

# Der Stand der Forschung auf dem Gebiet der Heu- und Strohpressen

Institut für Landmaschinen, TH Braunschweig

Kürzlich hat MATTHIES [1] in dieser Zeitschrift einen Überblick über die Forschung und Entwicklung auf dem Gebiet des Heu- und Strohpressenbaues gegeben und Probleme und Möglichkeiten aufgezeigt, die im Verfahren der Halmgutbrikettierung liegen. Daran anschließend hat BUSSE [2] die bisher vorhandenen, überwiegend in Laborversuchen gewonnenen grundlegenden theoretischen Kenntnisse auf dem Gebiet des Verdichtens von Halmgut zusammengefaßt und in übersichtlicher Form dargestellt. In der vorliegenden Arbeit sollen nun die Ergebnisse der bisher an Heu- und Strohpressen durchgeführten Untersuchungen zusammengefaßt und kritisch beleuchtet werden.

Die heute gebräuchlichen Heu- und Strohpressen — größtenteils als Aufsammelpressen hergestellt — arbeiten bekanntlich nach dem von dem Amerikaner DEDERICK 1870 bei Strohpressen erstmals angewendeten Verfahren des sogenannten Schlauch- oder Strangpressens [1]. Während die leichtere Aufsammel-Niederdruckpresse in der Regel mit einem Schwingkolben und Viergelenkantrieb ausgerüstet ist, arbeitet die schwerere Aufsammel-Hochdruckpresse meistens mit Schubkurbelantrieb und Gleit- oder Rollenkolben (Bild 1), der mit einem Trennmesser ausgerüstet ist, um das nicht ganz in den Preßkanal hineingestopfte Halmgut abzutrennen.

Die meisten Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der Heu- und Strohpressen befassen sich mit dem eigentlichen Arbeitsvorgang des Verdichtens und Schneidens bei Hochdruckpressen, so daß auch im folgenden überwiegend die Hochdruckpressen betrachtet werden sollen. Daher seien hier zunächst kurz die Arbeitsweise einer Hochdruckpresse und die im Getriebe dieser Presse wirkenden Kräfte und Drehmomente betrachtet. Später sollen dann die Zusammenhänge zwischen Preßdruck und Ballenraumdicke aufgezeigt und die Bedeutung des Schneidvorganges und des Arbeitsdiagrammes für die Auslegung von Hochdruckpressen erörtert werden.

## Die Kräfte im Kurbelgetriebe einer Hochdruckpresse

Die Arbeitsweise einer Hochdruckpresse ist wesentlich bestimmt durch das periodische Arbeiten des Pressenkolbens, also dadurch, daß die Kräfte im Kurbelgetriebe der Presse bei jedem Hub in ähnlicher Form auftreten. Die Höhe und in geringer Weise auch die Lage der Beanspruchungsspitzen ist jedoch von den technischen Daten und der Einstellung der Presse, von Gutart und Gutfeuchte und insbesondere auch von der bei dem jeweiligen Hub zu verarbeitenden Gutmenge abhängig.

### Verwendete Bezeichnungen

Ä. T.	Äußerer Kolbentotpunkt
I. T.	Innerer Kolbentotpunkt
$C$	Konstante in der Verdichtungsgesetzmäßigkeit
$F$	Querschnittsfläche des Preßkanals
$L$	Länge des Preßkanals
$L_S$	Länge der Schurre
$P$	Kolbenkraft
$P_{St}$	Pleuelstangenkraft
$T$	Tangentialkraft
$X_G$	Auf die Gesamtmasse bezogener Wassergehalt
$a$	Preßkanalhöhe
$b$	Preßkanalbreite
$e$	Basis der natürlichen Logarithmen
$l$	Pleuelstangenlänge
$m$	Exponent in der Verdichtungsgesetzmäßigkeit
$p$	Druck
$p_e$	Längsdruck am Ende des Preßkanals
$p_k$	Druck an der Kolbenstirnfläche
$p_x$	Örtlicher Längsdruck an der Stelle $x$
$r$	Kurbelradius
$s$	Weg des Kolbens
$x$	Entfernung vom äußeren Kolbentotpunkt (Bild 1)
$\alpha$	Kurbelwinkel
$\delta_S$	Anstellwinkel der Schurre
$\varrho$	Mittlere Raumdicke des gepreßten Halmgutes
$\varrho_S$	Raumdicke der Ballen auf der Schurre
$\varrho_u$	Mittlere Raumdicke des ungepreßten Halmgutes
$\mu$	Reibwert zwischen Preßgut und Kanalwand
$\mu_S$	Reibwert zwischen Ballen und Schurre
$\nu$	(Poissonsche) Querszahl des Preßgutes

In Bild 2 ist oben der Schubkurbelantrieb einer Hochdruckpresse schematisch dargestellt. Dieser Darstellung kann man die Beziehungen zwischen der Kolbenkraft  $P$ , der Pleuelstangenkraft  $P_{St}$  und der Tangentialkraft  $T$  entnehmen, die im unteren Teil von Bild 2 in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel  $\alpha$  beziehungsweise vom Kolbenweg  $s$  aufgetragen sind. Die Diagramme zeigen, daß das Verhältnis  $P/P_{St}$  nur geringfügig von eins abweicht; das bedeutet, daß die Kolbenkraft in erster Näherung gleich der Pleuelstangenkraft gesetzt werden kann (größter Fehler bei den hier vorliegenden Abmessungen 6,5%). Der Verlauf des Verhältnisses  $T/P_{St}$  macht die Knichebelwirkung des Schubkurbelgetriebes deutlich. Bei den Kurbelstellungen  $\alpha = 0^\circ$  beziehungsweise  $360^\circ$  und  $180^\circ$  bewirkt eine Kolben- beziehungsweise Pleuelstangenkraft keine Tangentialkraft am Kurbelzapfen und damit auch kein Drehmoment in der Kurbelwelle, während eine bei der Kurbelstellung  $\alpha = 110^\circ$  oder  $250^\circ$  wirkende Kolben- beziehungsweise Pleuelstangenkraft eine Tangentialkraft von etwa gleicher Größe bewirkt. Hat man nun irgendeine der drei Kräfte experimentell bestimmt, so kann man mittels dieses Diagrammes die anderen beiden berechnen.

