ist hier angenommen, daß der intermittierende Vorschub immer gerade dann beendet ist, wenn die Zinken im Eingriff sind. Bei dem Übersetzungsverhältnis $\omega_{P1}/\omega_{St} = 4$ ist die Differenz der mittleren Trennbreite bei größtem und kleinstem Vorschub wesentlich kleiner als bei $\omega_{P1}/\omega_{St} = 8$ oder 10. Bei den letzteren sind auch die Spandicken wesentlich größer.

In **Bild 19 bis 21** ist der gesamte Trennbreitenverlauf für einen Umlauf des Steges bei diesen drei verschiedenen angetriebenen Planetentrommeln über der Zeit dargestellt. Mit drei Stegumläufen je Sekunde und 1,8 Umläufen je Sekunde ergeben sich periodische Belastungsschwankungen, im dritten Fall mit 1,5 Stegumläufen finden wir jedoch keine Belastungsspitzen, da sämtliche Zinkeneingriffe zeitlich aufeinanderfolgen.

Drehmomentmessungen an Streutrommeln

Zur Kontrolle, inwieweit die Diagramme der Trennbreite über der Zeit einen Aussagewert hinsichtlich der Leistungsaufnahme der Trommel haben, wurden auf dem Versuchsstand in **Bild 22** auf dem ein Stallungquader nach **Bild 8** von Trommelmodellen der geschilderten Art abgefräst werden konnte, Drehmomentmessungen durchgeführt²⁾. Das Streuaggregat wurde auf Schie-

Tafel 1. Mittlere Trennbreite und Spandicken einer Planetentrommel bei verschiedenen Geschwindigkeitsverhältnissen ω_{P1}/ω_{St} .

		$d_{P1} = 200$ mm	$d_{St} = 200$ mm	
Durchmesser der Planetentrommel				
Durchmesser des Stegkreises				
Umfangsgeschwindigkeit der Zinken		$v_U = 11,3$ m/s		
größte Vorschubgeschwindigkeit		$v_{max} = 1,67$ m/min		
kleinste Vorschubgeschwindigkeit		$v_{min} = 0,1 \cdot v_{max}$ m/min		
Verhältnis ω_{P1}/ω_{St}		4	8	10
Vorschub je Stegumlauf mm		9,3 ... 0,93	15,5 ... 1,55	18,3 ... 1,83
mittl. Spandicke $B_{z,m}$ mm		8,0 ... 0,8	15,5 ... 1,55	18,3 ... 1,83
mittl. Trennbreite B^* je Zinkenpaar mm		76 ... 61,6	91 ... 63,1	96,6 ... 63,66

²⁾ Für die Messungen stellte die Firma Walterscheid, Siegburg, ihre Meßgelenkwelle mit Schleifenoszillograph freundlicherweise zur Verfügung.

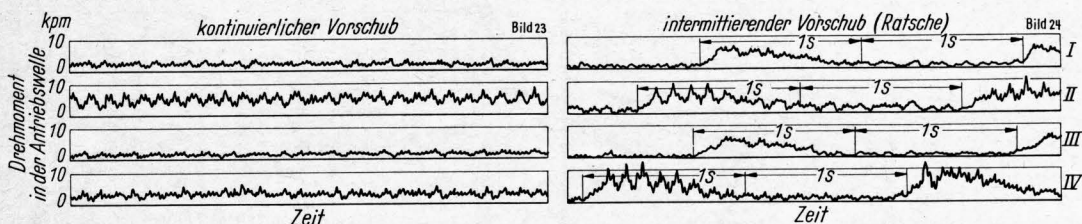


Bild 23 und 24. Drehmomentverläufe in der Antriebswelle des Versuchsmodells mit einfach rotierender Zinkentrommel (**Bild 9**) bei kontinuierlichem und intermittierendem Vorschub und verschiedenen Mistarten ($v = v_{max}$). Man vergleiche hierzu den Verlauf von B^*_{ges} in **Bild 12** und **15**. Stallungart I bis IV siehe **Tafel 2**.

