

*ferme, on constate que les remorques à un essieu exigent absolument l'application du déchargement rapide. Cependant, il manque actuellement encore les dispositifs permettant le réglage du débit quand il s'agit d'introduire les produits hachés dans les silos tours.*

W. G. Brenner, K.-H. Kromer: *Estudios para cortadoras de incorporación y acoplamiento (Parte I)*

*También, tras la gran dilución del vehículo de carga, hay todavía una serie de materiales esenciales para cortadoras exactas, en especial maíz de silo, alluvia y, en medida creciente, paja. El motivo de ello es la producción de "productos a granel" en el campo, por lo que el llúido de los materiales por la empresa agrícola resulta simplificado considerablemente.*

W. G. Brenner und K. H. Kromer:

## Studien zu Einbau- und Anbau-Feldhäckslern

### 2. Teil

**Beitrag zur Schaffung von Konstruktionswerten sowie Konstruktionshinweise für den Bau von Trommel-Exaktfeldhäckslern**

*Landtechnik Weihenstephan*

Neben der geeigneten Einfügung des Feldhäckslers in den landtechnischen Maschinenpark und die landtechnischen Verfahren muß er notwendigerweise funktionssicher gemäß der konstruktiven Aufgabenstellung sein, der Straßenverkehrszulassungsordnung (StVZO) entsprechen und zu einem marktgerechten Preis gebaut werden können. Nachdem der 1. Teil dieses Beitrages im vorstehenden Aufsatz die Exaktfeldhäcksel-Verfahren behandelte, befaßt sich deshalb der folgende 2. Teil mehr mit den technisch-konstruktiven Problemen beim Bau von Exakt-Feldhäckslern.

Zwei Punkte sind für die Konzeption eines Exakt-Feldhäckslers entscheidend, und zwar

1. die Zuordnung zum Schlepper und damit zum Wagen, sowie
  2. die Wahl des Schneid-Wurf-Organes,
- wobei sich beide gegenseitig beeinflussen.

Da die möglichen Zuordnungen zum Schlepper und zum Wagen, bei einer Beschränkung auf Einbau- und Anbaufeldhäckslern, schon weitgehend im 1. Teil abgehandelt worden sind, bleibt die Wahl des geeigneten Schneid-Wurf-Organes. Hier sind heute zwei Haupt-Bauarten zu unterscheiden, nämlich *Scheibenrad* und *Schneid-Wurf-Trommel*. Ihre Aufgabe ist es, das Material genau zu häckseln und es anschließend über eine gewisse Entfernung (durchschnittlich 6 m weit und 3,5 m hoch) zu fördern, damit ein Wagen befüllt werden kann. Während beim Scheibenrad Schneid- und Wurforgan getrennt sind, es sich gewissermaßen um schneidende Wurfgebläse handelt, liegt die Schwierigkeit der Trommelbauart darin, die Wurf-Messer sowohl für das Schneiden als auch für das Werfen optimal auszubilden. Dies muß immer zu einem Kompromiß führen. Das gleiche gilt für die unabdingbare Forderung einer hohen Festigkeit des Schneid-Wurf-Organes wegen der häufig anormalen Beanspruchung durch Fremdkörper (Steine, Heugabeln, sowie bei der heutigen Schwadbereitung auch Rechwenderzinken) bei möglichst geringem baulichem Aufwand und Leichtbau. Infolge der oben genannten Anforderungen sowie des für Exakt-häcksel erforderlichen vorgepreßten Materialstranges hat sich bei Exaktfeldhäckslern die schmale Trommel (Durchmesser größer als Breite) durchgesetzt.

*La comparación de servicio en paralelo, de desenganche y de un solo vehículo muestra que sólo en este último se puede lograr un genuino procedimiento de un servidor, un tractor y un vehículo. La fluidez la adquiere, sin embargo, el servicio "monovehículo" cuando se utilizan cortadoras (picadoras) exactas de incorporación o acoplamiento. Para adecuada formación de los elementos del proceso se consigue un rendimiento suficiente para magnitudes de servicio más bien pequeñas y medianas. El empleo del modelo de acoplamiento permite la activación del parque móvil para el servicio de cortadoras, consistente en un esparcidor de estiércoles de un solo eje y de vehículo de carga.*

*Si se comparan entre sí el vaciamiento dosificado y el vaciamiento rápido del vehículo en el caserío de la hacienda, habrá que estorzarse, claramente, por conseguir para vehículos de un solo eje vaciamiento rápido. Al respecto faltan, no obstante, actualmente, para el llenado de altos silos los dispositivos necesarios de dosificación de los productos picados por las cortadoras.*

### **Trommel oder Scheibenrad?**

Die Frage, welches der Arbeitsorgane das geeignete ist, war kaum aktueller als jetzt, nachdem in den letzten Jahren neuere Groß-, Einbau- und Anbau-Trommelfeldhäckslern auf den Markt gekommen sind. Eindeutig kann sie nur für bestimmte Voraussetzungen entschieden werden, da die Vor- und Nachteile der beiden Bauarten zu gegensätzlich sind. Wenngleich sich schon eine Vielzahl von Untersuchungen [2, 8, 12, 16, 22, 32] mit dieser Problematik beschäftigt haben und auch eine Abwägung der beiden Bauarten ermöglichen, soll doch vorab aus unserer Sicht und unter Berücksichtigung der gesammelten Erfahrungen zu dieser Frage Stellung genommen werden.

Die Konstruktions-Vorteile der Trommel sind offensichtlich: Geringer Bauaufwand und damit geringes Gewicht, als Trommel sehr robust auszubilden, infolge höherer Schnittfrequenz höheres Durchsatzvermögen oder kürzere einstellbare theoretische Häcksellänge, leichtere Schleifbarkeit. Nachdem umfangreiche Untersuchungen [18, 19] gezeigt haben, daß der Wurf von Trommeln bei geeigneter Ausbildung der Messer, des Gehäuses und des Auswurfes ausreichend ist, muß das Ergebnis der früheren Weihenstephaner Untersuchungen von 1963 [2] wiederholt werden, wonach Schneid-Wurf-Trommeln sowohl für Klein- als auch für Groß-Feldhäckslern brauchbare und funktionssichere Bauelemente sind. Diese Erkenntnis hat sich inzwischen auch in Deutschland durch den Bau von Groß-Feldhäckslern (Speiser Jaguar) und mittleren Feldhäckslern (Speiser Rapido) bestätigt. Darüber werden die Nachteile der Trommel, die zugleich die Vorteile des Scheibenrades sind, keineswegs übersehen. Da es sich bei den Trommelmessern stets um einen Kompromiß zwischen Schneid- und Wurforgan handelt, ist der Wurf bei Scheibenrädern stets besser und sicherer. Nun beträgt weiterhin das Schwungmoment von Scheibenrädern im Durchschnitt das siebenfache der Feldhäckslertrommeln. Demnach kann dann ein Scheibenrad-Feldhäckslern bei einem zulässigen Drehzahlabfall von 10% nach DOLLING [6] eine um 4 PS größere Leistungsspitze überwinden. Wie wichtig dies ist, zeigt der geringe Zapfwellen-Motorbelastungsgrad  $\lambda_z$  der Trommelfeldhäckslern von nur 0,6—0,75 (nach VORNKAHL [32] 0,5—0,7). Der Zapfwellen-Motorbelastungsgrad ist nach MEYER [23] als das Verhältnis von er-

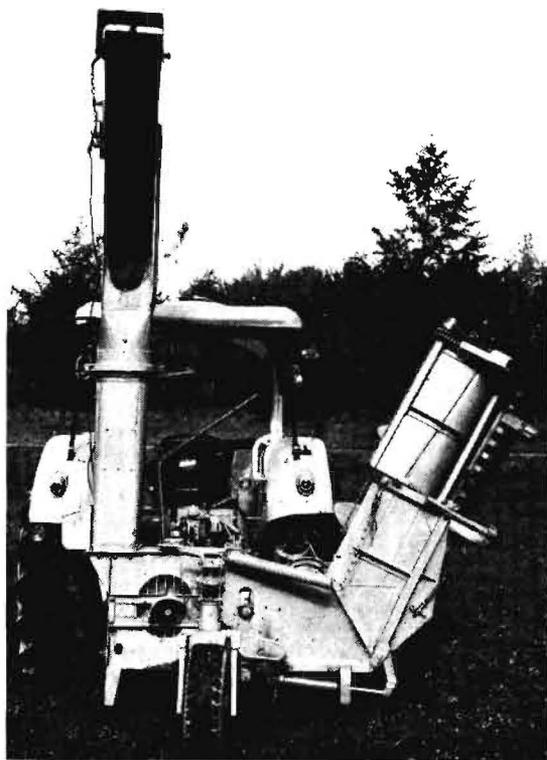
forderlichem Zapfwellen-Leistungsbedarf zu verfügbarer Motordauerleistung an der Zapfwelle definiert. Die oben angeführten Werte gelten für die heute übliche Schwadbereitung. Bekanntlich steigt  $\lambda_z$  mit steigendem Schwungmoment. Damit benötigt der Scheibenradfeldhäcksler eine um etwa 5 PS geringere Schlepper-Leistungsreserve. Unsicherer Wurf und zu geringe verfügbare Schlepper-PS sind so auch die Gründe für die bislang geringe Verbreitung der Trommelbauart in Deutschland. Bei Silomais ist einerseits der Wurf problemloser sowie die Ungleichmäßigkeiten der Zuführung gering (und somit  $\lambda_z$  höher), so daß hier die Trommel dem Scheibenrad eindeutig überlegen ist. Bei dem Bau von Mais-Spezial-Trommel-Feldhäckslern der Firmen Eberhardt, Mengele und Speiser und demnächst einer Reihe anderer ist diese Erkenntnis richtig verwertet worden.

In dem Maße, wie sich neuere Verfahren der Grünfütter-Werbung [30, 33], z. B. Mähquetschzetter mit Schwadablage, durchsetzen, wird sich auch hier das Urteil notwendigerweise zugunsten der Trommel verschieben. Untersuchungen des Leistungsbedarfes der beiden Bauarten ergaben keine wesentlichen Unterschiede [8, 17]. Infolge der leichteren Schleifbarkeit der Trommel, ist jedoch über der Einsatzzeit mit einem geringeren Leistungsbedarf der Trommel zu rechnen.

Auf Grund der günstigeren Belastungsverhältnisse bei Trommel-Schneidwerken können diese einfacher, robuster und infolge der zudem funktionell bedingten geringeren geometrischen Abmessungen somit auch leichter gebaut werden. Ein Gewichtvergleich von Trommel und Scheibenrad gleicher Leistungsfähigkeit ergibt etwa 40% und von Trommel- und Scheibenradfeldhäckslern gleicher Baugröße etwa 20% mögliche Gewichtsminderung. Auf Grund des geringen Gewichtes der Trommel bei wesentlich kleinerem Durchmesser ist demnach auch die bei Fremdkörper-Belastung kurzzeitig abzubauen Drehenergie (trotz höherer Drehzahl) geringer. Deshalb können heute Trommeln bedeutend fremdkörpersicherer gebaut werden als Scheibenräder.

#### Gründe für die Konzeption eines Trommel-Anbau-Exaktfeldhäckslers der Querfluß-Bauart

Die Gesamtkonzeption des Exaktfeldhäckslers nach Vorschlag Weihenstephan geht auf Überlegungen von BRENNER und



GRIMM [2, 11] im Jahre 1962 zurück. Ziel war es, einen hochwertigen, kompakten und dabei preisgünstigen Exaktfeldhäcksler zu schaffen, der einen schnellen Übergang vom Feld zur Straße sowie Einmann-Betrieb und alle Wagen-Verfahren (siehe I. Teil) ermöglicht. Dabei sollten alle Häckselmaterialien verarbeitet werden können, wengleich zwischenzeitlich klar geworden war, daß eine Spezialisierung auf Silomais die Maschine wesentlich vereinfachen kann.