In Bild 3 sind am Beispiel einer Hochdruckpresse der Verlauf der auf elektronischem Wege gemessenen Pleuelstangenkraft und der daraus errechneten Kolbenkraft und der Tangentialkraft am Kurbelzapfen dargestellt worden, und zwar links über dem Kurbelwinkel  $\alpha$  und rechts über dem Kolbenweg  $s$ . Verfolgt man den Verlauf der Kolbenkraft, so gibt der Kurvenanstieg zunächst die zunehmende Verdichtung des vom Raffer in den Pressenzylinder eingebrachten Halmgutes an, bis dann kurzfristig etwa ab a die

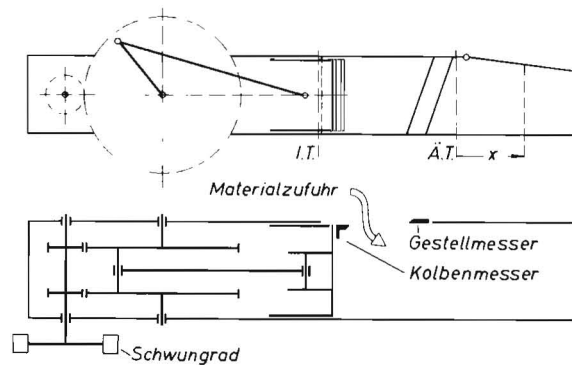


Bild 1: Schema einer Hochdruckpresse mit Schneidvorrichtung  
x: Entfernung vom äußeren Kolbentotpunkt

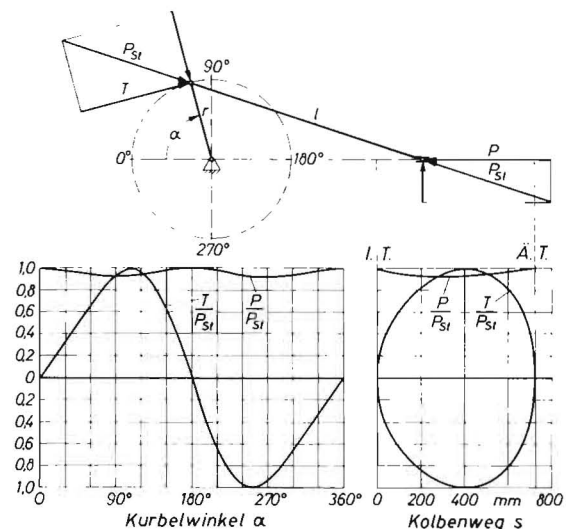


Bild 2: Die Kräfte im Schubkurbelgetriebe einer Hochdruckpresse  
 $r = 360 \text{ mm}$ ,  $l = 1010 \text{ mm}$

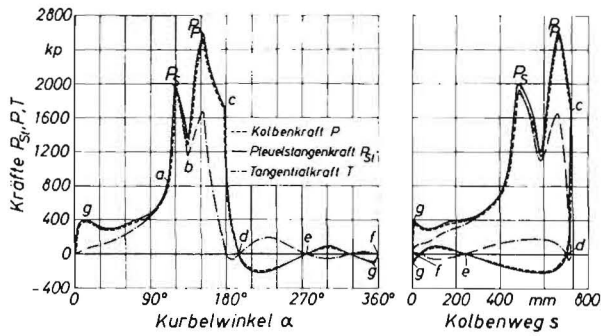


Bild 3: Verlauf der Pleuelstangenkraft und der daraus errechneten Kolben- und Tangentialkraft während des Kolbenhubes einer Hochdruckpresse

$P_P$  Preßspitze,  $P_S$  Schneidspitze  
 2 kg Weizenstroh je Hub, Wassergehalt  $X_G = 22\%$ ,  
 Kanalquerschnitt:  $360 \times 480 \text{ mm}^2$

Kolbenkraft um die Schneidkraft erhöht wird, die beim Abtrennen des nicht ganz in den Pressenzylinder hineingestopften Halmgutes zwischen Kolbenmesser und der am Pressengestell befindlichen Gegenschneide auftritt. Nach Überwindung dieser sogenannten Schneidspitze  $P_S$  fällt die Kolbenkraft bis auf die inzwischen erhöhte Verdichtungskraft bis auf b ab, um dann schnell einen weiteren Maximalwert, die sogenannte Preßspitze  $P_P$  zu erreichen. Kurz vor Erreichen dieser Maximalkraft beginnt das Verschieben des im Preßkanal befindlichen Halmgutstranges bis zur äußeren Totpunktlage des Kolbens, wobei die Kolbenkraft von  $P_P$  bis c erheblich absinkt. Bei der jetzt folgenden rückläufigen Bewegung des Kolbens zeigt sich die bis d abnehmende Rückdehnungskraft des Gutstranges, die eine kurzzeitig negative (rücktreibende) Tangentialkraft zur Folge hat. Der weitere Verlauf ist dadurch gekennzeichnet, daß zum Beschleunigen der Kolbenmasse bis zum Punkt e negative Kolbenkräfte (Zugkräfte in der Pleuelstange) und zum anschließenden Abbremsen bis zum Punkt f zunächst positive und dann infolge der sich überlagernden Reibungskraft negative Kolbenkräfte auftreten. Die Kolbenreibungskraft nimmt im Bereich des inneren Totpunktes besonders große Werte sowohl beim Rück- als auch beim Vorlauf des Kolbens an (siehe g), da bei der hier untersuchten Presse in diesem Bereich ein Verklemmen des Kolbens in den Führungen auftrat. Während der Verlauf der Pleuelstangenkraft sich im wesentlichen mit dem der Kolbenkraft deckt, ist es interessant festzustellen, daß in der Kurve für die Tangentialkraft die Schneidspitze wegen der ungünstigeren Kurbelstellung sich stärker in eine Tangentialkraft umsetzt als die Preßspitze, was im vorliegenden Beispiel dazu führt, daß die ursprünglich kleinere Schneidspitze eine größere Tangentialkraft und damit ein größeres Kurbelwellendrehmoment bewirkt als die Preßspitze.

### Preßdruck und Ballendichte

In allen Forschungsarbeiten ist übereinstimmend festgestellt worden, daß der aufzuwendende Kolbenhöchstdruck mit steigender Raumdichte der Ballen progressiv ansteigt.

Bild 4 zeigt solche Kurven, die im folgenden Druck-Dichte-Kurven genannt werden, für trockenes Weizenstroh. Die Kurve von NATION [3] und die von BURROUGH und GRAHAM [4] weisen erheblich geringere Dichten bei den gleichen Preßdrücken auf als die von FRANKE [5], was darauf zurückzuführen ist, daß FRANKE die Raumdichte der Ballen nicht wie die anderen Forscher nach Ausstoß der Ballen aus dem Preßkanal gemessen hat, sondern vor Expansion der Ballen im Preßkanal. Der Unterschied zwischen Raumdichte im Preßkanal und Ballenraumdichte nach Ausstoß entspricht etwa einer vom Verfasser an einer modernen Aufsammler-Hochdruckpresse mit automatischer Garnbindung gemessenen Raumdichteabnahme von 20 bis 35%. In Bild 5 sind solche von BURROUGH und GRAHAM [4] ermittelten Druck-Dichte-Kurven für Luzerneheu bei verschiedenen Gutfeuchten und zwei Kurven von SELZERMANN [6] für Timotheeheu wiedergegeben, wobei die Raumdichten der Ballen nach Ausstoß aus dem Preßkanal gemessen wurden. Die Kurven von BURROUGH und GRAHAM zeigen besonders deutlich den Einfluß der Gutfeuchte. Bei sehr trockener Luzerne von 13% Wassergehalt konnten Dichten von

160 kg/m<sup>3</sup> erreicht werden, während bei den feuchteren Gütern bereits durch kleinere Drücke erheblich größere Dichten bis zu 270 kg/m<sup>3</sup> erreicht werden konnten. Diese Tatsache ist nicht allein auf den gestiegenen Wasseranteil in den Ballen, sondern auch auf die geringere Biegesteifigkeit der feuchteren Halme zurückzuführen; denn wenn man die Kurve für das mit 48% Wassergehalt verdichtete Gut auf 13% Wassergehalt umrechnet, so ergibt sich noch eine um im Mittel etwa 25% höhere Ballenraumdichte als für das Halmgut, das mit 13% Wassergehalt verdichtet wurde. Die beiden Druck-Dichte-Kurven von SELZERMANN in Bild 5 unterscheiden sich im wesentlichen darin, daß durch Verbesserungen am Bindemechanismus und durch Verstärkung des Bindegarnes die Ballenausdehnung nach Verlassen des Preßkanals vermindert wurde. Die Verbesserung erbrachte eine Erhöhung der Ballendichte um etwa 10%, was der beachtlichen Reduzierung der für eine geforderte Ballendichte nötigen Preßkraft von etwa 35% entspricht.