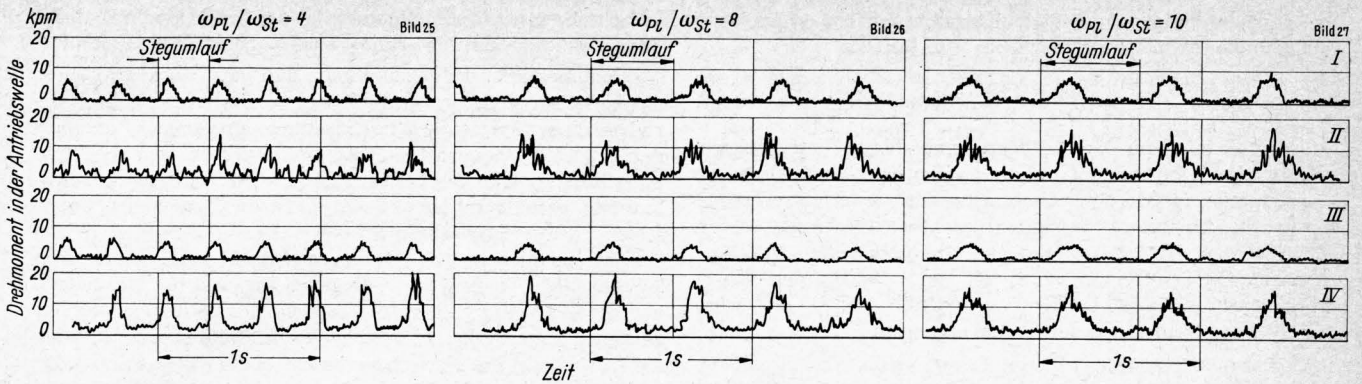


Bild 25 bis 27. Drehmomentverläufe in der Antriebswelle des Versuchsmodells mit Planetentrommel (Bild 10) mit Winkelgeschwindigkeitsverhältnissen wie in Bild 19 bis 21 bei verschiedenen Mistarten. Stallungart I bis IV siehe Tafel 2.

nen dem Stallungquader entgegengefahren. Vor jedem Lauf ist der Quader durch eine entsprechende Vorrichtung auf eine einheitliche Form zurechtgefräst worden. Als Stallung dienten vier verschiedene Mistarten, **Tafel 2**, welche sehr sorgfältig verteilt festgepackt wurden und infolgedessen eine große Dichte aufwiesen; somit waren für die Meßläufe nach Möglichkeit gleichartige Versuchsbedingungen geschaffen.

Die Ergebnisse der Drehmomentmessungen für die einfach rotierende Trommel sind in **Bild 23 und 24** dargestellt. Es zeigt sich bei kontinuierlichem Vorschub (Bild 23) eine gleichmäßige Belastung, wie nach Bild 12 zu erwarten ist, und bei intermittierendem Vorschub (Bild 24) ein den Trennbreitendiagrammen nach Bild 15 ähnlicher Verlauf der Drehmomentkurven. Bei allen Meßläufen, besonders aber beim Frischmistversuch, geht beim intermittierenden Vorschub die Trommelbelastung nicht auf den Nullwert zurück, weil wahrscheinlich nicht alle Teile des Stallungs herausgerissen worden sind und zurückgebliebene Halme in den Pausen des intermittierenden Vorschubes an den umlaufenden Zinken Reibung verursachen. Man vergleiche hierzu die Arbeit von *Dernedde* [6].

Vergleicht man die Meßergebnisse der Planetentrommel in **Bild 25 bis 27** mit den Trennbreitendiagrammen in Bild 19 bis 21, so zeigt sich ebenfalls eine gute Übereinstimmung. Die Spitzen der Trennbreitendiagramme finden sich in entsprechender Form in den Drehmomentdiagrammen (Bild 25 und 26) wieder und ebenso die ausgeglichene Belastung bei der Trommel mit dem hohen Übersetzungsverhältnis $\omega_{p1}/\omega_{St} = 10$ (Bild 27). Zum Vergleich mit Bild 19 bis 21 ist in Bild 25 bis 27 jeweils die Dauer eines Stegumlaufes eingetragen.