Dieses Ziel konnte nur durch unbedingten Leichtbau bei geringstmöglichen geometrischen Abmessungen erzielt werden. Das bedeutete eine Schneid-Wurf-Trommel als Arbeitsorgan mit direktem Antrieb durch die Zapfwelle und Anbau des Feldhäckslers in die Dreipunkthydraulik des Schleppers. Entsprechend dann Quereinzug mit Schnecke (Bild 16), Aushebung des Auslegers über Seilwinde oder hydraulisch bei vorhandenem freien Hydraulik-Anschluß am Schlepper sowie Anordnung des Mais-Mähvorsatzes innerhalb der zulässigen Straßenfahrbreite. Auf konstruktive Einzelheiten wird später noch eingegangen.

Infolge des Anbaues des Feldhäckslers in der Dreipunkthydraulik muß der Häckselwagen an diesem angehängt werden. Nach § 42 und 43 der StVZO darf dann dessen zulässiges Gesamtgewicht 5 t nicht überschreiten und das Leergewicht des Heckanbaugerätes darf mit Anhängerkupplung höchstens 400 kg betragen. Für einen geforderten mittleren Universalfeldhäcksler ließen sich diese Forderungen nicht erfüllen. Bei einem Spezial-Häcksler (z. B. für Mais) ist dies sicher möglich. Die Gewichte des nun vorliegenden Baumusters 1967 betragen:

Grundgerät einschließlich Kurzausleger,	
Auswurfurm und Auswurfkrümmer	320 kp
Pick-up-Vorrichtung	130 kp
Mais-Mähvorsatz	100 kp

Damit wurde das auf Bild 1 ersichtliche Stützrad erforderlich, jedoch mit dem Vorteil, daß dann auch alle Einachser im Einwagen-Betrieb verwendet werden können.

So stellt sich die Konzeption des Feldhäckslers inzwischen wie folgt dar: Der Feldhäcksler wird mit nach hinten weggeklapptem Stützrad auf Kufen abgesetzt. Die Ankoppelung an den Schlepper erfolgt entweder mittels Rohr in den Unterlenkern und Fängern am Häcksler oder entsprechend dem Schnellkuppler-Normvorschlag. Danach wird mittels Gelenkwelle die Trommelwelle direkt mit der 1000er-Zapfwelle des Schleppers gekuppelt. Für die 540er Zapfwelle ist ein Vorgelege erforderlich und möglich. Der Durchtrieb [10] ist durch die nach hinten verlängerte Trommelwelle mit genormtem Keilwellenprofil bei umschaltbarer 1000er- auf 540er Zapfwelle möglich. Der Ausleger mit Pick-up-Vorrichtung wird allgemein hydraulisch um 75° aufgeklappt, so daß die Straßenfahrbreite bei einer Schlepperspur von 1,5 m und 11" Bereifung 2,55 m beträgt.

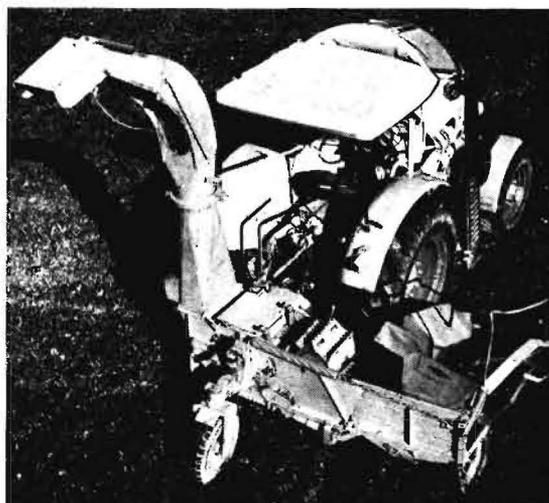


Bild 1 b: Anbau-Trommelfeldhäcksler (Querfluß) mit Maisschneidwerk innerhalb der zulässigen Straßenfahrbreite

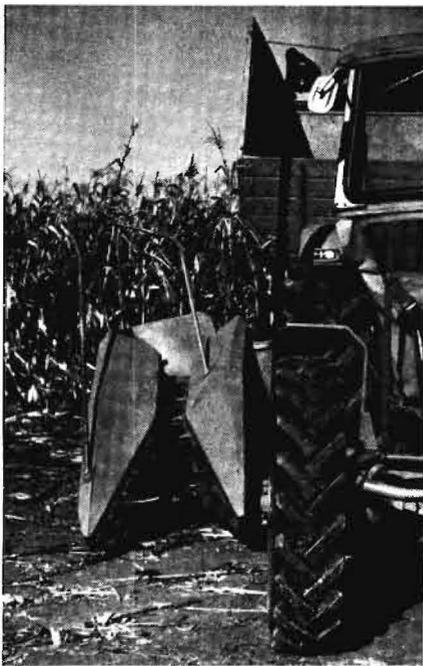


Bild 1 c: Mais-Mähvorsatz des FHW von vorn (siehe auch Bild 1 b)

Demgegenüber wird der Ausleger mit Mais-Mähvorsatz nur um  $15^\circ$  hochgeklappt, die Straßenfahrbreite ist damit etwa gleich der Gesamtarbeitsbreite und beträgt 2,75 m. Im übrigen sind der schematische Aufbau und die Maschinen-Kenndaten aus den Bildern 2 a und b ersichtlich.

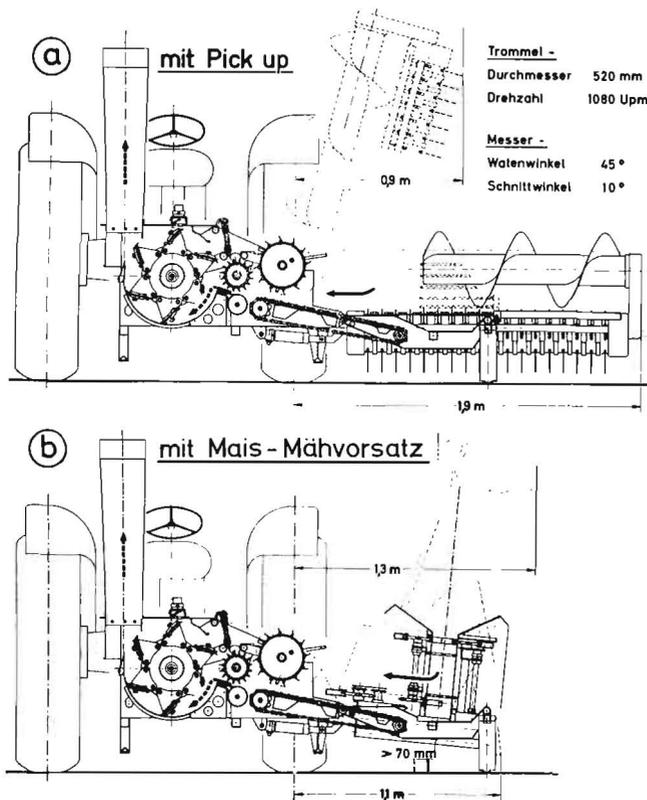


Bild 2: Schematische Darstellung des Anbau-Trommelfeldhäckslers (Querfuß) FHW mit Pick up und Mais-Mähvorsatz (Spur 1,5 m, 11" Berelfung, Auswurf-Krümmen nicht gezeichnet; Trommel: Durchmesser 520 mm, Drehzahl 1080 Upm, Messerzahl 1—6, Schnittwinkel  $10^\circ$ , Watenwinkel  $45^\circ$ , Schnittbreite 370 mm; Gehäusebreite 400 mm, theor. Häcksellänge 11—77 mm [2 Messer])

- a) Straßenfahrbreite: etwa 2,55 m, Arbeitsbreite: etwa 3,55 m, eff. Pick up-Breite: 1,35 m
- b) Straßenfahrbreite: etwa 2,75 m, Arbeitsbreite: etwa 2,95 m, Stoppehhöhe: größer als 70 mm

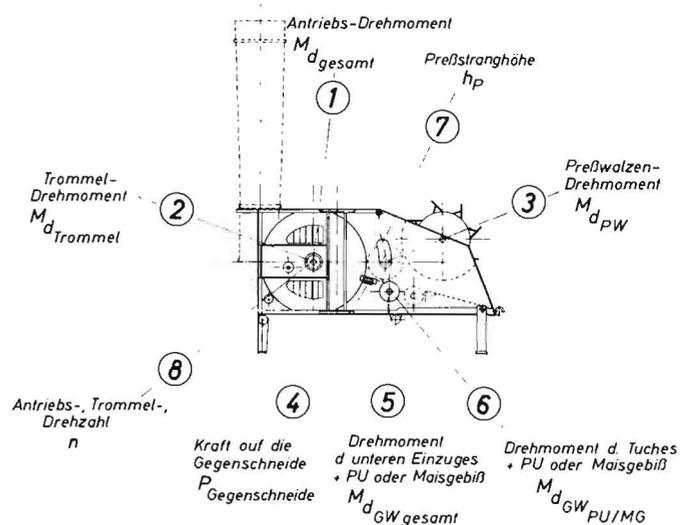


Bild 3: Zuordnung der Meßstellen zum Trommel-Feldhäckslers

Die erzielten technischen Durchsatzleistungen auf dem Feld betragen

- 14 t/h Welkgut
- 20 t/h Grüngut
- 22 t/h Silomais

Sie entsprechen somit denen eines mittleren Feldhäckslers bei einer Gewichtsverminderung von rund 30%.

Auf die verschiedenen möglichen Zuordnungen des Grundgerätes zum Schlepper, wie angehängte, angebaute Maschine sowie Seitenwagenanbau außerhalb und innerhalb der Straßenfahrbreite wird am Ende der Ausführung noch eingegangen.

Einer Sammlung von Konstruktionsunterlagen zum Bau des vorliegenden Feldhäckslers waren bald Grenzen gesetzt, da für eine ganze Reihe von Problemen keine Untersuchungsergebnisse vorlagen. Aus diesem Grunde wurden weiterführende Untersuchungen am Trommelfeldhäckslers [18] erforderlich, über die im folgenden ausschnittsweise berichtet werden soll.

### Ermittlung der Belastungswerte und der Bauausnutzung von Trommelfeldhäckslern

Wenngleich in den letzten Jahren insbesondere REZNIK [25, 26, 27] in Rußland, BLEVINS, HANSEN [22] und CHANCELLOR [3] in den USA sowie BRENNER und GRIMM [2, 11] in Deutschland die Feldhäckslersforschung wesentlich vorangebracht haben, insbesondere sind weiterhin Messungen des Gesamt- und Trommelleistungsbedarfes bekannt [1, 7, 14, 28, 32], lagen bisher nur unvollkommene Untersuchungen der effektiven Belastungswerte, die Bauausnutzung der Maschine sowie der Einflüsse auf den Wurf insgesamt vor. Über letzteres, für den Trommel-Feldhäckslers von entscheidender Bedeutung, wurde bereits an anderer Stelle berichtet [18, 19], so daß im folgenden auf die Behandlung der Trommel- und Auswurf-Bemessungen verzichtet werden kann.

Da die Betonung auf effektiven Belastungswerten liegt, führten die Messungen zwingend zu Feldversuchen. Dabei kam es darauf an, sowohl die Feldhäckslereinstellungen als auch die Einsatzbedingungen praxisnah auszuwählen.

### Versuchsordnung

Die Auswahl der Meßstellen, wie sie aus Bild 3 ersichtlich ist, erfolgte unter Beschränkung auf die Ermittlung der Hauptbelastungen und somit auf die Feldhäckslers-Hauptorgane.