Für den Entwurf von Hochdruckpressen ist die Kenntnis der Druck-Dichte-Kurven von erheblicher Bedeutung. Dem Wunsche, diese Kurven für möglichst viele Gutarten und Gutfeuchten zu

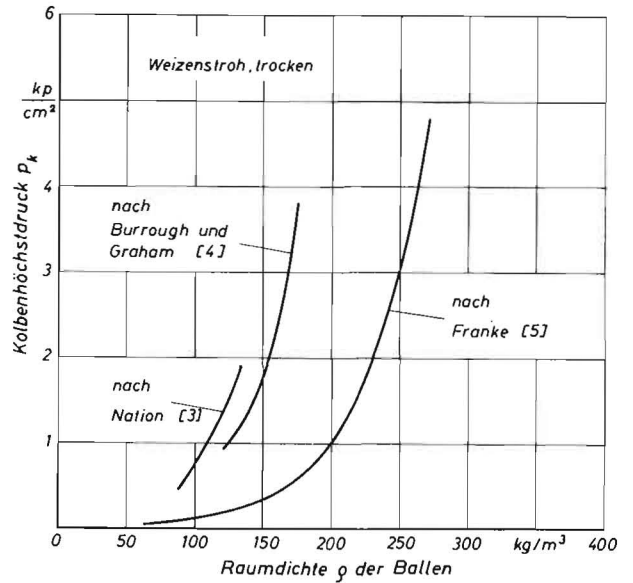


Bild 4: Bei trockenem Gut erzielbare Ballenraumdichten

[3] nach Ausstoß der Ballen, Kanalquerschnitt:  $360 \times 460 \text{ mm}^2$   
 [4] nach Ausstoß der Ballen, Kanalquerschnitt:  $400 \times 460 \text{ mm}^2$   
 [5] im Preßkanal, Kanalquerschnitt:  $500 \times 600 \text{ mm}^2$

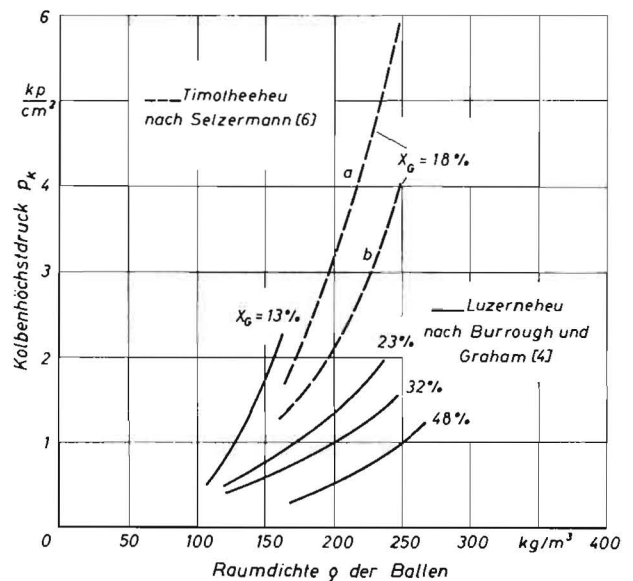


Bild 5: Bei verschiedenen Wassergehalten erzielbare Ballenraumdichten (nach Ausstoß der Ballen)

a: Schlecht arbeitende Bindeeinrichtung  
 b: Verbesserte Bindeeinrichtung  
 Kanalquerschnitt  $400 \times 460 \text{ mm}^2$

erhalten, steht der erhebliche meßtechnische Aufwand entgegen, mit dem diese Kurven beim Feldeinsatz von Hochdruckpressen ermittelt werden müssen. Es ist deshalb versucht worden, die beim Einsatz von Heu- und Strohpressen gewonnenen Druck-Dichte-Kurven durch die im Laborversuch leichter und schneller zu ermittelnden Verdichtungsgesetzmäßigkeiten beim Pressen in einem Preßtopf zu ersetzen [7]. Es wurde jedoch festgestellt, daß es zur Zeit noch nicht möglich ist, von einer im Labor gewonnenen Verdichtungskurve auf die entsprechende Druck-Dichte-Kurve für eine Hochdruckpresse mit hinreichender Genauigkeit zu schließen, da in einer Hochdruckpresse weitaus kompliziertere Verhältnisse bezüglich Mehrfachbelastung, Preßgeschwindigkeit, Reibungsverhalten u. a. vorliegen, die noch nicht labormäßig erfaßt worden sind.

Aus Bild 4 und 5 geht sehr klar die Bedeutung der Bindevorrichtung hervor (siehe auch [8]), deren Aufgabe vor allem darin besteht, die im Preßkanal einmal erzielte Ballendichte möglichst weitgehend zu erhalten und das Ausdehnen der Ballen nach Ausstoß aus dem Preßkanal weitmöglichst zu verhindern. Schon FRANKES Untersuchungen [5] weisen deutlich auf diese Zusammenhänge hin. Seine Druckmessungen im Preßstrang einer stationären Hochdruckpresse (Bild 6) ergaben sehr große Unterschiede zwischen der unter Kolbendruck erzielbaren Strangspannung (entsprechend  $p_{x \max}$ ) und der nach Rückgang des Kolbens verbleibenden Strangspannung (entsprechend  $p_{x \min}$ ). Der im Strohstrang verbleibende Druck  $p_{x \min}$  weist ein Maximum auf, das bei den von FRANKE untersuchten Kanalabmessungen etwa im Totpunktabstand von 0,6 . . . 1,2 m liegt. Auf Grund dieser Zusammenhänge weist FRANKE darauf hin, daß die Bindung zweckmäßigerweise dann erfolgen sollte, wenn sich der Kolben in seiner äußeren Totpunktlage befindet und möglichst an der Stelle hinter dem äußeren Kolbentotpunkt, an der die größte Dichte zu erwarten ist. Dabei ist allerdings zu berücksichtigen, daß der größte Preßdruck nach neueren Messungen nicht genau in Totpunktlage, sondern, wie in Bild 3 gezeigt ist, schon zu einem wesentlich früheren Zeitpunkt auftritt. Dieser Effekt ist nicht ohne weiteres vernachlässigbar, da die größte Kolbenkraft zur Zeit der Preßspitze bei großen zu verarbeitenden Gutmengen im Verhältnis doppelt so groß sein kann wie bei äußerer Totpunktlage des Kolbens. Die üblichen Bindeeinrichtungen arbeiten während des Kolberrückganges, die Bindung findet also im wesentlichen im linken, abfallenden Teil der  $p_{x \min}$ -Kurve (Bild 6) statt. Es sind nur wenige Pressen bekannt geworden, die in der Lage sind, bei äußerer Totpunktlage des Kolbens zu binden und nur eine Konstruktion (Klinger, siehe MATTHIES [8]), die durch Verwendung einer besonderen Bindevorrichtung in der Lage war, etwa im waagerechten Abschnitt der  $p_{x \min}$ -Kurve, also an der Stelle des größten Längsdruckes im Strohstrang, zu binden. Weitere Nachteile der heutigen Bindeapparate sind durch die mehr oder weniger hohe Lage des Knoters über dem Preßkanal gegeben und dadurch, daß der Knoten meistens nicht zum Ballen hin zusammengezogen wird, sondern eher vom Ballen weg, so daß selbst bei einer modernen Aufsammel-Hochdruckpresse nach Ausstoß noch eine Dichteabnahme der Ballen auf 80 bis 65% der Dichte im Preßkanal gemessen wurde. Da diese große Ausdehnung besonders für hohe eingestellte Ballen-