Die Übereinstimmung der Trennbreitendiagramme mit dem Drehmomentverlauf läßt sich noch genauer nachweisen, wenn aus den graphisch ermittelten Eingriffszeiten die sekundliche Trennfläche errechnet wird und man diese mit den gemessenen mittleren Drehmomenten vergleicht, **Bild 28 und 29**. Das läßt sich folgendermaßen durchführen: Aus den Eingriffszeitpunkten eines Zinkenpaares (Bild 16 bis 18) und der Winkelgeschwindig-

keit des Steges ergibt sich die Gesamteingriffszeit des Zinkenpaares je Stegumdrehung, die mit Σt_E bezeichnet sei. Durch Multiplikation mit der Trommelumfangsgeschwindigkeit v_U ergibt sich die gesamte Spanlänge B_y je Stegumdrehung nach der Gleichung

$$B_y = v_U \Sigma t_E \quad [\text{m}].$$

Aus der Trennbreite B^* und der Spanlänge B_y erhält man dann durch Multiplikation die gesamte Trennfläche je Stegumdrehung zu

$$F^* = B_m^* v_U \Sigma t_E \quad [\text{m}^2].$$

Ein Vergleich der Leistung der Trommeln ist nun — wie bereits erwähnt — durch die entstehenden Trennflächen in der Zeiteinheit möglich, so daß man aus den Stegumläufen je

Tafel 2. Versuchsmaterial für die Drehmomentmessungen auf dem Versuchsstand.

Meßreihe	Stallung der Meßreihen		
	Ausgangsmaterial	Zustand bei Versuch	Dichte auf dem Prüfstand kg/m^3
I	Langstroh	Stapelmist mäßig verrottet, relativ feucht, 5 Monate gelagert	1180
II	Langstroh	Frischmist relativ feucht	990
III	kürzeres Stroh	Stapelmist nicht so feucht wie bei Meßreihe I 5 Monate gelagert	1345
IV	relativ kurzes Stroh	Frischmist nicht so feucht wie bei Meßreihe II	1045

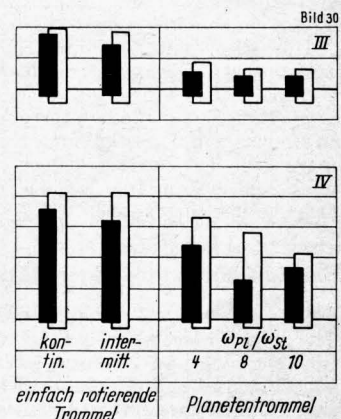
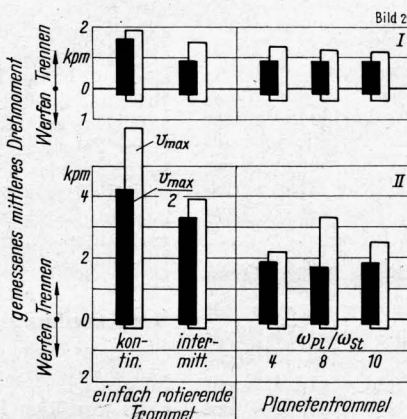
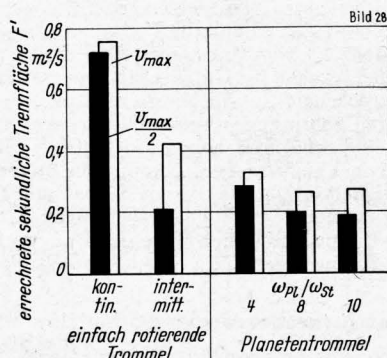


Bild 28 bis 30. Vergleich der theoretisch ermittelten Trennfläche mit der aus dem Drehmomentdiagramm ermittelten Trennarbeit bei den verschiedenen Streuwerkmodellen. Stallungart I bis IV siehe Tafel 2.

Sekunde die Perioden der entstehenden Trennfläche erhält, woraus sich die sekundliche Trennfläche errechnet zu

$$F' = B_m^* v_U \frac{\omega_{St}}{2\pi} \Sigma t_E \text{ [m}^2/\text{s]}.$$

Ermittelt man aus den Oszillogrammen durch Planimetrieren das mittlere Drehmoment für die gleiche Zeiteinheit, dann ist ein Vergleich mit den graphisch-rechnerisch ermittelten Trennflächen gegeben. Es ist jedoch zu beachten, daß in den an der Antriebswelle (Bild 22) gemessenen Drehmomenten M_{ges} das Moment für den Trennvorgang M_{tr} und das für den Wurfvorgang M_w enthalten ist. Es ist also $M_{ges} = M_{tr} + M_w$, woraus sich das Moment für den Trennvorgang zu