Die Preßstranghöhe wurde deshalb mitgemessen, da sie ein gutes Maß für den augenblicklichen Gutedurchsatz ist, und demnach die Bestimmung des Füllungsgrades des Schnittkastens,

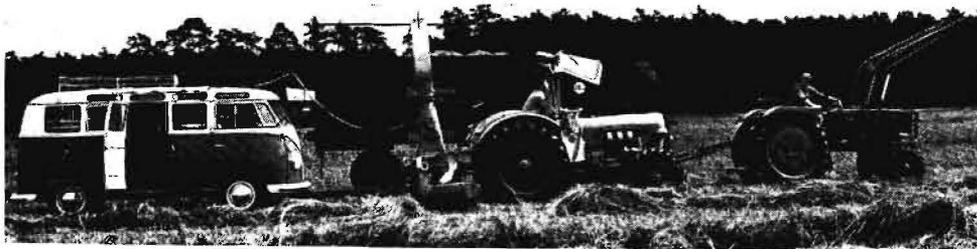


Bild 4: Meßgespann zur Ermittlung der Belastungswerte von Trommelfeldhäckslern im Feldeinsatz (Luzerne)

d. h. der Bauausnutzung ermöglicht. Als zusätzlicher Meßwert wurde noch der Durchsatz in t/h bestimmt, der sich als die in der Zeiteinheit gehäckselte Materialmenge darstellt. Repräsentative Materialien waren Silomais, Luzerne und Stroh. Hierbei wurde Luzerne für Welk- und Grüngut ausgewählt, um so Vergleiche mit insbesondere amerikanischen Messungen zu ermöglichen.

Bild 4 zeigt das Meßgespann beim Feldeinsatz (Parallel-Betrieb) in Luzerne. Dabei waren die erforderlichen Meßgeräte in einem über eine Zugdeichsel mit dem Feldhäcksler zusammengekoppelten Meßwagen [15] untergebracht. Dieses, bei den vorliegenden Versuchen erstmals durchgeführte Zusammenkoppeln von zu messendem Gerät und Meßwagen hat sich außerordentlich bewährt und wurde auch bei anderen Feldmessungen, zum Beispiel an Ladewagen, mit Erfolg angewandt [20, 29]. Zum einen ist dadurch die Kabellänge genau fixiert (geringe Abreißgefahr), und zum anderen wird die Kupplung des Meßwagens bei langsamer Vorfahrt (Arbeitsgeschwindigkeit) nicht belastet. Bei den Feldhäcksler-Versuchen stand im übrigen dadurch fast die gesamte Schlepperleistung als Drehleistung zur Verfügung.

Die Einsatzkenngrößen waren das Häckselgut, die Fahrgeschwindigkeit und die theoretische Häcksellänge. Der Luzerneschwad war aus zwei 5' Mähswaden zusammengeschnitten, der Weizenstroschwad stammte von einem 14' Mähdrescher und der Silomais wurde einreihig geschnitten. Als Randbedingungen wurden weiterhin die Schlepperkenndaten, der Feldhäckslerzustand, die effektive Häcksellänge, die Bodenverhältnisse und die meßtechnischen Konstanten festgehalten.

Die möglichen Aufteilungen des Leistungsbedarfes von Trommelfeldhäckslern sowie die Einflußgrößen auf ihn sind bekannt [18, 32], weshalb an dieser Stelle nicht mehr darauf eingegangen werden soll. Infolge der Beschränkung auf die Häcksler-Hauptorgane wurde die Aufteilung des Zapfwellenleistungsbedarfes  $N_{ZW}$  wie folgt vorgenommen:

$$N_{ZW} = N_{Tro} + N_{PW} + N_{uE+PU/MG} + N_{AW+V} \quad [PS]$$

wobei:  $N_{Tro}$  = Trommel-Leistungsbedarf [PS]

$N_{PW}$  = Leistungsbedarf der Preßwalze [PS]

$N_{uE+PU/MG}$  = Leistungsbedarf für unteren Einzug + Pick-up oder Maisgebiß [PS]

$N_{AW+V}$  = Leistungsbedarf für Annahmewalze + Verlustleistung [PS]

Die Auswertung der elektronisch aufgenommenen Drehmomente und des Druckes auf die Gegenschneide, der in eine Widerstandsänderung umgesetzten Preßstranghöhe, sowie der mittels Generator bestimmten Trommeldrehzahl erfolgte nach dem Mittel- und dem Maximalwert und der Art der Beanspruchung. Dabei betrug der mittlere subjektive Fehler beim Planimetrieren  $\pm 2,25\%$  (maximal  $\pm 6,25\%$ ). Eine umfassende Erläuterung der Versuchsanstellung und -Auswertung findet sich bei KROMER [18].

#### Versuchsergebnisse

Ziel der Untersuchungen war wesentlich die Ermittlung von Konstruktionsunterlagen, und zwar insbesondere die Bestimmung der Belastungswerte, der erforderlichen Preßwalzenlast und der Bauausnutzung von Exakt-Feldhäckslern. Bild 5 zeigt den entsprechend umgebauten Meß-Feldhäcksler.

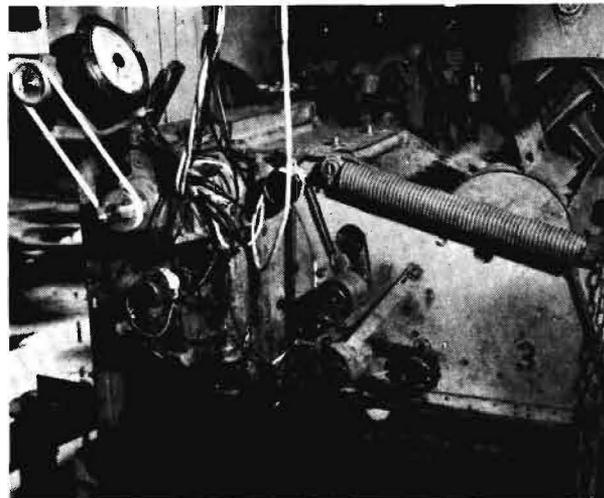


Bild 5: Ansicht des mit Meßstellen ausgerüsteten Feldhäckslers

#### Mittlere Belastungswerte

Zunächst ist dann in Bild 6 der Zapfwellen-Leistungsbedarf in Abhängigkeit vom Durchsatz und dem TM-Gehalt (% TM) aufgetragen. Infolge des bei der Silage wichtigen TM-Gehaltes wurde dieser anstelle des Wassergehaltes (%  $H_2O$ ) als Materialkenngröße gewählt. Da die Meßpunkte gleichen TM-Gehaltes unabhängig von der Materialart gut beieinander liegen, schien es sinnvoll, den Leistungsbedarf in Abhängigkeit vom Durchsatz in tTM/h aufzutragen. Dabei zeigte sich, daß nur der Trommelleistungsbedarf (Bild 7) in einen bestimmten TM-Gehalt-Bereich unabhängig von der Materialart ist. Nach LILJEDAHL [21] steigt der spezifische Schnittkraftbedarf

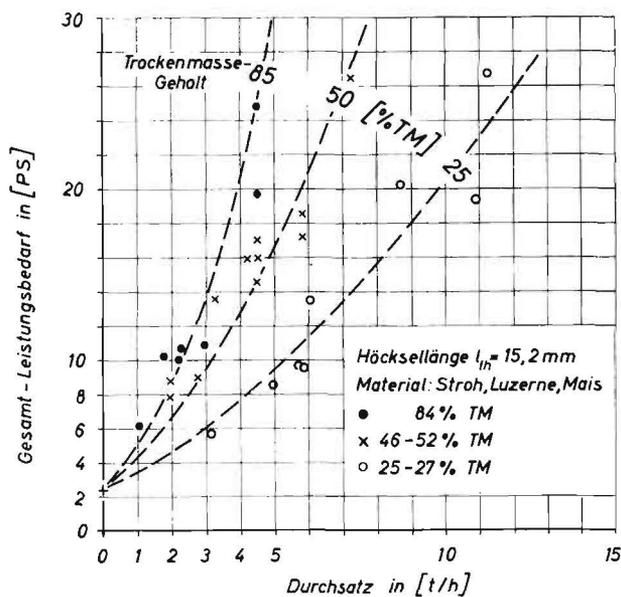


Bild 6: Gesamt-Leistungsbedarf an der Zapfwelle in Abhängigkeit vom Durchsatz in t/h und dem Gehalt an Trockenmasse (%TM)

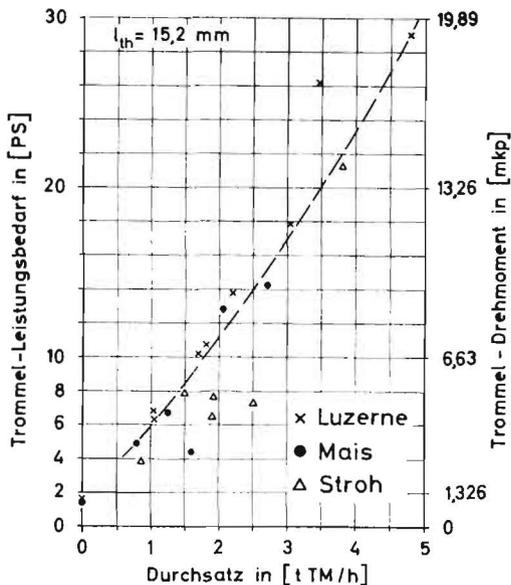


Bild 7: Mittleres Trommel-Drehmoment und mittlerer Trommel-Leistungsbedarf in Abhängigkeit vom Durchsatz in tTM/h (Trommeldrehzahl 1080 Upm)

nur bis zu TM-Gehalten von 75–80% etwa linear an und fällt danach wieder ab. Dies wird durch Bild 7 bestätigt, indem der Leistungsbedarf für Stroh mit einem TM-Gehalt von 84% im unteren Bereich der Streuung liegt. Damit werden Untersuchungen von GLUTH und Voss [8] einschränkend bestätigt.

Trägt man die mittlere Preßstranghöhe  $h_p$  der verschiedenen Versuchsreihen über dem Durchsatz in t/h auf (Bild 8), so zeigt sich, daß diese wesentlich durch die Materialart und dessen TM-Gehalt bestimmt wird. Auffallend ist dabei der etwa immer gleichgroße Anstieg, wobei die Geraden für Mais an der oberen, die für Luzerne an der unteren Grenze des Bereiches liegen. Eine zusammenfassende Betrachtung der erzielten Durchsätze ergibt weiterhin, daß die höchsten Durchsätze bei niedrigem TM-Gehalt erzielt werden. Der erwartete Zusammenhang, daß die mittlere Preßstranghöhe mit steigender Einzugs geschwindigkeit absinkt, bestätigt sich ebenfalls. Danach wird es möglich, Rückschlüsse auf den Füllungsgrad des Schnittkastens zu ziehen. Außerdem kann das maximale

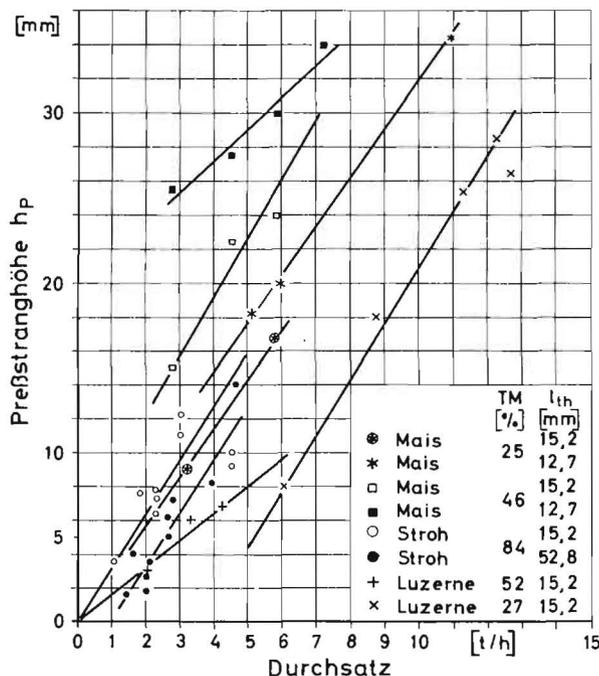


Bild 8: Mittlere Preßstranghöhe  $h_p$  in Abhängigkeit vom Durchsatz in t/h für verschiedene TM-Gehalte und theoretische Häcksellängen