dichten einen erheblichen Anstieg der Preßkräfte und damit auch der Preßarbeit zur Folge hat, kann die Verbesserung der automatischen Bindeapparate heute als eine vordringliche Aufgabe angesehen werden.

Als Grundlage für die Entwicklungsarbeit auf diesem Teilgebiet werden — wie oben gezeigt — im wesentlichen die Ergebnisse von FRANKE herangezogen. Die Konstruktion des Preßkanals der von FRANKE im Jahre 1933 untersuchten stationären Hochdruckpresse unterscheidet sich jedoch von den Konstruktionen in heutigen Aufsammel-Hochdruckpressen ganz erheblich; neben kleineren und besonders kürzeren Kanalabmessungen und um ein Mehrfaches erhöhten Kolbenhubzahlen werden wesentlich größere Durchsätze von Stroh als auch von Heu erwartet und auch verwirklicht. Deshalb ist es notwendig, erneut Druck- und besonders auch Dichtemessungen in einem Preßkanal durchzuführen, mit dem Ziel, die technologischen Grundlagen für die Entwicklung leichter und billiger und trotzdem leistungsfähiger Hochdruckpressen zu schaffen.

### Der Strangwiderstand

Wie am Anfang des vorigen Abschnittes gezeigt worden ist, muß zum Erzielen einer bestimmten Raumdichte der Ballen ein bestimmter Preßdruck auf das Halmgut ausgeübt werden. Das Aufbringen dieses Preßdruckes erfolgt beim Strangpreß-Verfahren — wie erwähnt — gegen den sogenannten Strangwiderstand, der von den folgenden Einflüssen abhängig ist:

- Reibung zwischen Halmgut und Preßkanal (Gutart, Gutfeuchte);
- Preßmenge je Kolbenhub;
- Verjüngung des Preßkanals;
- Art und Anstellwinkel der Ladeschurre;
- Kolbenhubzahl.

Wenn auch die genannten Einflüsse teilweise eng miteinander verknüpft sind, so sollen doch die aus den bisherigen Forschungsarbeiten bekannten Ergebnisse nach diesen Gesichtspunkten in einzelnen zusammengestellt werden.

Der Einfluß der Reibung im Preßkanal auf den Strangwiderstand soll anhand einer Formel, die für den nicht verjüngten Preßkanal und für sehr langsame Verdichtung gültig ist, gezeigt werden. Gleichgewichtsansätze an einem Preßgutelement führen — wie BUSSE [2] gezeigt hat — sowohl unter Zugrundelegung der linearen Elastizitätstheorie nach ALFEROW [9] als auch unter Anwendung der von MEWES [10] angegebenen nichtlinearen Deformationsansätze zu der Gleichung für den Druckverlauf im Gutstrang:

$$p_x = p_e \cdot e^{2\mu \cdot \frac{v}{1-v} \left( \frac{a+b}{a \cdot b} \right) \cdot (L-x)} \quad (1)$$

Die mit dieser Formel errechneten Druckwerte sind in Bild 7 für die dort angegebenen Daten über der Preßkanallänge dargestellt. Die Auftragung zeigt, wie sich der örtliche Längsdruck vom Kanalende her — durch die abstützenden Reibungskräfte an den Kanalwänden — bis zum größten Druck am Preßkolben aufbaut.

Für  $x = 0$  ergibt sich das Verhältnis vom Kolbendruck  $p_k$  zum Druck am Kanalende  $p_e$ :

$$\frac{p_k}{p_e} = e^{\mu \cdot \frac{v}{1-v} \cdot 2 \left( \frac{a+b}{a \cdot b} \right) \cdot L} \quad (2)$$

Aus dieser Gleichung ist zu ersehen, daß die Kanallänge  $L$  und der Reibbeiwert  $\mu$  zwischen Gut und Kanalwand das Druckverhältnis in entscheidendem Maße bestimmen und daß weiterhin das Verhältnis des Kanalumfangs  $2 \cdot (a + b)$  zum Kanalquerschnitt  $a \cdot b$  und die Querszahl  $v$  von Einfluß ist. Der noch unbekannte Längsdruck am Kanalende  $p_e$  kann sowohl durch eine Schurre als auch durch die innere Spannung der gebundenen Ballen bewirkt werden, worauf noch weiter eingegangen werden soll. Wenn die obigen Zusammenhänge durch Versuchsergebnisse bisher auch noch nicht voll bestätigt werden konnten, so kann Gl. (1) doch als Grundlage für zukünftige Betrachtungen über den Verdichtungs-vorgang in Heu- und Strohpressen angesehen werden. Um damit jedoch rechnen zu können, sind Zahlenwerte für den Reibbeiwert  $\mu$  und die Querszahl  $v$  für verschiedene Gutarten und Gutfeuchten unerläßlich. Leider liegen sie bis heute noch nicht vor.

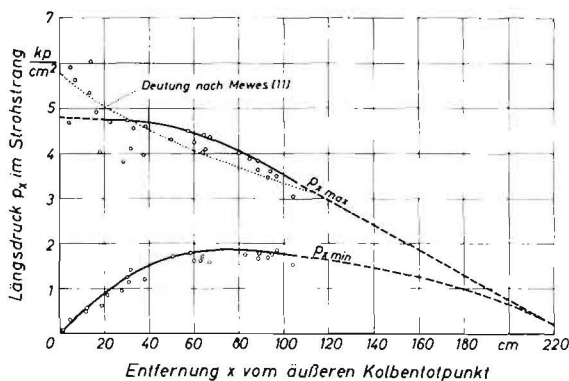


Bild 6: Drücke im Strohstrang einer Hochdruckpresse nach FRANKE [5]

$p_{x \max}$ : während des Pressens im Strohstrang auftretender maximaler Preßdruck  
 $p_{x \min}$ : nach Kolberrückgang im Strohstrang verbleibender Druck  
 Kanalquerschnitt:  $500 \times 600 \text{ mm}^2$

