

Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT
FACHGEMEINSCHAFT LANDMASCHINEN IM VDMA
MAX EYTH-GESELLSCHAFT ZUR FÖRDERUNG DER LANDTECHNIK

Heft 2/1957

MÜNCHEN

7. JAHRGANG

Dr.-Ing. C. Dolling, Hannover:

Der Leistungsbedarf von Mähdreschern

Für die Konstruktion von Mähdreschern gibt es bisher nur wenig Berechnungsunterlagen. Die vorliegende Arbeit, in der die erforderliche Gesamtantriebsleistung von Mähdreschern und die Anteile des Leistungsbedarfes für den Leerlauf, das Dreschen und Fahren gemessen wurden, soll hierzu einen Beitrag liefern¹⁾.

Versuchsanstellung

Die Versuche wurden 1952 und 1953 mit fünf verschiedenen Mähdreschertypen im Feldbetrieb durchgeführt. Von den eingesetzten Maschinen sind die wichtigsten Daten in Tabelle 1 und die Fahrwerkeigenschaften in Tabelle 2 angegeben. Wie diese beiden Tabellen zeigen, unterscheiden sich die Versuchsmaschinen in den Abmessungen und im Arbeitsprinzip (in Abb. 1 ist als Beispiel eine Maschine dargestellt, die nach dem Längsflußprinzip arbeitet).

Die Mähdrescher wurden bei verschiedenen Getreidearten und Böden eingesetzt. Auf diese Weise erhielt man unterschiedliche Versuchsbedingungen, deren wichtigste Merkmale in Tabelle 3 wiedergegeben sind.

¹⁾ Die Untersuchungen wurden im Institut für Landmaschinen der Technischen Hochschule Braunschweig (Direktor: Prof. Dr.-Ing. G. Segler) mit Mitteln der Deutschen Forschungsgemeinschaft und des Bundesministeriums für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten durchgeführt.

Tabelle 2: Fahrwerksabmessungen der Mähdrescher

Mähdrescher	Bolinder Munktells	John Deere	Claas Super
Reifengröße	6.50-16	6.50-16	13.00-14
Achshöhe (mm)	320	350	400
Spurweite (mm)	2300	2500	2400
Radlast links (kg)	400	740	1040
Radlast rechts (kg)	700	410	1150
Zugpunktlast (kg)	140	190	120
Zugpunkt vor Achse (mm)	3400	3800	3400
Schwerpunkt vor Achse (mm)	370	540	170
Schwerpunkthöhe (mm)	1004	656	946

Zur Messung des Kraftbedarfs beim Mähdreschen diente eine fahrbare elektronische Meßeinrichtung [1].

Im einzelnen wurden folgende Größen gemessen:

1. Die Leerlaufleistung N_L
2. Die Drehleistung N_D , die von der Zapfwelle übertragen oder vom Aufbaumotor geliefert wird
3. Die Trommelleistung N_T
4. Die Zugleistung N_Z
5. Der Treibradschlupf S .

Tabelle 1: Untersuchte Mähdrescher

Hersteller	Bolinder Munktells	John Deere	Claas	Massey-Harris	IHC
Typ		12 A	Super	726	64
Kurzbezeichnung für Maschine	B	J	C	M	IH
Antrieb	Zapfwelle	Zapfwelle	Zapfwelle	Selbstfahrer	Aufbaumotor
Baujahr	1951	1951	1951	1951	1951
Schnittbreite (Fuß) bzw. (mm)	4 1216	5½ 1675	7 2128	8 2432	6 1824
Einzug	längs Tuch	längs Tuch	quer Ausleger	frontal Schnecke	längs Tuch
Tuchsteigung	28°	31°	—	—	25°
Beschickung	spitz	spitz	breit	wirr geknickt	spitz
Trommelbreite (mm)	1050	1500	1250	605	1630
Trommeldurchmesser (mm)	430 offen	382 offen	450 offen	520 offen	390
Schlagleisten	6 Rippen-	8 Rippen-	6 Rippen-	8 Rippen-	6
Trommelumfangs-Geschw. (m/s)	30,2	26,0	28,8	—	—
Korblänge (mm)	270	184	525	460	—
Korbleisten	8	4	11	12	5
Schüttlerbreite (mm)	1050	1480	1320	800	1645
Höhe über Schüttler (mm)	400	420	650	300	350
Schüttlerlänge (mm)	1870	1530	3130	220	1450
Presse	Nachlauf-Welger	—	Einbau-Claas	Anbau-Welger	Anbau-Welger
Gewicht (kg)	1300 ohne Presse	1340 ohne Presse	2310 mit Presse	3550 ohne Presse	2650 mit Presse