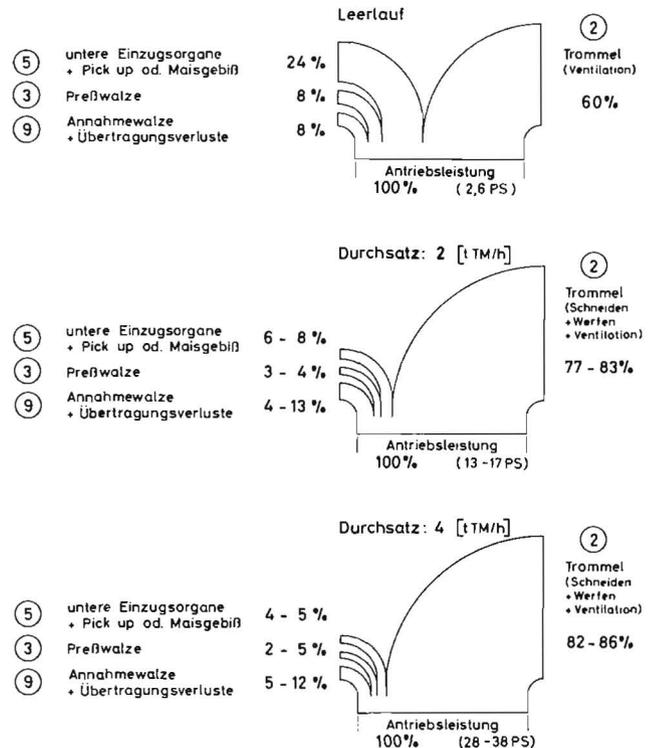


Bild 9: Prozentuale Aufteilung des Zapfwellen-Leistungsbedarfis bei Leerlauf und in Abhängigkeit vom Durchsatz in tTM/h (Antriebsdrehzahl 1080 Upm, theor. Häcksellänge 15,2 mm)

Durchsatzvermögen eines Feldhäckslers ungefähr durch einen bestimmten Durchsatz in tTM/h angegeben werden.

Zur Darstellung der Drehleistungs-Verzweigung in Exaktfeldhäckslern, wurde in Bild 9 die Aufteilung des Leistungsbedarfes in einem Sankey-Diagramm für den Leerlauf und in Abhängigkeit vom Durchsatz aufgetragen. Danach nimmt die Trommel schon im Leerlauf 60% des Gesamt(Zapfwellen)-Leistungsbedarfes in Anspruch, während ihr Anteil bei 4 tTM/h bis auf 86% ansteigt. Eine Untersuchung des Einflusses der theoretischen Häcksellänge zeigt, daß eine Vergrößerung dieser Länge auf das Dreifache den Leistungsanteil der Trommel um etwa 10% senkt.

Geht es also darum, den Gesamtleistungsbedarf eines Trommelfeldhäckslers zu senken, so verspricht eine Senkung des Trommelleistungsbedarfes den größten Erfolg. Die Entwicklung der Einzugsorgane dient mehr der Senkung der effektiven Belastung und der Verringerung der Streuung als einer wirklichen Senkung des Gesamtleistungsbedarfes.

Infolge des überwiegenden Anteils der Trommel sind in Bild 7 mittlerer Trommel-Leistungsbedarf und -Drehmoment in Abhängigkeit vom Durchsatz aufgetragen. Während der Anteil zur Materialförderung dem Durchsatz proportional und die Luftleistung vom Durchsatz im wesentlichen unabhängig ist, wird der exponentiale Kurvenverlauf durch den Schneidleistungsbedarf hervorgerufen. Der Grund liegt im Ansteigen der Schneidenergie je t mit der Preßstranghöhe [9, 21], die nach Bild 8 dem Durchsatz etwa proportional war. Versucht man die Abhängigkeit von Bild 7 als Exponentialfunktion darzustellen, so ergibt sich in guter Näherung:

$$M_{d_{T_{ro}}} = 2,65 Q \cdot l_{th} + M_{d_0} \quad [\text{mkp}]$$

wobei  $M_{d_0}$  = Leerlaufdrehmoment in [mkp]

$$Q = \text{Durchsatz in [tTM/h]}$$

Trägt man das mittlere Drehmoment des unteren Einzuges mit Pick-up bzw. Maisgebiß in Abhängigkeit vom Durchsatz auf [18], so steigt dieses bei Mais etwa proportional, bei Stroh hingegen nur gering an. Dieser Zusammenhang war zu erwarten, da der Leistungsbedarf von Mais-Mähvorsätzen mit

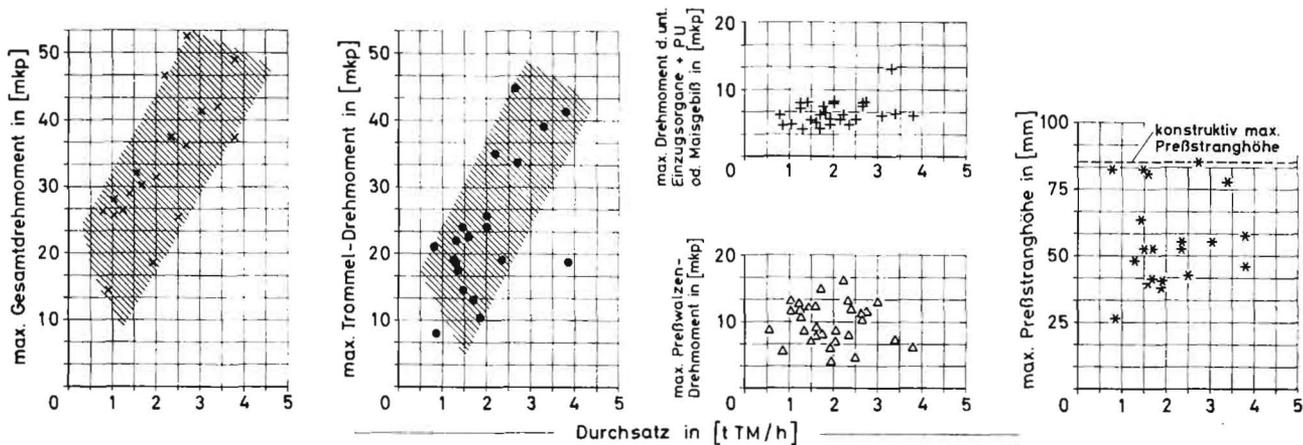


Bild 10: Max. Belastungswerte in Abhängigkeit vom Durchsatz in tTM/h

dem Durchsatz ansteigt, die Aufnahmeeinrichtung (Pick-up) jedoch den lockeren Stroh Schwad (bei geringem Reibungsbeiwert) nur leicht verdichtend fördert.

Das mittlere Drehmoment der Preßwalze kann bei angewellter Luzerne und gedrehtem Schwad bis zu 6,1 mkp ansteigen. Es zeigt sich jedoch auch, daß die Einzugs geschwindigkeit im üblichen Bereich auf das erforderliche Drehmoment keinen sichtbaren Einfluß hat, der Leistungsbedarf also der Drehzahl direkt proportional ist.

#### Preßwalzenbelastung

Einen wesentlichen Einfluß hat hingegen die Preßwalzenbelastung, weshalb Versuche mit unterschiedlicher Preßwalzenlast angestellt wurden. Dazu wurde die Preßwalze mit einem um 30 kg unterschiedlichem Effektivwert federbelastet (gleiche Federkonstante). Das erforderliche Drehmoment stieg bei der größeren Preßwalzenbelastung bei Mais um etwa 30–40% und bei Luzerne um etwa 50%. Die Werte für Stroh streuten so stark, daß keine Aussage gemacht werden kann. Zur Abschätzung dieses auf den Leistungsbedarf erheblichen Einflusses ist es zunächst erforderlich, die Einflußgrößen auf die Exaktheit der Häcksellänge zusammenzustellen:

- Güte der Vorpreßeinrichtung (Anzahl der Vorpreßwalzen, Preßwalzenbelastung, Rauigkeit und Durchmesser der Walzen bzw. Kette, zum Teil auch Zuordnung der oberen und unteren Einzugsorgane).
- Aufbau und Zustand des Schneidwerkes (Schärfe von Messer und Gegenschneide, Messerwinkel, Schneidspalt, Stellung der Gegenschneide, Schnittkastenüberdeckung durch das Messer).
- Theoretische Häcksellänge.
- Diverses (Materialart, Halmlage, Ausgangslänge).

Das Maß für die Exakthäcksler-Güte ist die effektive Häcksellänge, die bis 100 mm theoretische Häcksellänge allgemein größer ist als die theoretische [11, 18, 24]. Für die näherungsweise Berechnung der theoretischen Häcksellänge hat sich der Quotient von Umfangsgeschwindigkeit der letzten oberen Vorpreßwalze zu Schnittfrequenz durchgesetzt. Die effektiven Häcksellängen werden bestimmt durch Bildung des Mittelwertes entweder nach dem Gewicht oder nach der Anzahl der Häckselstücke in den vorgegebenen Längenklassen. Das Verhältnis von gewichts- zu anzahlbezogener effektiver Häcksellänge liegt je nach Materialart und Anwelkgrad zwischen 1,23 und 1,5.

Insbesondere über b), c) und d) liegen umfangreiche Untersuchungen vor [11, 24], sowie auch über die gegenseitige Beeinflussung der einzelnen Faktoren. Bei a) haben sich je nach konstruktiver Aufgabenstellung allgemein empirisch günstige Werte herausgebildet, worauf später noch eingegangen wird. Zu klären ist jedoch noch die Frage nach der erforderlichen Preßwalzen-Belastung. Grundlegende Versuche sind von

SEGLER [31] aus der Literatur bekannt. Danach ist eine mit der Polsterdicke steigende Mindestbelastung der Preßwalze erforderlich. Bei einem Vergleich von gewichtsbelasteter (30 kp) mit gewichts- + federbelasteter (30 kp + Federkonstante 10 kp/cm) Preßwalze, betrug die durchschnittliche Vergrößerung der effektiven mittleren Häcksellänge bei reiner Gewichtslast 15% und bei hohem Durchsatz 25%. Weiterführende Untersuchungen der effektiven Häcksellänge zeigten, daß es bei vorgegebenen Randbedingungen (Preßwalzenlast, Rauigkeit der Preßwalze etc.) einen optimalen Durchsatz hinsichtlich der Exaktheit des Häckselgutes gibt.