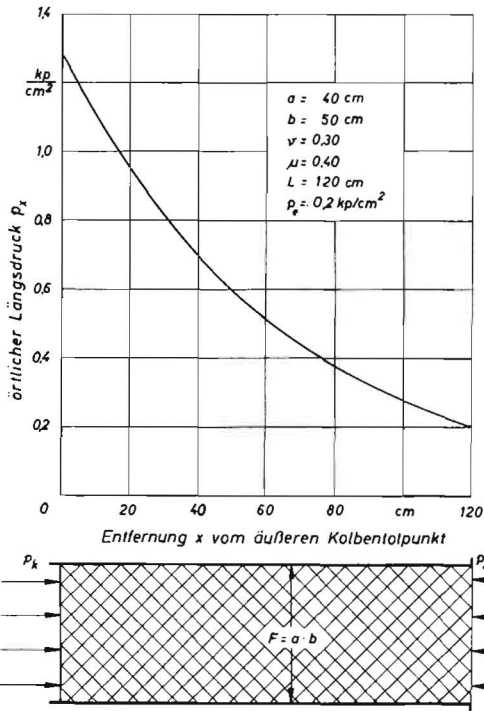


Bild 7: Errechneter örtlicher Längsdruck  $p_x$  in einem nicht verjüngten Preßkanal

Vergleicht man den errechneten Verlauf des Längsdruckes ( $p_x$  in Bild 7) mit dem von FRANKE gemessenen ( $p_{x \max}$  in Bild 6), so zeigen sich in der Tendenz ganz erhebliche Unterschiede. Der gemessene Druckverlauf ist von oben gesehen konvex, der gerechnete Verlauf konkav. Daher hat MEWES [11] die in dem Diagramm von FRANKE [5] enthaltenen Meßpunkte durch einen konkaven Kurvenzug umgedeutet. Die Unterschiede zwischen den beiden Kurven können aber darauf zurückzuführen sein, daß die Rechnung nur für einen nicht verjüngten Kanal und für einen sehr langsam ablaufenden Verdichtungsvorgang gilt, beides Voraussetzungen, die für wirkliche Hochdruckpressen nicht zutreffen.

Der Strangwiderstand wird indirekt in wesentlichem Maße natürlich auch von der Gutart und der Gutfeuchte bestimmt. Beide Größen beeinflussen den Reibbeiwert, die plastische Verformung und andere Größen. Beim Einsatz von Heu- und Strohpressen wurde beispielsweise festgestellt, daß eine zunehmende Gutfeuchte im Bereich niedriger Feuchtwerte bei gleichbleibender Kanaleinstellung ansteigende Preßkräfte und zunehmende Ballenraumdichten zur Folge hat. Dabei wird die Dichtezunahme der Ballen nicht allein durch den größeren Wassergehalt hervorgerufen, sondern auch durch eine größere Trockenmaterialdichte. Diese bereits erwähnte Tatsache ist darauf zurückzuführen, daß feuchteres Gut einerseits wegen der geringeren Biegesteifigkeit der Halme leichter verdichtbar ist, andererseits aber auch über den unter Umständen erhöhten Reibbeiwert einen erhöhten Strangwiderstand bewirkt. Erst weitere Untersuchungen unter Verwendung der heute zur Verfügung stehenden verbesserten Meßmethoden können die vorhandenen Diskrepanzen beseitigen und genauere und zuverlässige Kenntnisse auf diesem grundlegenden Gebiet des Verdichtens erbringen.

Bei allen bisher bekannt gewordenen Messungen an Heu- und Strohpressen wurde festgestellt, daß der Strangwiderstand und die erzielbare Ballendichte mit zunehmender Preßmenge je Kolbenhub ansteigt. Diese Tendenz geht auch aus den in Bild 8 nach eigenen Messungen über der Preßmenge je Hub aufgetragenen Pleuelstangenspitzenkräften (Preßspitzen) hervor, die ja den jeweiligen Strangwiderständen annähernd gleichzusetzen sind. Im vorliegenden Falle verdoppelt sich die Preßspitze nahezu, wenn man die Preßmenge von 0,5 auf 2,5 kg je Hub steigert. Ähnliche Zunahmen sind auch von MEWES angegeben worden, während NATION geringere und BURROUGH und GRAHAM größere Zunahmen gemessen haben. Natürlich ist durch die größeren Reibkräfte infolge der Verlängerung des Preßgutstranges um einen der jeweils zugeführten Gutmenge entsprechenden Betrag ein gewisser An-

stieg mit zunehmender Preßmenge je Hub zu erwarten. Jedoch erscheint diese Erklärung wegen der Größe des gezeigten Anstieges nicht ausreichend, weshalb zur Zeit vom Verfasser untersucht wird, ob nicht die Zunahme des Strangwiderstandes mit wachsender Preßmenge durch die Stoßwirkung des Kolbens hervorgerufen wird.

Der Einfluß der Reibung auf den Strangwiderstand kann durch eine Verjüngung des Preßkanals wesentlich gesteigert werden, so daß bei den meisten Heu- und Strohpressen die Ballenraumdichte auf diesem Wege reguliert wird. Üblicherweise werden bekanntlich die Kanalwände mit Hilfe von Spannschrauben und dazwischengeschalteten Federn zusammengespannt, wodurch sich infolge des erhöhten Wanddruckes auf den Gutstrang größere Reibungskräfte an den Kanalwänden ergeben, was einen vergrößerten Strangwiderstand und damit eine erhöhte Ballenraumdichte zur Folge hat; darüber hinaus tritt bei einem verjüngten Preßkanal auch noch ein sogenannter Frontalwiderstand auf, der jedoch von geringer Bedeutung ist.

Die Einstellung der Ballenraumdichte über Spannschrauben und Federn hat den gezeigten Nachteil, daß die erzielte Ballenraumdichte sowohl von der Gutfeuchte als auch von dem Gutdurchsatz stark beeinflußt wird. In der Erwartung, daß durch eine konstante Kanalwandbelastung eine gleichbleibende auf die Trockenmasse bezogene Ballenraumdichte erreicht werden könne, hat NATION [12] versuchsweise bei einer Aufsammel-Hochdruckpresse die gefederte Kanalwandspannvorrichtung durch eine hydraulische Belastungsvorrichtung mit konstanter Kanalwandbelastung ersetzt. Wenn er auch feststellen konnte, daß die innerhalb der verschiedenen untersuchten Feuchtigkeitsstufen (Heu von 15 . . . 49% Wassergehalt) gebildeten Mittelwerte der Ballenraumdichte (bezogen auf die Trockenmasse) nur wenig voneinander abwichen, so traten in den Feuchtigkeitsstufen selbst jedoch große Streuungen in den Ballendichten auf. Damit erscheint es fraglich, ob das gesteckte Ziel mit einer konstanten Kanalwandbelastung erreicht werden kann.