$$M_{tr} = M_{ges} - M_w$$

ergibt. Die in der Zeiteinheit aufzubringende Wurfarbeit für das Fortschleudern der sekundlichen Dungmasse m' ist der Wurfleistung gleich, so daß mit der Winkelgeschwindigkeit ω der Antriebswelle und dem Drehmoment M_w die Gleichung

$$M_w \omega = \frac{m'}{2} v_U^2$$

besteht, woraus sich das Moment für den Wurfvorgang zu

$$M_w = \frac{m'}{2} v_U^2 \frac{1}{\omega}$$

ergibt.

Aus dem Vergleich der sekundlichen Trennflächen F' in Bild 28 mit den gemessenen mittleren Drehmomenten für das Trennen und Werfen des Stallunges in Bild 29 und 30, die für die zylindrische Trommel mit kontinuierlichem und mit intermittierendem Vorschub sowie für die verschiedenen Planetentrommeln gelten, geht eine gute Übereinstimmung der Tendenz hervor (eine Ausnahme machen die Ergebnisse bei feuchtem Frischmist aus Langstroh, was mit der Versuchsanstellung zusammenhängen mag). Ein Vergleich für die größtmögliche Vorschubgeschwindigkeit v_{max} und für eine mit dem halben Wert $v_{max}/2$ bestätigt den Einfluß der Vorschubgeschwindigkeit, der beim kontinuierlichen

Vorschub am wenigsten festzustellen ist (auch hier macht der Versuch mit feuchtem Frischmist aus Langstroh eine Ausnahme).

Zusammenfassend ist zu sagen, daß mit einer graphisch-rechnerischen Methode aus der Länge der Bahnen, die die Reißzinken eines Streuwerkes im Stallung hinterlassen, und aus ihrem Wirkungsbereich (der Trennbreite des Spanes) vergleichsweise Prognosen für den Leistungsbedarf verschiedener Trommelbauarten gestellt werden können. Es ist die Tendenz des unterschiedlichen Leistungsbedarfes zu erkennen, ohne daß jedoch eine genaue quantitative Voraussage gemacht werden kann. Daß letzteres nicht möglich ist, bedingt die Eigenart des Stallunges und die nicht ganz einheitliche Tendenz des Verhaltens der verglichenen Streuwerke bei verschiedenen Stallungarten. Durch die Versuche ist der Nachweis erbracht, daß zwischen der Größe und dem zeitlichen Verlauf der Zinkenbahnen im Stallung und der Größe und dem Verlauf der Drehmomente an der Antriebswelle eine gewisse Äquivalenz besteht.

Schrifttum

- [1] *Feldmann, F.*: Der Vielzweckwagen. Berichte über Landtechnik Heft 79. Wolfratshausen 1963.
- [2] *Schulze, K.-H.*: Stallungstreuer und Ackerwagen in Hannover. Landtechn. **19** (1964) 17, S. 636, 638/39.
- [3] *Schulze, K.-H.*: Technische Erfahrungen mit Stallungstreuern. Grndl. Landtechn. Heft 16 (1963) S. 53/66.
- [4] *Dreyer, H.*: Untersuchungen über die mechanische Zerspannung von Festmist. Diss. Univ. Gießen 1963.
- [5] *Dernedde, W.*: Untersuchungen über den Leistungsbedarf und die Streugüte von Stallungstreuern. Vorgetragen auf der 22. Tagung der Landmaschinen-Konstrukteure in Braunschweig-Völkenrode am 9. 4. 1964. (Erscheint demnächst in den Grndl. d. Landtechn.)
- [6] *Dernedde, W.*: Untersuchungen über Streugüte und Leistungsbedarf von Stallungstreuern mit einer Systematik der Streuwerke. Grndl. Landtechn. Heft 18 (1963) S. 58/66.
- [7] Stallungstreuer mit einer oder mehreren umlaufenden Frästrommeln (Amazonenwerk H. Dreyer). Patentschrift 1959 DBP Nr. 1043695.