Gleiches haben auch GRIMM [11] und DANIEL [5] festgestellt. Bei geringen Durchsätzen und damit geringer Füllung des Schnittkastens ist also die Pressung innerhalb des Materialstranges zu gering, das Gut wird ungenügend festgehalten. Über einen bestimmten Durchsatz hinaus hingegen reicht die aufgebrachte Belastung nicht mehr aus, um noch in der Mitte des Materialstranges die erforderliche Pressung aufzubringen. Infolge der Proportionalität des Preßwalzendrehmomentes mit der Preßwalzenbelastung sollte die Belastung jedoch nur so stark gewählt werden, daß bei möglichst geringem Drehmomentbedarf der optimierende Durchsatz im Arbeitsbereich der Maschine liegt. Eine Sonderstellung nimmt im übrigen Silomais ein, insbesondere wenn der TM-Gehalt hoch oder sogar die Teigreife schon überschritten ist. Dann bestimmen weitgehend die Kolben die Preßstranghöhe und nicht der Materialstrang, was eine geringere Schnittkastenfällung (Bild 8) bewirkt, dies führte deshalb schon zum Vorschlag elastischer Preßwalzen [4], was weiter verfolgt werden sollte. Faßt man die Ergebnisse und Beziehungen der Einzelgrößen zueinander zusammen, so läßt sich für die erforderliche Preßwalzenbelastung  $P_{PW}$  ein grober Konstruktionswert angeben:

$$P_{PW} = [1,2 + (0,2 \dots 0,35) h_P] \cdot B \quad [\text{kp}]$$

wobei:  $h_P$  = Preßstranghöhe in [cm]

$B$  = Schnittkastenbreite in [cm]

#### Maximale Belastungswerte

Zur Abschätzung der maximalen Belastungswerte der Feldhäckselorgane wurden diese in Bild 10 gemeinsam über den Durchsatz in tTM/h aufgetragen. Danach steigen die maximalen Werte des Gesamtantriebes und der Trommel etwa proportional mit dem Durchsatz an, während die der Preßwalze, des unteren Einzuges und die Preßstranghöhe vom Durchsatz weitgehend unbeeinflusst sind. Da der mittlere Leistungsbedarf infolge der allgemein kurzzeitig auftretenden Leistungsspitzen kein Maß für die erforderliche Antriebsleistung ist [32], wurde im folgenden das Verhältnis vom maximalem zum mittlerem Belastungswert ermittelt und in Bild 11 aufgetragen. Die größeren Werte bei kleinerem Durchsatz erklären sich aus der praxisnahen Versuchsanstellung, indem der Durchsatz über die Fahrgeschwindigkeit geändert wurde. Dadurch liegen die

Q. t TM/h	M <sub>d ges</sub>	M <sub>d Tro</sub>	M <sub>d pW</sub>	M <sub>d UE+ PU/MG</sub>
2	2,8	2,9	4,2	3,0
4	1,7	2,5	* 2,7	** 1,7

\* Luzerne  
\*\* Mais

Bild 11: Verhältnis von maximalem zu mittlerem Drehmoment in Abhängigkeit vom Durchsatz in t/h

Q [t/h]	2	4	6	8	10	12
Stroh 84 % TM 15,2 mm	0,75	-	-	-	-	-
Stroh 84 % TM 52,8 mm	0,56	0,72	-	-	-	-
Luzerne 27 % TM 15,2 mm	-	-	0,58	0,48	0,425	0,45
Luzerne 52 % TM 15,2 mm	0,34	0,5	0,62	-	-	-

Bild 12: Füllungsgrad (Verhältnis von eff. zu theor. möglichem Durchsatz) des Schnittkastens in Abhängigkeit vom Durchsatz in t/h und des Häckselgutes verschiedenen TM-Gehaltes

Einzugs- und Fahrgeschwindigkeit nur in einem engen Arbeitsbereich optimal beeinander. Auch bei geringer Vorfahrt erfolgt der Einzug stets mit der eingestellten Geschwindigkeit, so daß zum Beispiel ein Schwad in Bäusche aufgelöst wird (insbesondere bei großer theoretischer Häcksellänge und damit großer Einzugsgeschwindigkeit). Die Belastung der Einzugsorgane und des Schneidwerkes wird also wesentlich durch die Einzugsgeschwindigkeit bestimmt. Das Schneidorgan wird somit bei langsamer Vorfahrt mit einem aufgelösten Materialstrang, wenngleich stoßweise belastet. Aus diesem Grund steigt jedoch das maximale Trommeldrehmoment und wegen dessen hohen Anteils am Gesamtdrehmoment auch dieses mit dem Durchsatz an, nicht so die maximalen Einzugsdrehmomente und die Preßstranghöhe (Bild 10). Daraus ergibt sich die folgende Schlußfolgerung: Um mit optimaler Vorfahrt arbeiten zu können, ist eine der Feldhäcksler- und Antriebsleistung entsprechende Schwadbereitung erforderlich. Für Silomais ist dies nicht derart wichtig, da der Strang nicht in Bäusche auflösbar ist. Infolge der bei Trommelfeldhäckslern größeren Schnittfrequenz und daher bei gleicher theoretischer Häcksellänge auch größeren Einzugsgeschwindigkeit erfordert

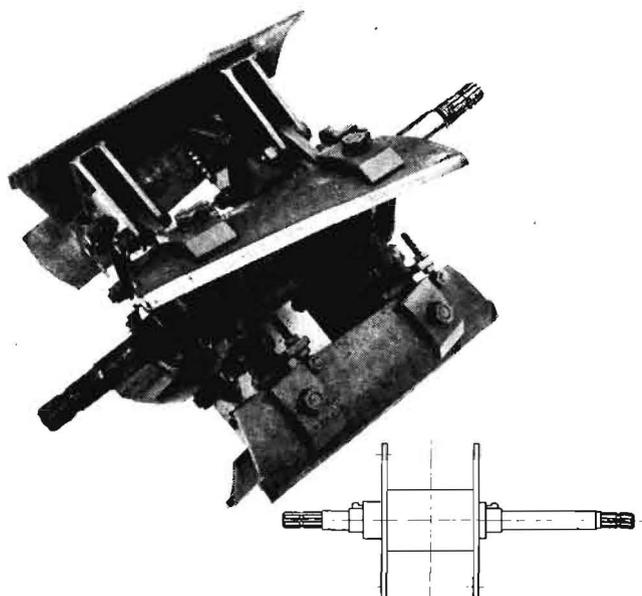


Bild 13: Ausgeführte Feldhäcksler-Trommel (FWH)

der optimale Trommelfeldhäckslereinsatz allgemein kleinere Schwaden und eine größere Vorfahrtgeschwindigkeit. Eine Forderung, die bei zu geringen Schlepper-PS bei der Einführung der Trommelbauart in Deutschland gewisse Schwierigkeiten bereitete.

Ergänzend sei noch hinzugefügt, daß der mittlere Trommeldrehzahlabfall bei einem Zapfwellen-Motorbelastungsgrad  $\lambda_T$  in den angegebenen Grenzen von 0,6—0,75 etwa 1,5% betrug. Der Maximalwert lag bei etwa 4%. Aus diesem Grund sollte die Drehzahl einer Schneidwurf-Trommel stets 5% über der für einen einwandfreien Wurf erforderlichen Mindestdrehzahl [19] liegen.

#### Bauausnützung

Für die Wahl der geometrischen Abmessungen eines Schnittkastens ist es entscheidend, wie groß bei der heutzutage üblichen Schwadbereitung und Materialzuführung die Bauausnützung des Feldhäckslers ist. Infolge der starken Streuung der Preßstranghöhe über dem Durchsatz ist anzunehmen, daß zumindest bei den extremen hohen mittleren Preßwalzen-Auslenkungen der Schnittkasten nur zum Teil gefüllt ist. Hervorgehoben wird dies durch ungenügende Abstimmung von Einzugs- und Fahrgeschwindigkeit, ungünstige (einseitige) Materialaufnahme und -Zuführung, ungeeignete Schwadbereitung, Konstruktionsmängel und anderes mehr. Bei vorgegebener Preßstranghöhe läßt sich für eine bestimmte Einzugsgeschwindigkeit (unter Vernachlässigung des Schlupfes), bestimmte Preßwalzenbelastung und einwandfreier Füllung des Schnittkastens der theoretische Durchsatz  $Q_{theor.}$  berechnen.

Setzt man diesen mit dem effektiven Durchsatz Q in Beziehung, so ist damit die Füllung des Schnittkastens — ein Maß für die Bauausnützung — ausgedrückt. Der Füllungsgrad  $f_s$  errechnet sich dann nach

$$f_s = \frac{Q}{Q_{theor.}}$$

Mais wurde bei den Untersuchungen ausgenommen, da es infolge unterschiedlichen Kolbenansatzes, Stengelanteils etc. nicht möglich ist, eine gleichmäßige Schnittkastenfüllung zu simulieren. Bild 12 zeigt die ermittelten Werte für unterschiedliche Durchsätze und Materialarten bei verschiedenen TM-Gehalten. Die mittlere Schnittkastenfüllung beträgt danach im tatsächlichen Arbeitsbereich allgemein nur etwa 65%.

#### Konstruktionshinweise

Nachdem damit die Konstruktionsunterlagen etwas erweitert worden sind, soll im folgenden über die konstruktive Ausführung eines Trommelfeldhäckslers der Querfluß-Bauart (FWH) berichtet und Konstruktionshinweise gegeben werden.

In diesem Rahmen können es nur Hinweise sein, weshalb schon zuvor auf entsprechende Literatur [2, 4, 13, 18] sowie das Prospektmaterial moderner Trommelfeldhäcksler verwiesen wird.

#### Schneid-Wurf-Trommel

Breite und Durchmesser der Schneid-Wurf-Trommel werden durch die Breite des Schnittkastens bzw. die erforderliche Umfangsgeschwindigkeit in dem heute üblichen Drehzahlbereich von 800—1200 Upm (evtl. auch durch die geforderte Schnittfrequenz) bestimmt. Demnach ergibt sich für eine erforderliche Umfangsgeschwindigkeit um 30 m/sec und einer Trommeldrehzahl von 1000 Upm ein Durchmesser von etwa 600 mm. Die günstigste Ausbildung der Messerform, der Messerwinkel, des Gehäuses und des Auswurfes sind aus der Literatur bekannt [2, 11, 18, 19, 25, 26, 27, 28]. Neben der erforderlichen einwandfreien Funktion kommt der Robustheit der Trommel, d. h. der Unempfindlichkeit gegen Fremdkörper besondere Bedeutung zu. Sie wird bestimmt durch die Festigkeit der Trommel selbst, der Messerhalter und der Messer. Die Bilder 1, 13 und 14 zeigen die in mehrjährigen Versuchen entwickelte Trommel und gleichfalls entwickelten und erprobten Messerhalter.

Für die Beurteilung der Trommel-Beanspruchung durch Fremdkörper ist wichtig, daß die gesamte Schwungenergie kurzzeitig in der Trommel selbst abgebaut werden muß. Eine Überlastkupplung in der Gelenkwelle (Ratsche, Scherstifte etc.), dient nur der Absicherung des Antriebes gegen eine Überbeanspruchung durch die Schwungmasse des Motors. Somit ist es zweckmäßig, in der Trommel eine Sollbruchstelle vorzusehen, über die die kinetische Energie abgebaut werden kann. Zur Vermeidung langer Reparaturzeiten wird diese möglichst in leicht auswechselbare Teile gelegt, wozu es aber in erster Linie erforderlich ist, die Trommel selbst ausreichend kräftig auszubilden. Dies geschah im vorliegenden Fall durch die Verwendung von zwei 13 mm starken Trommelscheiben, die durch ein 3,5 mm starkes Rohr (130 mm  $\phi$ ) verbunden sind. Die angestrebte Sollbruchstelle war im vorliegenden Fall im Messerhalter, jedoch nicht dieser selbst. Zur möglichst eindeutigen Beanspruchung der Trommelscheiben sollte deren Belastung durch die Halter zentrisch erfolgen, wie es bei Halter d, Bild 14, der Fall ist, zumal die Fremdkörperbelastung im allgemeinen einseitig auftritt. Diese Forderung war bei Halter b nicht berücksichtigt, weshalb dieser auch die geringste Festigkeit der in Bild 14 dargestellten Messerhalter hat. In erster Linie wird die Ausbildung des Halters natürlich durch die Form, die Festlegung und die Abstützung des Messers bestimmt, wobei zu entscheiden ist, ob der Halter überwiegend auf Biegung (b, c) oder auf Zug (a, d) beansprucht werden soll.

Wenngleich sich Halter c gut bewährt hat, a bei guter Festigkeit und einfacher Messerform (gerade Messer) gewisse funktionelle Probleme aufwirft, so wird als am besten bewährte Lösung der Halter d vorgeschlagen. Einerseits stützt sich das gewölbte Messer gut ab und ist gegen die Bewegung zum Trommelaußenrand durch Augenschrauben (M 8) gesichert, während die Sollbruchstelle die Messerschrauben (M 14, 8 G) und die auf dem Messer liegenden Halterungsplatten sind. Wesentlich ist hierbei, daß die Halterungsplatte nicht mit dem Grundhalter verbunden ist und somit der Halter bei Überbeanspruchung allgemein nicht ausgebaut werden muß. Für stärker gewölbte Messer stellt die Messerfestlegung des John-Deere-Trommelfeldhäckslers 34 eine gute Lösung dar.