Tabelle 3: Versuchsbedingungen

Getreide	Roggen	Weizen	W.-Weizen Heines 4	W.-Weizen Petkusa, Tetra mit Kleeuntersaat		
Boden	sand. Lehm, frische Stoppel	sand. Lehm, frische Stoppel	feste Stoppel		Roggenstoppel	sand. Lehm, fest
Kurzzeichen für Roggen bzw. Boden	R 52 *)	W 52	W 53	R 53	R 53 M	R 53 V
geschnittene Halmlänge (m)	1,35	0,80	0,88	0,75		
reduz. Halmhöhe (m³/m²) **)	0,046	0,044	0,042	0,054		
Korn-Stroh-Verhältnis	1 : 1,7	1 : 1,2	1 : 1,8	1 : 2,1		
eingesetzte Mähdrescher ***)	C B	B IH M C	B J	B C	B J	C

*) 52 = Jahreszahl

M = Martinsbüttel

V = Völkenrode

**) reduzierte Halmhöhe ist nach G. Segler [2] die Höhe der Schicht, die geschnittene Halme von 1 m² Grundfläche im ausgebreiteten Zustand auf dieser Fläche einnehmen (Stoppelhöhe bei Getreide 10 cm)

***) siehe Tabelle 1

In den Messungen wurde neben der absoluten Größe auch der zeitliche Verlauf der Antriebsleistung ermittelt. Die im folgenden angegebenen Werte sind aus vielen Einzelmessungen gewonnen, da sich zeigte, daß infolge des stark unterschiedlichen Getreidezustandes starke Streuungen auftreten können, was auch das Aufstellen von strengen Gesetzmäßigkeiten erschwert.

Leistungsbilanz

Die zum Antrieb erforderliche Gesamtleistung eines Mähdreschers setzt sich aus den Einzelleistungen zusammen. Nimmt man den Wirkungsgrad des Motorgetriebes mit η an, berücksichtigt man ferner die auftretenden Leistungsspitzen und den möglichen Leistungsrückgewinn N_S durch ein Schwungrad, so ergibt sich die notwendige Motorleistung:

$$N_{Mot} = \frac{1}{\eta} \quad (1)$$

$$\cdot [N_L + (N_D - N_L) + \Delta N_D + N_F + \Delta N_F + N_R - N_S]$$

wobei

ΔN_D der gegenüber der mittleren Belastung zusätzlich auftretende Betrag der Drehleistung und

ΔN_F der gegenüber dem zeitlichen Mittelwert zusätzlich auftretende Betrag der Fahrleistung und

$N_D - N_L$ die Nutzleistung zur Dreschgutverarbeitung ist.

Die Anfahrleistungen blieben bei der Aufstellung der Leistungsbilanz unberücksichtigt, da sie zeitlich nicht mit allen anderen Komponenten zusammentreffen. Die Steigleistung für das Fahren in unebenem Gelände kann als reine Hubleistung leicht zur Gleichung 1 hinzugefügt werden; sie beträgt bis zu 10 PS.

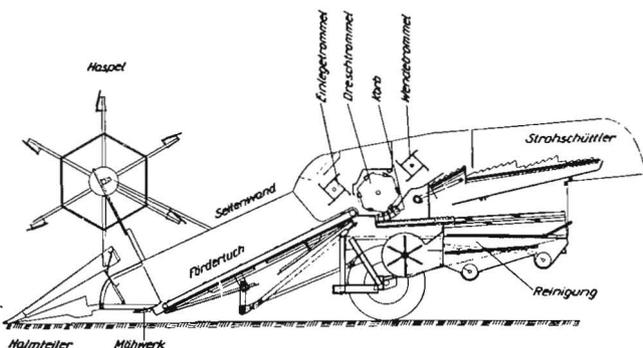


Abb. 1: Schnittbild eines gezogenen 6-Fuß-Längsfließmähdreschers mit Aufbaumotor. Fabrikat IH 64, Baujahr 1951