Von ALFEROW [9] und MEWES [10] sind auch Formeln für den örtlichen Längsdruck im verjüngten Preßkanal abgeleitet worden. ALFEROW setzt auch hierfür die Gültigkeit der linearen Elastizitätstheorie voraus, er geht also von einem in dem untersuchten Druck-Dichte-Bereich konstanten Elastizitätsmodul aus. Er bestätigt seine theoretische Ableitung, indem er zeigt, daß die Ergebnisse von Druckmessungen, die im Kanal einer Aufsammelpresse durchgeführt wurden, mit einem entsprechenden Zahlenbeispiel übereinstimmen. MEWES stellte jedoch einen Rechenfehler in diesem Beispiel fest, nach dessen Beseitigung keine Übereinstimmung zwischen Rechnung und Meßergebnissen bestand. Da MEWES das von ALFEROW verwendete lineare Elastizitätsgesetz wegen der stark plastischen Eigenschaften des Preßgutes für nicht anwendbar hält, führt er nichtlineare Deformationsansätze in die Rechnung

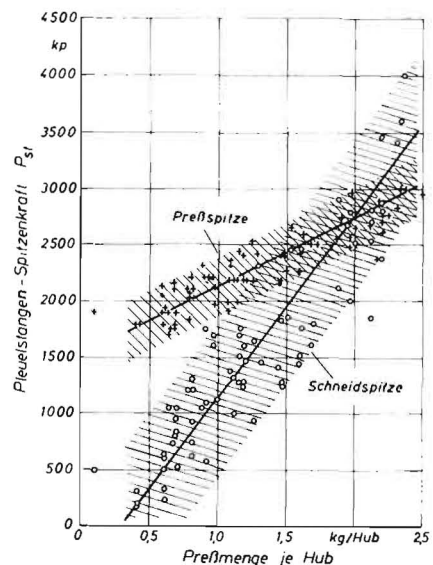


Bild 8: Preß- und Schneidkraftspitzen in einer Aufsammel-Hochdruckpresse in Abhängigkeit von der Preßmenge je Hub  
Versuchsmaterial: Weizenstroh  $V_G = 22\%$   
Kanalquerschnitt:  $360 \times 480 \text{ mm}^2$

ein. Die Ableitung und das für nicht zu starke Kanalverengungen hinreichend genaue Näherungsergebnis hat BUSSE [2] übersichtlich dargestellt. Wenn auch MEWES seine Rechnung durch Messungen an einem kleinen Modellkanal ( $50 \times 50 \times 200 \text{ mm}^3$ ) in etwa bestätigt fand, so ist es doch fraglich, ob diese Rechnung die Druckverhältnisse in einem Preßkanal natürlicher Größe wiederzugeben vermag, zumal die Ansätze für die Berechnungsformel die besonderen Gegebenheiten im Preßstrang üblicher Heu- und Strohpressen offensichtlich nicht voll berücksichtigen. So wird bei der Ermittlung der Abhängigkeit des Druckes von der Zusammendrückung infolge der Kanalverjüngung die erweiterte SKALWEITSche Verdichtungsgesetzmäßigkeit zugrunde gelegt:

$$p = C \cdot (q^m - q_n^m). \quad (3)$$

Es ist jedoch bekannt, daß diese Gleichung nur unter der Bedingung zunehmender Verdichtung angesetzt werden darf, da das Preßgut zu einem erheblichen Teil plastisch verformt wird. Diese Bedingung ist jedoch in einem Preßkanal üblicher Größe nicht erfüllt, denn das Preßgut, das infolge der neu hinzukommenden Preßmengen in den hinteren Teil des Kanals geschoben wird, war im vorderen Kanalteil bereits stärker verdichtet, da es hier — wie gezeigt wurde — unter einem erheblich größeren Längsdruck gestanden hat. Es können hier also die Gesetzmäßigkeiten der zunehmenden Verdichtung nicht angewendet werden, vielmehr sind noch weitgehend unbekannte Verformungsfunktionen anzusetzen, die vermutlich den bekannten Verdichtungskurven für Belastung, Entlastung und Wiederbelastung ähnlich sind (Bild 27 in [11]). Es wird ebenfalls die Aufgabe weiterer Forschungsarbeiten sein, auf diesem Teilgebiet Klarheit zu schaffen.

Einen weiteren Einfluß auf den Strangwiderstand hat auch eine hinter dem Preßkanal eventuell angebrachte Ladeschurre, auf der die Preßballen hoch und weitergeschoben werden. So nahm der Strangwiderstand bei den Untersuchungen von FRANKE nach Anbau einer 6,5 m langen und 2,4 m hohen Schurre derart zu, daß die erzielte Ballenraumdicke sich bei gleichbleibender Spannkanaleinstellung von 109 auf  $243 \text{ kg/m}^3$  erhöhte, obwohl der Verschiebewiderstand auf der Schurre nur etwa 70 kp betrug. Diese starke Zunahme des Strangwiderstandes kann dadurch erklärt werden, daß sich der beim Verschieben der Ballen auf der Schurre zu überwindende Hub-, Reibungs- und Beschleunigungswiderstand im Gutstrang als Längsdruck am Kanalende einstellt und als solcher — wie gezeigt — über die auftretenden Reibungskräfte im Preßkanal eine erhebliche Erhöhung des am Kanalansfang herrschenden Preßdruckes und damit des Strangwiderstandes zur Folge hat.

Während über den Beschleunigungswiderstand der Ballen auf der Schurre keine Untersuchungsergebnisse vorliegen, ist für den Hub- und Reibungsdruck von ALFEROW [9] die folgende Formel aus den Kräfteverhältnissen an der Schurre abgeleitet worden:

$$p_e = L_s \cdot q_s \cdot (\sin \delta_s + \mu_s \cdot \cos \delta_s). \quad (4)$$

Diese Gleichung zeigt, in welcher Weise die Länge  $L_s$  und der Steigungswinkel  $\delta_s$  der Schurre, ferner das mittlere Raumbgewicht  $q_s$  der Ballen sowie der Reibbeiwert  $\mu_s$  zwischen Ballen und Schurre den Druck am Kanalende beeinflussen.

Arbeitet die Presse ohne ein Schurre, so ist der örtliche Längsdruck am Preßkanalende gleich der inneren Druckspannung der durch die Bindegarne zusammengehaltenen sich am Kanalende befindenden Ballen [5]. Hieraus erklärt sich die von FRANKE festgestellte Tatsache, daß straff gebundene Ballen einen größeren Strangwiderstand hervorrufen als locker gebundene oder sogar ungebundene Ballen.

Infolge der dynamischen Vorgänge beim Pressen ist auch ein Einfluß der Kolbenhubzahl auf den Strangwiderstand zu erwarten. Tatsächlich haben BURROUGH und GRAHAM ihn bei ihren Versuchen auch festgestellt. Eine Erhöhung der Kolbenhubzahl von 38 auf 48 Hüben je Minute erbrachte nach Umrechnung der Meßwerte auf eine konstante Preßmenge von 1,1 kg je Hub für trockenes Weizenstroh bei gleicher Ballendichte einen Abfall des Strangwiderstandes von 4600 kp auf 3600 kp. Eine weitere Hubzahlerhöhung auf 55 Hübe je Minute ergab keine Änderung des Strangwiderstandes mehr. Auch dieses Ergebnis bedarf noch einer Überprüfung, und es macht eine Ausdehnung der Versuche auch auf die heute wesentlich höheren Kolbenhubzahlen bis zu 80 . . . 100 Hüben je Minute erforderlich.