Die Messerstärke ist nach unseren Erfahrungen mit 7—10 mm ausreichend. Wegen der erheblichen Beanspruchung der freien Enden sollten jedoch 7 mm nicht unterschritten werden. Bei der Wertstoffauswahl der Messer ist zu beachten, daß der Grundkörper des Messers mehr elastisch, die Schneide jedoch aus einer Qualität hoher Standfestigkeit ist. Die zuletzt verwendeten Messer (St 37) mit an der Unterseite aufgewalztem hochwertigem Material (61 Cr Si V 5) haben sich sowohl hinsichtlich der Schneiden-Standzeit als auch bei Fremdkörperbelastung bewährt. Leider beträgt ihr Preis vorderhand noch rund 25,— DM/Stück.

#### Schnittkasten

Zur Vermeidung von Überlängen im Häckselgut soll die Messertrommel den Schnittkasten überdecken. Dies kann entweder durch Einlaufkeile (amerikanische Trommelfeldhäckslers, FHW) oder durch eine gegenüber dem Schnittkasten breitere Trommel (Speiser) erreicht werden. Infolge der entsprechend der Messerzahl mehrfachen Beanspruchung der Gegenschneide muß an deren Schneidhaltigkeit besonders hohe Anforderungen gestellt werden. Auch hier haben sich Gegenmesser mit höherwertigen Schneiden bewährt und es ist außerdem auf eine beidseitige Verwendung der Gegenschneide sowie deren leichtes Auswechseln zu achten.

#### Schleifvorrichtung

Nach Versuchen mit eingeklebten eckigen Steinen, durch O-Ringe gehaltenen runden Steinen der verschiedenen Spezifikationen hat sich die auf Bild 15 gezeigte Ausführung am besten bewährt (Spezifikation des Steines: Normalkorund, feine Körnung, mittelhart bis hart, mittleres Gefüge und keramische Bindung). Dabei wird der Stein (50 mm  $\phi$ ) mittels eines

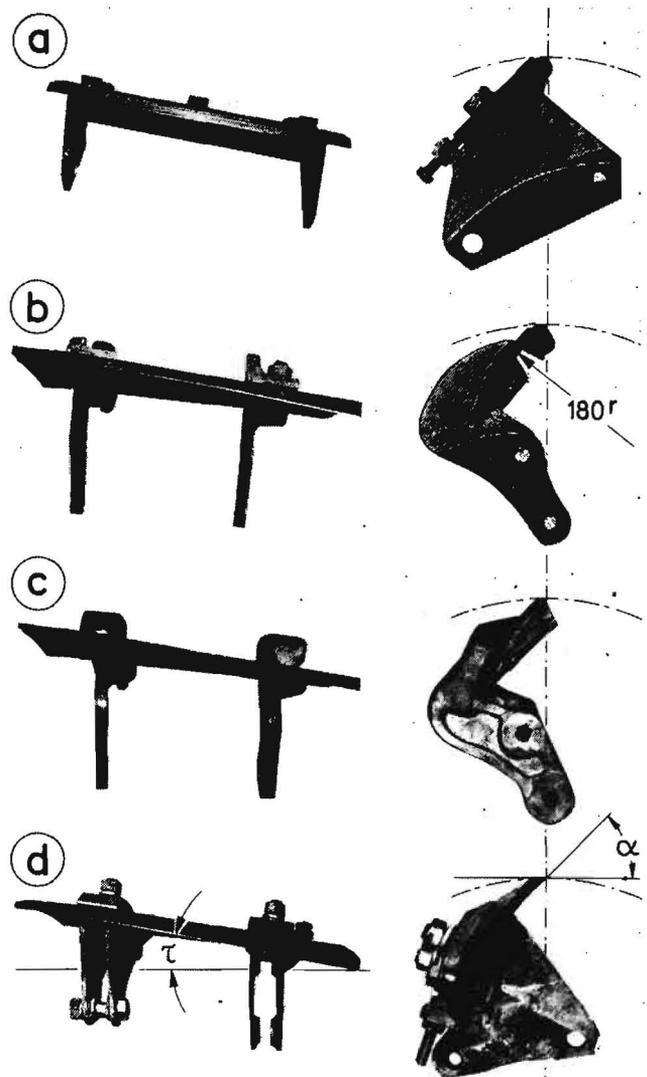


Bild 14: Verschiedene Konstruktionen von Messerhaltern.

- a) Geschweißte Halter, gerade Messer, Wurfösen (ähnlich New Holland 717)
- b) Geschweißte Halter, gewölbte Messer (ähnlich New Holland 616)
- c) Wie b) als Sphäroguß-Halter
- d) Geschweißte Halter, gewölbte Messer (ähnlich IHC 50 FH) (siehe auch [2] Bild 10)

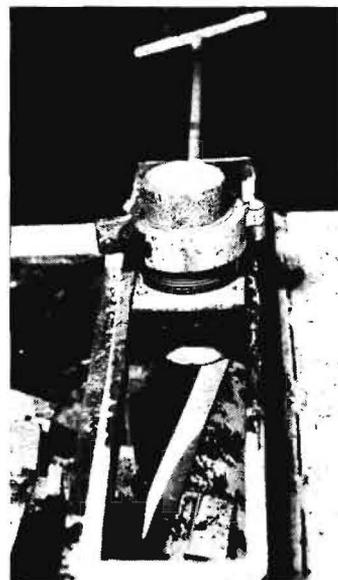


Bild 15: Schleifvorrichtung am Trommel-Feldhäckslers FHW (Schleifstein mittels Reibbelag festgelegt)

20 mm breiten Reibbelages an der Oberkante der Schleifvorrichtung gehalten, während die Zustellung zur Trommel über ein Feingewinde erfolgt.

#### Vorpreßeinrichtung

Auf bekannte Konstruktionsprinzipien soll an dieser Stelle nicht mehr eingegangen werden. Als günstige Abstimmung der Umfangsgeschwindigkeiten hat sich empirisch ergeben: Aufnahmegeschwindigkeit der Pick-up 15—20% und des Maischneidwerkes etwa 10% über der Fahrgeschwindigkeit, bis zur Preßwalze jeweils 10—15% Geschwindigkeitszuschlag. Die Glattwalzen-Umfangsgeschwindigkeit liegt günstigerweise nochmals 20% über der der letzten Preßwalze. Eine derartige Abstimmung der Umfangs(Einzugs-)Geschwindigkeiten hat sowohl den Zweck die Wickelneigung der Walzen zu verringern, als auch Ungleichmäßigkeiten (Bäusche, Haufen) des ankommenden Materialstranges auszugleichen. Der Durchmesser-Stufensprung der oberen Einzugswalzen sollte nicht wesentlich über 1:2 liegen. Aus diesem Grunde wurde die Annahmewalze der letzten Ausführung des FHW mit gesteuerten Zinken ausgeführt. Als unteres Einzugsorgan vor der Glattwalze ist die auf den Bildern 2 und 16 ersichtliche Kette einem Tuch vorzuziehen. Bei einem ausgeführten Seitenwagen-Trommelfeldhäcksler (Bild 19) haben sich auch untere Walzen bewährt.

#### Aufnahme und Ausbildung des Quereinzuges

Entsprechend der Querflußbauart bereitet die Ausbildung eines für alle Materialien sicheren Quer-Einzuges die größte Mühe. Die angegebenen erzielten hohen Durchsatzleistungen zeigen jedoch, daß diese Bauart bei Verwendung einer freischwingenden Schnecke, sorgfältig ausgebildeter Schneckenmulde und annahmefreudiger Vorpreßwalze (siehe Bild 16) für alle Materialarten voll funktionsfähig ist. Es muß jedoch darauf geachtet werden, daß sich der Abstand zwischen der freischwingenden Schnecke (außen gelagert) und der Schneckenmulde zum Häcksler hin erweitert, an der Unterseite hingegen im allgemeinen 5 mm nicht überschreitet. Das Ende der Mulde besteht wie schon erwähnt aus Stahlzinken. Zwischen dem Ende dieser „Zinkenmulde“ und der unteren Einzugschette ist ein Abstand von etwa 15 cm, um so die bei dem geringen Pick-up-Durchmesser in eventuell größerem Maße aufgenommenen Fremdkörper (Steine etc.) abzuscheiden. Dieser Abstand hat sich auch bei Gras, 3. Schnitt, nicht ungünstig ausge-

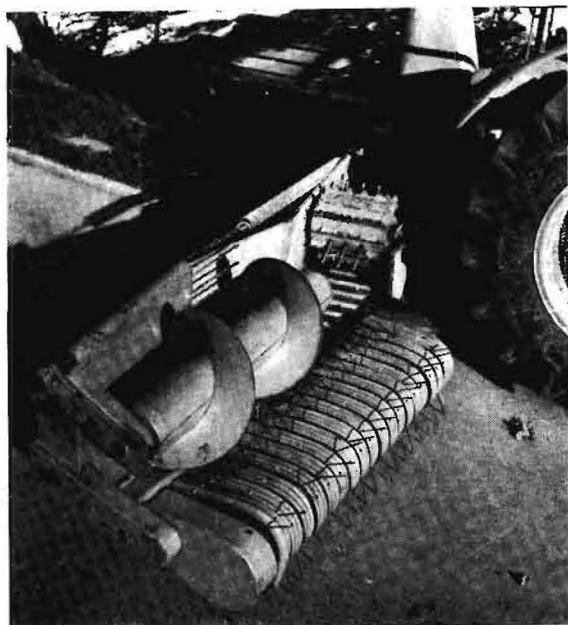


Bild 16: Quereinzug des Trommel-Feldhäckslers der Querfluß-Bauart. (FHW), Schneckenmulde zum Häcksler hin erweitert, Muldenende aus Stahlstäben (glatt in Materialflußrichtung, rauh in Drehrichtung), Annahmewalze mit gesteuerten Zinken

wirkt. Die Vorteile einer Pick-up dieses kleinen Durchmessers sind offensichtlich (besseres „Unterlaufen“ des Gutes) und sollen deshalb nicht weiter erläutert werden.

Mit den auf Bild 17 ersichtlichen, allgemein bekannten Niederhaltern und einer nach Bedarf verlängerten Schnecke wird auch Rohmaterial (Stroh, Heu) und Rübenblatt einwandfrei aufgenommen.

#### Mais-Mähvorsatz

Aufgabe des einreihigen Mais-Mähvorsatzes (Maisgebiß) ist es, den Silomais gehalten zu schneiden und möglichst weit zwangsweise dem Feldhäcksler zuzuführen. Die ursprüngliche Verwendung von nur zwei Zuführketten an der Innenseite hat sich insbesondere in ungünstigen Lagen nicht bewährt. Außerdem erfordert sie eine größere Achtsamkeit beim Einsatz. Deshalb enthält die vorliegende Ausführung (Bild 1b) zwei obere und eine untere Zuführkette, wobei letztere vor dem Schneidwerk eingreift und die Beine der Maisstengel bis in die Nähe der Annahmewalze führt. Im Gegensatz zu Längsfluß-Mais-Mähvorsätzen soll die Einzugschwindigkeit der übereinanderliegenden Ketten etwa gleich groß oder die der oberen um etwa 10% größer sein. Entscheidend ist im übrigen die ausreichende Rauhhigkeit, d. h. die Länge der Mitnehmer der Einzugsketten. Als ausreichende Messergeschwindigkeit des Schneidwerkes hat sich 1,0—1,5 m/sec ergeben. Der einreihige Mais-Mähvorsatz des FHW wird nicht aufgeklappt, sondern liegt innerhalb der zulässigen Straßenfahrbreite von 3 m (§ 32 der StVZO).