Als Bezugsgröße für die aufzuwendende Motorleistung und zur Definition der Dreschleistung erwies sich die je Zeiteinheit verarbeitete Strohmenge, die als Durchsatzvolumen V_1 in m³/h bezeichnet wird, am geeignetsten. Die äußeren Abmessungen wie Schnittbreite, Trommel- und Schüttlergröße sowie das Eigengewicht geben keinen sicheren Maßstab für das Leistungsvermögen des Mähdreschers.

Leerlaufleistung

Die absolute Leerlaufleistung der untersuchten Maschinen ist verschieden hoch. Sie wurde für drei Leichtbaumähdrescher am Hauptantrieb gemessen. Am wenigsten Kraft braucht der kleine Längsfließmähdrescher, Fabrikat B (s. Tabelle 1), mit 4,8 PS oder 1,2 PS je Fuß Schnittbreite. Dann folgt die Ausführung gleichen Prinzips Fabrikat J mit 6,1 PS oder 1,1 PS je Fuß Schnittbreite. Der Querschnittmähdrescher Fabrikat C mit Breitdresch benötigt 12,5 PS oder 1,8 PS je Fuß Schnittbreite für den Leerlauf im Stand. Nach Abbildung 2 hat die stufenlose Drehzahlregelung einen großen Leerlaufkraftbedarf. Dieser Mangel konnte inzwischen vom Hersteller behoben werden. Von dem angegebenen Kraftverbrauch für die gesamte Maschine beanspruchen die Dreschtrommeln der beiden Längsdrescher jede etwa 1,8 PS und die des Breitdreschers 2,3 bis 2,6 PS für die Windleistung im Leerlauf. Für die untersuchten Maschinen ergab sich folgende Beziehung zwischen Leerlaufkraftbedarf und Durchsatzvolumen V_1 in m³/h:

$$N_L = 1,5 + 0,014 \cdot V_1 \text{ in PS} \quad (2)$$

Die Antriebsleistung ist im Beharrungszustand angenähert konstant, wengleich die Drehmomente dies nicht immer sind,

2) bei 1 m geschnittener Halmlänge.

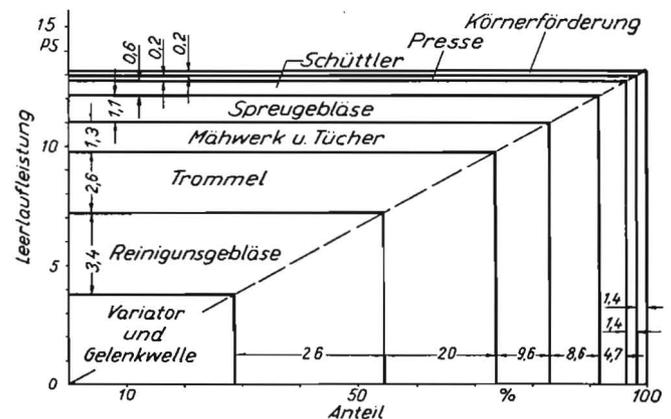


Abb. 2: Bilanz des Leerlaufleistungsbedarfes des 7-Fuß-Zapfwellenmähdreschers C mit Quereinzug im Stand

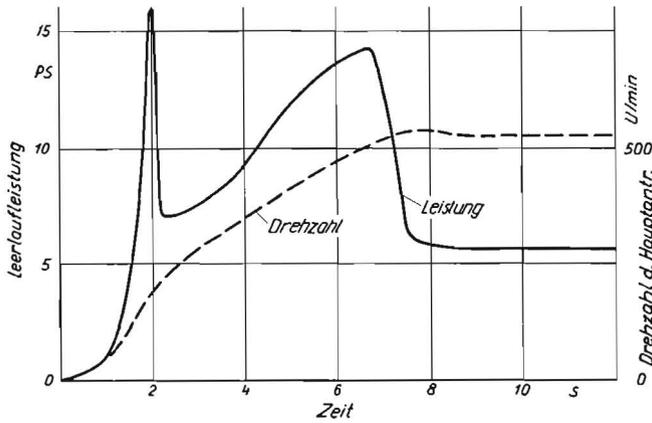


Abb. 3: Leerlaufleistung beim Anlauf des 4-Fuß-Zapfwellenmähdreschers B im Stand. Erste Leistungsspitze nach weichem Einkuppeln. Plötzliches Aufhören der Beschleunigungsleistung nach Erreichen der Nenndrehzahl mit zweiter Spitze.