KURZAUSZÜGE AUS DEM SCHRIFTTUM

Nachahmung der Arbeitsbelastung von Ballenpressen

Bawcum, E. W.: Simulating field loads for hay balers. Agricult. Engng. **45** (1964) Nr. 4, S. 194/95, 206. DK 631.364.5

Die Entwicklungs- und Erprobungszeit einer neuen oder geänderten Landmaschine kann dadurch erheblich verkürzt werden, daß die einzelnen Bauteile und -gruppen im Labor einer Belastung unterworfen werden, die der auf dem Felde ähnlich ist. Es wird eine solche Belastungssimuliervorrichtung für das Triebwerk einer Ballenpresse beschrieben, und zwar für den Kolben- und Rafferantrieb. Während sich Druck- und Zugfedern für die Kolbenbelastung wenig bewährten, konnte ein Luftdruckzylinder (25,4 cm Durchmesser, 10 t Höchstdruck, entsprechend etwa 5 t Höchstlast) mit zwei durch einen verstellbaren Mikroschalter gesteuerten Auslaßventilen die Verdichtungs- und Verschiebelastung in der Presse gut wiedergeben. Für die Nachahmung der Raffer- und Binderbelastung wurde eine gesteuerte Druckluftbremse mit Wasserkühlung benutzt. Auf die Schneidkraftspitzen geht der Verfasser jedoch nicht ein, obwohl diese bekanntlich bei hohen Durchsätzen erhebliche Triebwerksbelastungen verursachen können. *GL 1 H.-O. Sachl*

Die Adhäsion dünnstengelliger Güter beim Brikettieren

Osobov, V. I.: O seplenii tonkostebel'nych materialov pri briketirovanii. Vestnik sel'skochozjajstvennoj nauki **32** (1962) Nr. 8, S. 92/94, russ. DK 631.364.5

Das Entstehen fester Briketts aus Schüttgut wird heute mit Hilfe einiger Theorien erklärt, z. B. mit der Kapillarthorie und mit der Molekulartheorie. Der Verfasser weist nach, daß sich keine dieser Theorien auf das Brikettieren von dünnstengelligen Gütern anwenden läßt und gibt anhand von Versuchsergebnissen

eine Erklärung für das Zusammenhalten der Briketts: Die Brikettfestigkeit beruht auf der mechanischen Adhäsion der Stengel; die Pflanzenhalme verflechten sich während des Brikettiervorganges zu einem dichten und festen Netz, das ein Gerüst für das Brikett bildet. Die Blätter begünstigen eine bessere Verbindung dieses Netzes zu einem festen Brikett. In Form von Diagrammen wird die Abhängigkeit der durch Fallversuche bestimmten Brikettfestigkeit von verschiedenen Einflußgrößen angegeben und mit dem Vorgang der mechanischen Stengeladhäsion erklärt: Mit der Vergrößerung der Brikettdichte verstärkt sich die Verflechtung der Stengel, und das Brikett wird fester; beim Brikettieren von zerkleinerten Stengeln entsteht kein verflochtenes Netz, so daß die Festigkeit geringer ist als die eines aus ungehäckseltem Gut hergestellten Briketts; bei einem optimalen Feuchtegehalt des Gutes erhält man die festesten Briketts, da bei zu trockenem Gut die Halme nicht biegsam sind und beim Brikettieren abbrechen, während sich Stengel mit zu hoher Feuchtigkeit aufgrund ihrer hohen Elastizität nach Entlastung wieder ausdehnen; mit der Vergrößerung der Brikethöhe wird die Brikettfestigkeit erhöht, da die mit Kolben und Unterlage in Berührung kommenden Stengel sich nicht so stark verflechten wie die Halme, die in der Mitte des Briketts in der Umgebung anderer Halme liegen. *GL 2 E. Scheffler*

Untersuchung des Brikettiervorganges bei Heu

Osobov, V. I.: Issledovanie processa briketirovanija sena. Traktory i sel'chozmašiny **32** (1962) Nr. 10, S. 25/27. DK 631.364.5

Es wird über Brikettierversuche mit Wiesenheu, Steppenheu und Bohnenheu berichtet, deren Ziel darin bestand, durch Ermittlung der Gesetzmäßigkeiten beim Brikettieren Richtlinien für die Projektierung von Aufsammelbrikettierpressen zu