#### Diverses

Zur abschließenden Beurteilung der Querfluß-Konzeption wurde der Trommelfeldhäcksler FHW in drei Versionen ausgeführt: Anbau in der Schlepper-Dreipunkt-Hydraulik ohne (Bild 17) und mit Stützrad (Bild 1 und 18) sowie als angehängte Maschine. Dabei blieb die Grundmaschine unverändert, durch Anbau eines Stützrades bzw. aufsteckbare Laufräder und einer Zugdeichsel in der geräteseitigen Dreipunkt-Kupplung war der Umbau einfach möglich.

Zunächst ist allen die bekannte Querflußproblematik gemeinsam. Die Vorteile der in der Ackerschnele angehängten Maschine sind die geringe Beeinflussung der Schlepperachslasten sowie für alle die erprobte Möglichkeit gleichzeitig zu mähen und zu häckseln. Zweifellos die eleganteste Lösung für zweiachsige Häckselwagen ist der Anbau in der Schlepper-Dreipunkt-Hydraulik, jedoch mit den genannten Einschränkungen durch § 32 der StVZO. So ergibt sich als Universalvorschlag ein Querfluß-Anbau-Trommelfeldhäcksler entsprechend Bild 1. Nachdem im ersten Teil dieses Beitrages unter anderem die Vorteile der Seitenwagen-Konzeption dargelegt waren, wurde auch ein Trommel-Feldhäcksler dieser



Bild 17: Anbau-Trommel-Feldhäcksler in 3-Punkt-Hydraulik beim Einsatz in Stroh (mit Schneckenverlängerung und Niederhalter)

Bauart hergestellt. Dabei zeigte sich, daß dieser bei einer der Anbau-Querfluß-Bauart gleichen Leistungsfähigkeit etwa 250 kg schwerer baut, obgleich bei dieser Ausführung versuchsweise nur eine obere Preßwalze eingebaut worden war. Letzteres ergab, daß der Motor-Zapfwellenbelastungsgrad mit der Anzahl der oberen Preßwalzen zunimmt (siehe hierzu auch die vorgeschlagene Abstimmung der Umfangsgeschwindigkeiten). Infolge der durch den Seitenwagen-Anbau größeren erforderlichen Wurfweite muß bei Universalhäckslern dieser Bauart die Trommel-Umfangsgeschwindigkeit um etwa 10% erhöht werden (also etwa 33 m/s).

Berücksichtigt man alle Einflußfaktoren und die mit den verschiedenen Bauarten gewonnenen Erfahrungen, so wäre als Weiterentwicklung der Universalfeldhäcksler auch ein Längsfluß-Seitenwagen-Trommelfeldhäcksler mit Quereinzug (Bild 20) vorstellbar.

### Zusammenfassung

1. Nachdem im ersten Teil der vorliegenden „Studien zu Einbau- und Anbaufeldhäckslern“ die verschiedenen Möglichkeiten des An- und Einbaues, insbesondere mit ihren Rückwirkungen auf Sammelwagen und Verfahren untersucht und der 1-Schlepper, 1-Wagen, 1-Mann-Betrieb besonders herausgestellt wurde; enthält der zweite Teil die Ergebnisse von Feld- und Prüfstandsuntersuchungen mit dem Versuch, allgemein gültige Konstruktionshinweise für den Exakt-Feldhäckslerbau zu geben.

2. Demnach gilt allgemein: Schneid-Wurf-Trommeln sind bei geeigneter Ausbildung (Wurf-Messer, Gehäuse, Auswurfkrümmer) — infolge ihrer kleinen Abmessung, sehr kurzer möglicher Häcksellänge, leichter Schleifbarkeit und Fremdkörpersicherheit — für Einbau- und Anbau-Exaktfeldhäcksler nach wie vor sehr zweckmäßige Bauelemente.

3. Für Silomais sind diese Vorteile heute eindeutig und unbestritten.

4. Für geschwadete Halmgüter sind sie gegenüber dem Scheibenrad geringer. Obwohl die Leistungsaufnahme von „Scheibe“ und „Trommel“ an sich gleich groß ist, braucht die Trommel bei ungleichmäßiger Belastung (z. B. durch ungleichmäßige Schwaden) infolge ihres geringeren Schwungmomentes eine größere Leistungsreserve, also stärkere Schlepper- oder eine entsprechende Schwadbereitung.

Weiterhin ist der Wurf der „Scheibe“ in vielen Fällen problemloser, was für die Trommel durch sorgfältige Wurfmesser-, Turm- und Krümmerausbildung ausgeglichen werden muß und kann.



Bild 18: Anbau-Trommel-Feldhäcksler mit Stützrad und Einachser (Ladewagen) beim Häckseln von Futtermoggen (hydraul. Ausleger-Aushebung)



Bild 19: Längsfluß-Trommel-Feldhäcksler im Seitenwagen-Anbau beim Häckseln von Luzerne (Trommeldurchmesser 600 mm, Trommeldrehzahl 1 200 Upm, 6 Messer) Prototyp 1966

5. Schlepper-Anbau-Trommel-Feldhäcksler sind sowohl in der Längs- als auch in der Querflußbauweise vorstellbar und wurden mit guten Feldeleistungen gebaut (Bilder 1a, b, c sowie 19).

6. Für Silomais läßt sich der Mähvorsatz immer in der Straßenfahrbreite anordnen, was für die Längsfluß-Bauart zu den sehr einfachen, inzwischen von zahlreichen Herstellern aufgenommenen Anbau-Trommel-Spezial-Maishäckslern geführt hat.

7. Für die verschiedenen geschwadeten Halmgüter sind die Verhältnisse häufig schwieriger. Universal-Anbaufeldhäcksler müssen mit aufklappbarem Ausleger für Längsfluß etwa nach Bild 20 und für Querfluß nach den Bildern 1a—c und 16 ausgerüstet werden.

8. Im einzelnen wurden im Feldeinsatz (Silomais, Stroh, Luzerne) die Belastungswerte der Feldhäcksler-Hauptorgane ermittelt und die Aufteilung der Zapfwellenleistung dargestellt. Danach beträgt der Anteil des Trommelleistungsbedarfes bei einem Durchsatz von 4 t Trockenmasse/h und einer theoretischen Häcksellänge von 15,2 mm bis 86%.

9. Das erforderliche Trommel-Drehmoment ist in einem gewissen Bereich unabhängig von der Materialart und kann für konstante Randbedingungen durch eine Exponentialfunktion ausgedrückt werden.

10. Die Preßwalzenbelastung hat erheblichen Einfluß auf die Häckselgüte und das erforderliche Preßwalzen-Drehmoment. Für die erforderliche Preßwalzenlast wird ein grober Konstruktionsrichtwert angegeben. Die Schnittkastenfüllung des untersuchten Trommelfeldhäckslers war beim Häckseln von geschwadetem Stroh, Anwelkgut und Luzerne stets kleiner als 75%.

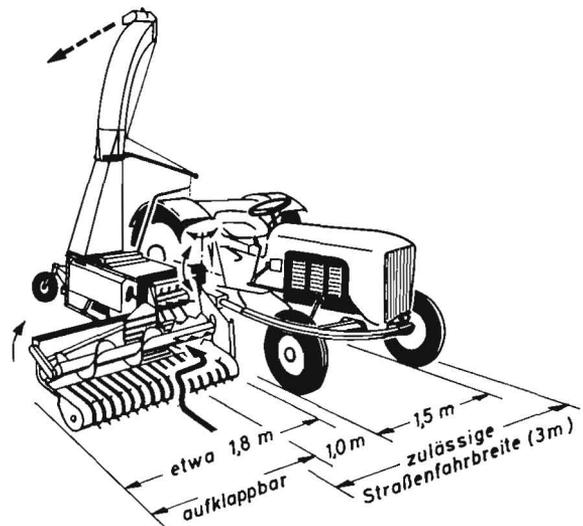


Bild 20: Längsfluß-Seitenwagen-Trommelfeldhäcksler mit Quereinzug (In Transportstellung innerhalb der zulässigen Straßenfahrbreite, Mals-Mähvorsatz nicht aufgeklappt)

## Schrifttum

- [1] ALICHASCHKIN, J. I.; CHOMENKO, J. W.: Zur Bestimmung der Messerform der Trommel-Schneidwerke von Siloerntemaschinen (russ.). Traktory i selchozmaschiny No. 5, 1965 S. 23—26
- [2] BRENNER, W. G.; GRIMM, K.: Schneid- und Wurfvorgänge in Trommel-feldhäckslern. Landtechn. Forschung 5 (1963) S. 142—150
- [3] CHANCELLOR, W. I.: Energy Requirements for Cutting Forage. Agr. Eng. Okt. 1958 S. 633—639
- [4] CLENDENIN, W. H.; CORWORTH, J. C.; WALKER, J. A.: The Development of a high capacity Forage Harvester. ASAE-Meeting 1962 Washington, ASAE-Paper No. 62—112
- [5] DANIEL, J.: Neue Möglichkeiten der Benutzung des Mähdreschers. Ung. Landwirtschaft XXI. Jahrg. Nr. 40 S. 12—13
- [6] DOLLING, C.: Der Kraftbedarf von Mähdreschern. Diss. Braunschweig 1955
- [7] DOLLING, C.: Untersuchungen über den Leistungsbedarf von Feldhäckslern. Landtechn. Forschung Heft 3 (1957) 7. Jahrg. S. 65—70
- [8] GLUTH, M.; VOSS, M.: Vergleichende Betrachtungen zum Leistungsbedarf von Feldhäckslern. Landtechn. Forschung 16 (1966) H. 5 S. 172—177
- [9] GUETH, M.: Untersuchungen am Schneidvorgang von Gebläsehäckslern. Landtechn. Forschung 3 (1952) S. 69—79
- [10] GRIMM, K.: Stallungstreuer im Feldhäckslerbetrieb. Landtechnik (1962), Heft 13, S. 489—493
- [11] GRIMM, K.: Schneid- und Wurfvorgänge in Trommel-Feldhäckslern. Dissertation München 1964
- [12] GRIMM, K.: Stand der technischen Entwicklung bei der Feldhäckslerkette. Landtechnik 21 (1966) H. 21 S. 733
- [13] HÄNEL, V.; JENTSCH, G.; SCHUMACHER, H.: Häcksellänge und Durchsatzleistung beim Einsatz von Exaktfeldhäckslern. Deutsche Agrar-Technik 4/1967 S. 157—160
- [14] SHEPARD, R. Q.; HEBBLETHWAITE, P.: Ein Vergleich der Feldeistung von Feldhäckslern. NIAE Silsoe Berichte 1959 S. 37—57
- [15] HERPPICH, R.: Melwagen unter besonderer Berücksichtigung der Stromversorgung. Landtechn. Forschung 15 (1965) H. 3 S. 84—87
- [16] KLÖPPEL, R.; GRIMM, K.; SCHURIG, M.: Die Feldhäcksler. RKL-Schrift 4.1.4.1.2
- [17] KROMER, K.-H.; HERPPICH, R.: Unveröff. Bericht 1966
- [18] KROMER, K.-H.: Untersuchungen am Trommel-feldhäcksler unter besonderer Berücksichtigung der Materialförderung in und nach Schneid-Wurf-Trommeln. KTL-Berichte 114/1967, Hellmut-Neureuter-Verlag
- [19] KROMER, K.-H.: Materialförderung in und nach Schneid-Wurf-Trommeln. Vortrag VDI-Tagung 1967
- [20] KROMER, K.-H.; HERPPICH, R.: Vereinfachung des Auswertverfahrens bei Leistungsmessungen an Landmaschinen. Meßtechnische Briefe 3/1967 Hottinger Baldwin Meßtechnik Darmstadt S. 42—45
- [21] LIJEDAHL, I. B.; JACKSON, G. L.; DE GRAFF, R. P.; SCHROEDER, M. E.: Measurement of Shearing Energy. Agr. Eng. Jun. 1961 S. 298—301
- [22] BLEVINS, F. Z.; HANSEN, H. J.: Analysis of Forage Harvester Design. Agricultural Engineering Jan. 1956 S. 21—26
- [23] MAYER, H.: Die Bedeutung eines stufenlosen Getriebes für den Acker-schlepper und seine Geräte. Grundlagen der Landtechnik H. 11 (1959) S. 5—12
- [24] MORTASAWI, M.: Die Schnitllänge von Halmguthäckseln. Arbeiten der Landw. Hochschule Hohenheim Bd. 23/1963 Verlag E. Ulmer
- [25] REZNIK, N. E.: Analytische Untersuchung des Wurfvorganges von Häckselgut durch Messertrommel von Siloerntemaschinen unter Anwendung einer elektron. Rechenmaschine. (russ.) Traktory i selchoz-maschiny No. 3 1964 S. 27—31
- [26] REZNIK, N. E.: Zur Theorie der Schneid-Wurf-Trommel in Siloerntemaschinen. (russ.) Traktory i selchozmaschiny No. 9 1964 S. 19—23
- [27] SABLIXOW, N. V.: Schnittwiderstand in Silomaishäckslern. (russ.) Traktory i selchozmaschiny No. 3 1957 S. 2—9
- [28] REZNIK, N. E.: Begründung des Wurfvorganges der Siloerntemaschinen. (russ.) Traktory i selchozmaschiny No. 2 1966 S. 28—32
- [29] SCHULZ, H.: Der Ladewagen. KTL-Berichte über Landtechnik Nr. 105/1967 Hellmut-Neureuter-Verlag München-Wolfratshausen
- [30] SCHURIG, M.: unveröff. Bericht 1967. Landtechnik Weihenstephan
- [31] SEGLER, G.: Häcksler für Trockenfutter und Silage. TidL 16. Jg. H. 8 (1935). S. 207—210
- [32] VORNAHL, W.: Vergleichende Untersuchungen über den Leistungsbedarf von Feldhäckslern mit vereinfachten Mäh- und Häckselwerkzeugen. Landtechn. Forschung 13 (1963) H. 3 S. 79—85
- [33] WIENEKE, F.; KÖNIG, H.; CLAUS, H.-G.: Stand der Entwicklung bei Maschinen zum Werben von Halmfutter. Landtechnik Heft 21 (Nov. 1966) S. 712—720