## Der Schneidvorgang

Es wurde bereits weiter oben gezeigt, daß die Schneidkräfte, die beim Abtrennen des nicht ganz in den Pressenzylinder gestopften Halmgutes auftreten, einen erheblichen Anteil an den Beanspruchungen im Getriebe der Presse haben. Von diesen Schneidkräften sind bisher im wesentlichen nur die Spitzenwerte und die zugehörige Kurbellage bekannt. Von Einfluß auf die Höhe der Schneidkraftspitze sind unter anderem die Schneidenanordnung, der spezifische Schneidwiderstand des Gutes und die abzuscherende Halmgutmenge. Die abzuscherende Halmgutmenge wiederum hängt von der zugeführten Preßmenge je Hub und davon ab, inwieweit der Raffer imstande ist, diese Preßmenge je Hub in den Pressenzylinder zu stopfen. So steigen die Schneidspitzen mit wachsender Preßmenge je Hub bis auf etwa 4000 kp an (Bild 8), und der Raffer scheint geringe Preßmengen vollkommen in den Pressenzylinder hineinstopfen zu können; denn die Mittellinie der Meßpunkte geht offenbar nicht durch den Nullpunkt des Diagrammes. Während von den übrigen Forschern ähnliche Höchstwerte für die Schneidspitzen gemessen wurden, gibt MEWES Werte bis zu 7000 kp bei Stroh und 4900 kp bei Heu an.

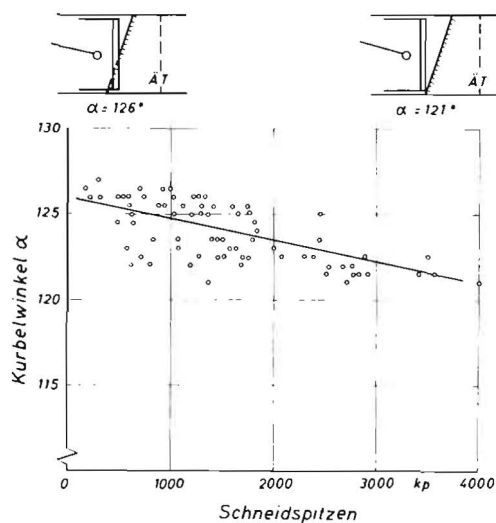


Bild 9: Die Lage der Schneidspitzen  
Versuchsmaterial: Weizenstroh  $X_G = 22\%$   
Kanalquerschnitt:  $360 \times 480 \text{ mm}^2$

Neben der Höhe ist aber auch bekanntlich die Lage der Schneidspitzen von wesentlicher Bedeutung. Sie wird maßgeblich durch die Stellung des Kolbenmessers und der Gegenschneide bestimmt. Von geringerem Einfluß auf die Lage der Schneidspitzen ist die abzuscherende Gutmenge, wie sich im Bild 9 zeigt. Hier ist nicht die abzuscherende Gutmenge selbst, sondern die aufgetretene Schneidspitze als Abszissenwert zugrunde gelegt, da bei der bisherigen Versuchsanstellung nur diese meßtechnisch zu erfassen war. Die Auftragung des Kurbelwinkel  $\alpha$  über der jeweiligen Schneidspitze und besonders die Darstellung des Kolbenmessers und der Gegenschneide für die Extremwerte der Kurbelwinkel zeigen, daß die Kraftspitze bei einer großen abzuscherenden Gutmenge (große Schneidspitze) nur ein wenig früher auftritt als bei einer kleineren.

## Das Arbeitsdiagramm

Das Kolbenkraft-Kolbenweg-Diagramm, wie es beispielsweise in Bild 3 gezeigt worden ist, enthält die eigentlichen beim Verdichtungs- und beim Schneidvorgang auftretenden Arbeitskräfte und die Massen- und Reibungskräfte des Kolbens. Die Arbeitskräfte sind im Gegensatz zu den Massen- und Reibungskräften nicht abhängig von der Pleuelstangenlänge und in gewissen Grenzen auch nicht vom Kolbenhub und von der Kolbenhubzahl, so daß die Auftragung der Arbeitskräfte über dem Kolbenweg — das Arbeits-Diagramm — als Basis für viele umfassende Betrachtungen verwendet werden kann. Beim Entwurf einer Hochdruckpresse können so nach Annahme der wesentlichen Daten, wie beispielsweise Getriebeabmessungen, Kolbenhubzahl, Kolbenmasse, und nach Berechnung der sich daraus ergebenden Massen- und Reibungskräfte aus dem Arbeitsdiagramm die Verdichtungs- und Schneidkräfte entnommen werden. Durch Zusammensetzung der Massen- und Reibungskräfte mit den Ver-

dichtungs- und Schneidkräften erhält man das für eine spezielle Presse gültige Kolbenkraft-Kolbenweg-Diagramm. Mit Hilfe der Kräftebeziehungen des Kurbelgetriebes (Bild 2) kann der Verlauf des Kurbelwellendrehmomentes errechnet und aufgezeichnet werden. Darüber hinaus ergibt sich durch Ausmessen der von der Kurve eingeschlossenen Fläche in bekannter Weise der Leistungsbedarf der Presse. Der Verlauf des Kurbelwellendrehmomentes ist Grundlage zur Auslegung des Schwungrades der Presse, der Kurbelwelle selbst sowie der Bauelemente des Antriebssystems der Presse. Hierbei ist es das Ziel der weiteren Forschungsarbeiten, für die Dimensionierung der Bauteile nicht nur die größte auftretende Beanspruchungsspitze zu ermitteln, sondern Grundlagen für die exaktere und vor allem sichere Auslegung nach dem von KAHRS [13] erläuterten Verfahren der Dimensionierung nach Lastkollektiven zu schaffen.

Die Ermittlung der Arbeitsdiagramme kann sowohl auf experimentellen als auch auf theoretischem Weg erfolgen. So haben BURROUGH und GRAHAM [4] zwei Arbeitsdiagramme aus Messungen an zwei verschiedenen Hochdruckpressen erstellt, indem sie die den Kolbenkräften etwa gleichen Pleuelstangenkräfte um die berechneten Massenkräfte und um die durch Hin- und Zurückschieben des Kolbens im Pressenzylinder gemessene Reibungskraft vermindert haben. Da diese Arbeitsdiagramme jedoch keine nennenswerten Schneidkräfte und keine hinreichenden Angaben über die erzielten Ballendichten und die verarbeiteten Preßmengen enthalten, sind die Werte nicht reproduzierbar und deshalb für den Entwurf von Hochdruckpressen nur von geringer Bedeutung, weshalb sie auch hier nicht wiedergegeben werden sollen. Auf eine zweite — von SKALWEIT [7] angedeutete — Möglichkeit, die Arbeitskräfte auf experimentelle Weise als Differenz der einmal im Arbeitsbetrieb der Presse und einmal im Leerlauf registrierten Meßwerte darzustellen, sei hier nur hingewiesen.

Den Weg der theoretischen Ermittlung des Arbeitsdiagrammes ist MEWES [14] gegangen. Er legt für die Arbeit des Pressenkolbens einen Verdichtungsanteil und einen Verschiebeanteil zugrunde. Auf die Einzelheiten und die Ergebnisse dieses Verfahrens ist BUSSE [2] im vorigen Heft dieser Zeitschrift eingegangen. Grundsätzlich hat die theoretische Ableitung des Arbeitsdiagrammes gegenüber der experimentellen den Vorteil, daß hierbei die wesentlichen Einflüsse, wie Preßmenge je Hub, Strangwiderstand, technologische Eigenschaften des Gutes und anderes mehr weitgehend mit Hilfe der bekannten beziehungsweise noch zu ermittelnden Gesetzmäßigkeiten bei der Verdichtung berücksichtigt werden können. Es erscheint deshalb zweckmäßig, in zukünftigen Arbeiten das Arbeitsdiagramm auf theoretische Weise zu ermitteln, wozu das von MEWES angegebene Arbeitsdiagramm noch durch Einführung der Schneidkräfte und durch Berücksichtigung der bei größeren Preßmengen je Hub besonders ausgeprägten Preßspitzen zu erweitern wäre.