### 50. Wanderausstellung der DLG in München vom 20. bis 27. Mai 1962

Zum Besuch seines Ausstellungsstandes

Halle 19 Stand 288 ladet ein:

**HELLMUT - NEUREUTER - VERLAG**  
Wolfratshausen bei München

## Résumé

W. G. Brenner, K. H. Kromer: *Studies on mounted (tractor or wagon) Forage Harvesters, 2nd Part.*

1. The first part of the existing studies dealt with the various possibilities of attaching the forage harvester to the tractor or wagon, especially with the reaction on collecting wagons and procedures. Particular mention was also made of the 1-tractor, 1-wagon and 1-man operation. The second part contains the results of field and laboratory tests, with the attempt to give generally informations for the construction of forage harvester.

2. Consequently, cutting-throwing-cylinder are now as before very suitable construction elements for above mentioned forage harvester, because the cylinder has following advantages; small dimensions, very short cutting ability, easy to sharpening knives and high strenght against foreign matters.

3. For corn silage these advantages today are obviously and incontestable.

4. For windrowed forages these advantages of the cylinder typ are smaller compared to the flywheel typ. The power requirement of the "cylinder" and "flywheel" is about the same, but the "cylinder" needs at a non-uniform load (e. g. by non-uniform windrow) because of its smaller flywheel effects a greater power reserve, i. e. bigger tractor — or a uniform windrow.

Also the throw of the "flywheel" has in many cases less problems. This disadvantage of the cylinder typ must and can be compensated by a careful knife, cutter head housing and discharge.

5. The construction of tractor-mounted cylinder typ forage harvester is possible for both: longitudinal and cross-flow. Both desings were built with a good capacity (figures 1 a, b, c and 21).

6. The one-row corn unit can be attached always while travelling on road. From this results it leads to a simple side-mounted special corn forage harvester (cylinder typ). In the meantime several manufacturers have adapted this idea.

7. For the different kinds of windrowed materials the conditions are often more difficult. Therefor the tractor-mounted universal forage harvester needs a lift-up windrow pick-up, for longitudinal perhaps according to figure 21 or for cross-flow according to figures 1 a and 16.

8. During field tests (corn, straw, alfalfa) the acting live load of the forage harvester main organs were determined. The division of the P. T. O. horsepower requirement was demonstrated, at which the percentage of the cylinder power requirement amounts to 84% at a capacity of 4 t DM/h and a theoretical length of cut of 15,2 mm.

9. The required torque of the cylinder is in a certain range independent of the kind of material and can be expressed by an exponential junction for constant limiting conditions.

10. The load of the feed roll (compressing) affects considerably the chopping quality and its required torque. For the required load on the feed roll a rough construction hint is stated. The filling of the throat of the test machine was always smaller than 75 per-cent (material: windrowed straw, LMG).

W.G. Brenner, K.H. Kromer: *Recherches sur les hacheurs-chargeurs incorporés ou portés. 2ème partie.*

1. Après avoir consacré la première partie de l'étude "Recherches sur les hacheurs-chargeurs incorporés ou portés" aux différentes possibilités d'incorporation et de montage et surtout à leurs répercussions sur les véhicules de chargement et les procédés de travail et en particulier sur le travail avec un seul tracteur, un seul véhicule et un seul ouvrier, les auteurs s'occupent dans la deuxième partie des

résultats des essais au champ et au poste d'essai entrepris en vue de formuler des recommandations générales valables pour la construction de hacheurs-chargeurs à grande précision de coupe.

2. Ces résultats montrent que les tambours de coupe et d'expulsion judicieusement conçus (expulsion, couteaux, carter, goulotte) sont en général des éléments de construction très avantageux pour les hacheurs-chargeurs grâce à leurs dimensions réduites, au hachage en fragments très menus, à l'aiguillage conmode et à l'insensibilité aux corps étrangers.

3. Ces avantages sont en particulier très nets et incontestés pour le maïs d'ensilage.

4. Lorsqu'il s'agit de produits en tiges disposés en andains, ces avantages sont moins importants par rapport à ceux offerts par les volants à palettes. Bien que les volants à palettes et les tambours absorbent à peu près la même puissance, les tambours exigent en cas d'une charge irrégulière (par exemple à la suite d'andains irréguliers) une réserve de puissance plus grande, donc des tracteurs plus puissants étant donné que le moment d'inertie est moindre — ainsi que par une préparation convenable des andains.

De plus, l'expulsion par le volant à palettes pose moins de problèmes, mais l'on doit et peut remédier à ce désavantage du tambour par une conception judicieuse des pales, du col de girafe et de la goulotte.

5. Les hacheurs-chargeurs à tambour portés se prêtent aussi bien au flux longitudinal qu'au flux transversal des produits et leurs rendements au champ sont satisfaisants (images 1 a, b, c et 21).

6. L'organe de coupe destiné à la coupe du maïs d'ensilage peut être disposé toujours de telle sorte qu'il ne dépasse pas la largeur autorisée dans les rues, et de nombreux fabricants construisent maintenant des hacheurs à tambour porté très simple pour la récolte du maïs d'ensilage.

7. Quand il s'agit des multiples produits en tiges disposés en andains, les conditions sont souvent plus difficiles de sorte que les hacheurs universels portés doivent être équipés d'un ramasseur relevable dont le principe est visible sur l'image 21 pour le flux longitudinal et sur les images 1 a, b et c pour le flux transversal.

8. Pendant les essais au champ (maïs, paille, luzerne) on a déterminé les charges supportées par les organes principaux des hacheurs-chargeurs et tracé un diagramme de la répartition de la puissance de la prise de force. On a constaté que les besoins en puissance du tambour s'élèvent à 84% pour un débit de 4 tonnes de matière sèche/h.

9. Le couple nécessaire du tambour est dans un certain domaine indépendant du type de fourrage et peut être exprimé pour des conditions marginales au moyen d'une fonction exponentielle.

10. La charge sur les rouleaux de compression a une influence notable sur la qualité de coupe et le couple nécessaire au rouleau de compression. Les auteurs donnent une valeur grossière de construction pour la charge nécessaire sur les rouleaux de compression. Le remplissage de la trémie du hacheur-chargeur à tambour examiné a été toujours inférieur à 75% lors du hachage de paille, de fourrage préfané et de luzerne disposés en andains.

W.G. Brenner, K.H. Kromer: Estudios acerca de cortadoras de acoplamiento e incorporación, 2a parte.

1. Tras analizar en la primera parte del presente estudio las diversas posibilidades del acoplamiento y la incorporación, en especial con sus repercusiones en vehículos colectores y procedimientos, y después de exponer especialmente el servicio de un solo tractor, un solo vehículo y un solo hambro, contiene la segunda parte los resultados de ensayo en el campo y en el banco de pruebas con vistas a facilitar indicaciones de validez general para la construcción de la cortadora exacta para el campo.

2. Así, pues, por lo general, los tambores de tiro y corte siguen siendo para cortadoras exactas de acoplamiento e incorporación de trabajo en el campo — con apropiada configuración (tiro, cuchilla, caja, curvatura de expulsión) — utilísimos grupos de construcción, a consecuencia de sus reducidas dimensiones, posible largo de corte muy corto, fácil afluibilidad y seguridad contra cuerpos extraños.

3. Para maïs de silo son estas ventajas hoy día claras e indiscutibles.

4. Para cereales agavillados resultan las ventajas algo más inferiores si se comparan con elrueda de disco. Aunque la absorción de potencia en el "disco" y en el "tambor" es en sí igual, este último necesita para carga irregular (por ejemplo, por gavillas diferentes) mayor reserva de potencia, esto es un tractor más potente, dado su más pequeño momento de inercia — o correspondiente preparación de las gavillas.

Igualmente es el tiro del "disco", en muchos casos, menos problemático, lo que se puede y se ha de compensar para el tambour por cuidadosa pala, configuración de la torre y curvatura.

5. Las cortadoras para el campo con tambor tiradas por tractores son concebibles tanto en el modelo de flujo longitudinal como en el de flujo transversal y han sido construidas con buenos rendimientos de trabajo (figuras 1 a, b, c así como 21).

Para maïs de silo siempre se puede disponer el dispositivo segador delantero en el ancho de vía, lo que para el flujo longitudinal ha conducido a la sencillísima cortadora de acoplamiento con tambor especial para maïs, incluida entre tanto en el programa de numerosos fabricantes.

7. Para los múltiples cereales agavillados son las condiciones a menudo más difíciles, de modo que las cortadoras universales de acoplamiento han de ser equipadas con brazo extensible para flujo longitudinal aproximadamente según figura 21 y para flujo transversal según figuras 1 a, b y c.

8. En particular, se determinaron los valores de carga en el trabajo en el campo de los órganos principales de las cortadoras y se expuso la distribución del rendimiento de los ejes de toma de fuerza. Según ello, la participación de la absorción de potencia del tambour importa 84% para un paso de 4 l de masa seca/h.

9. En cierta gama, el momento de torsión requerido del tambour es dependiente de la clase de producto, pudiéndose expresar por una función exponencial para condiciones constantes marginales.

10. La carga del rodillo prensador ejerce considerable influencia sobre la calidad del cortado y sobre el momento de torsión requerido por el referido rodillo. Para la carga necesaria del rodillo prensador se da un amplio valor patrón de construcción. El llenado de la caja de corte de la cortadora de tambour objeto de estudio era siempre inferior a un 75% al cortar paja agavillada, productos algo secos y allaña.

## MAX-EYTH-GESELLSCHAFT

Anlässlich der DLG-Ausstellung in München finden im

Benno-Saal des Löwenbräukellers  
am Stiglmaierplatz

folgende Veranstaltungen der MEG statt:

17 Uhr: **Mitgliederversammlung**, anschließend etwa

18 Uhr: **Überreichung der Max-Eyth-Gedenkmünze**  
mit anschließendem Vortrag

19 Uhr: **Geselliges Beisammensein**