#### Zusammenfassung

In der vorliegenden Darstellung des Standes der Forschung auf dem Gebiet der Heu- und Strohpressen werden einführend kurz die

#### Landtechnische Forschung Heft 2/1964

Zur Veröffentlichung in Heft 3/1964 der „Landtechnischen Forschung“ sind folgende Beiträge vorgesehen:

KERSTING, G.: Technische Formgebung an Landmaschinen. (VDI-Tagung Heidelberg)

HASSEBRAUCK, B.: Das Trennen von Korn-Häcksel-Gemischen in der kombinierten Sieb-Wind-Reinigung einer Häcksel Dreschmaschine

SCHÜNKE, U.: Schlepperreifen unterschiedlicher Breite bei der Zuckerrübenpflege

SCHERER, L.: Bodenbearbeitung, Tiefe und Geschwindigkeit in hartem Boden. (VDI-Tagung Heidelberg)

WELSCHOFF, G.: Festigkeitsberechnungen im Landmaschinenbau und deren Grenzen. (VDI-Tagung Heidelberg)

BERGMANN-FRANKE, W.: Untersuchungen an Modellen als Hilfsmittel für die Form- und Festigkeitsgestaltung. (VDI-Tagung Heidelberg)

NEUMANN, J.: Weitere Anwendungsmöglichkeiten des Wahrscheinlichkeitspapiers in der Marktforschung für Landmaschinen

FRANKE, R.: Wendegetriebe für Ackerschlepper

HÜBNER, R.: Bodenbearbeitung mit tastergesteuerten Arbeitswerkzeugen in den Pflanzreihen von Rebanlagen

Arbeitsweise einer Hochdruckpresse und die im Getriebe dieser Presse wirkenden Kräfte betrachtet.

Es wird dann gezeigt, welcher Kolbenhöchstdruck für eine geforderte Ballenraumdichte aufzubringen ist und wovon dieser Preßdruck beeinflußt wird. Dabei wird insbesondere auch auf den Einfluß der Bindevorrichtung eingegangen.

Nach einer Betrachtung des Schneidvorganges in Hochdruckpressen wird abschließend die Bedeutung und die Ermittlung sogenannter Arbeitsdiagramme als Berechnungsgrundlage für den Entwurf und die Dimensionierung von Hochdruckpressen dargestellt.

#### Schrifttum

- [1] MATTHIES, H. J.: Entwicklung und Forschung auf dem Gebiete des Verdichtens von Halmgut. Landtechnische Forschung 13 (1963), S. 157—163
- [2] BUSSE, W.: Die Theorie auf dem Gebiet des Verdichtens landwirtschaftlicher Halmgüter. Landtechnische Forschung 14 (1964), S. 6—15
- [3] NATION, H. J.: Some Experiments to Determine Baler Ram Forces. Journal 5 (1960), S. 153—158
- [4] BURROUGH, D. E., and J. A. GRAHAM: Power Characteristics of a Plunger-Type Forage Baler. Agricultural Engineering 35 (1954), S. 221—229 und 232
- [5] FRANKE, R.: Untersuchungen des Preßvorganges bei Strohpressen der Landwirtschaft. Dissertation, TU Berlin 1933
- [6] SELZERMAN, I. M.: Untersuchungen über die Spannungen in den Bauteilen der Piek-up-Presse PPV 1/6 (russ.). Tractory i Selchoshmachiny (1958) Nr. 10, S. 27—31
- [7] SKALWEIT, H.: Kräfte und Beanspruchungen in Strohpressen. In: 4. Konstrukteur-Kursus (BKTL-Schriften, Heft 88) Berlin 1938, S. 30—35
- [8] MATTHIES, H. J.: Probleme im Strohpressenbau und ihre Lösungen. In: Grundlagen der Landtechnik Heft 10. Düsseldorf 1958, S. 8—17
- [9] ALFEROW, S. A.: Der Widerstand der Kanäle und Ballenführungen bei Heu- und Strohpressen (russ.). Selchoshmachina (1957) Nr. 3, S. 6—10
- [10] MEWES, E.: Berechnung der Druckverteilung an Stroh- und Heupressen. Landtechn. Forschung 9 (1959), S. 160—169
- [11] MEWES, E.: Kraftmessungen an Strohpressen. In: Grundlagen der Landtechnik Heft 10. Düsseldorf 1958, S. 18—36
- [12] NATION, H. J.: Further Experiments to Determine Baler Loads. Journal 6 (1961), S. 288—299
- [13] KAHRS, M.: Die Auslegung von Landmaschinenbauteilen nach Lastkollektiven. Landtechn. Forsch. 13 (1963), S. 171—179
- [14] MEWES, E.: Verdichtungsgesetzmäßigkeiten nach Preßtopfversuchen. Landtechnische Forschung 9 (1959), S. 68—75

#### Résumé

Hans-Otto Sacht: „Research Situation in the Field of Hay and Straw Presses.“

In the introduction to this paper the method of operation of a high-pressure press and the forces acting in the gear of this press are briefly discussed.

The maximum piston pressure to be applied for a required volumetric density of the bales and the factors affecting this pressure are commented. Especially the influence of the binding attachment is also dealt with.

After some remarks on the cutting process in high-pressure presses the importance and determination of so-called operation diagrams as a basis of calculation for the design and dimensioning of high-pressure presses are pointed out.

Hans-Otto Sacht: «L'état de la recherche dans le domaine des presses à foïn et à paille.»

Dans l'étude présente sur l'état de la recherche dans le domaine des presses à foïn et à paille, on décrit d'abord le mode de fonctionnement d'une presse à haute densité et les forces agissant dans le mécanisme de cette presse.

On montre ensuite quelle pression maximum du piston est nécessaire pour obtenir une densité de balles déterminée et quels facteurs influent sur cette pression. On mentionne en particulier l'influence du mécanisme de liage.

Après avoir examiné l'opération de coupe dans les presses à haute densité, on décrit l'importance et l'établissement des diagrammes dits de travail qui servent de base de calcul pour l'étude et le dimensionnement des presses à haute densité.

Hans-Otto Sacht: «Estado actual de la investigación en el terreno de las prensas de heno y de paja.»

En este artículo se trata del estado actual de la investigación en el terreno de las prensas de heno y de paja, saliendo de algunas consideraciones sobre el funcionamiento de una prensa de alta presión y sobre las fuerzas que se presentan en los engranajes de las mismas.

Se habla entonces de la presión máxima del pistón, necesaria para conseguir la densidad exigida en la paca y de las influencias ejercidas sobre la presión, tratándose con preferencia de la influencia que ejerce el dispositivo de atar.

Estudiando el proceso de corte en las prensas de alta presión, se habla de la importancia que tiene el establecimiento de diagramas de trabajo como bases para el cálculo y para dimensionar estas prensas.