Abb. 4 (rechts oben): Mittlere Nutzleistung eines Mähdreschers, abhängig von der Fahrgeschwindigkeit
 Fabrikat: J = 5½ Fuß, Längsfluß, Zapfwelle;
 Getreide: W 53 = Weizen 1953; weitere Daten s. Tab. 3
 Ein Kurvenzug verbindet kurzzeitig nacheinander erhaltene Meßpunkte

sondern je nach Art der Kraftquelle, Kraftübertragung und Kraftverteilung kurzzeitigen Schwankungen unterliegen [3]. Beim Anlauf der Mähdrescher aus dem Stillstand [4] wird zum Beschleunigen der Drehmassen ein zusätzliches Antriebsdrehmoment über mehrere Sekunden benötigt (Abb. 3).

Nutzleistung

Die Nutzleistung der Mähdrescher, die für die Bearbeitung des Getreides in der Maschine benötigt wird, wurde in zahlreichen Feldversuchen ermittelt. Sie ergibt sich als Differenz der gesamten Drehleistung N_D , die an der Einleitungsstelle der Motorkraft in den Hauptantrieb gemessen wurde, und der Leerlaufleistung N_L .

Die Versuche wurden bei verschiedenen Schnittbreiten und Geschwindigkeiten gefahren, um die je Zeiteinheit verarbeitete Getreidemenge innerhalb eines Feldes zu variieren und um einen möglichen Einfluß der Fahrgeschwindigkeit auf den zeitlichen Verlauf der Kräfte zu erfassen. Unmittelbar nacheinander erhaltene Mittelwerte von jeweils 5 Sekunden Versuchsdauer ergaben immer eine Meßpunktserie, deren Verlauf über der Fahrgeschwindigkeit trotz vorhandener Streuung eine einheitlich ansteigende Tendenz zeigten (Abb. 4). Die Streuung der Werte ist bei den untersuchten Mähdreschern je nach Maschine verschieden groß; ihre Ursache wird weiter unten behandelt. Viele Auswertungen ließen den Schluß zu, daß für die Anhängemähdrescher in Leichtbauweise eine angenähert lineare Abhängigkeit des mittleren Nutzleistungsbedarfes von der Flächen- bzw. Getreideleistung besteht (Abb. 5 und 6). Zum Vergleich ist in Abbildung 7 der Leistungsbedarf eines Selbstfahrmähdreschers Fabrikat M aufgetragen. Die dort vorliegende starke Knickung und Stauchung des Schnittgutes während der Bearbeitung in der Maschine bewirkt einen überproportionalen Leistungsbedarf [5].

Für die folgenden näher behandelten Längsfluß- und Querlängsflußmähdrescher ergeben sich Unterschiede im Nutzleistungsbedarf derselben Maschine bei verschiedenem Korn-Stroh-Verhältnis, spezifischem Strohvolumen und verschiedener Halmlänge (Abb. 8). Die rechnerische Untersuchung ergab, daß der Einfluß des Korn-Stroh-Verhältnisses gegenüber dem des spezifischen Strohvolumens und der Halmlänge vernachlässigt werden kann. Die für die Verarbeitung des Gutes aufzuwendende Leistung ist proportional dem spezifischen Strohvolumen. Die Halmlänge geht in dem gemessenen Bereich mit der zweiten Potenz in den Kraftbedarf des Längsdreschers ein. Dagegen ist der Breitdrescher unempfindlich gegen die Halmlänge. Jedem Punkt in Abbildung 9 entsprechen 4 bis 7 Messungen. Daraus wurden die Beziehungen für den mittleren Nutzleistungsbedarf abgeleitet:

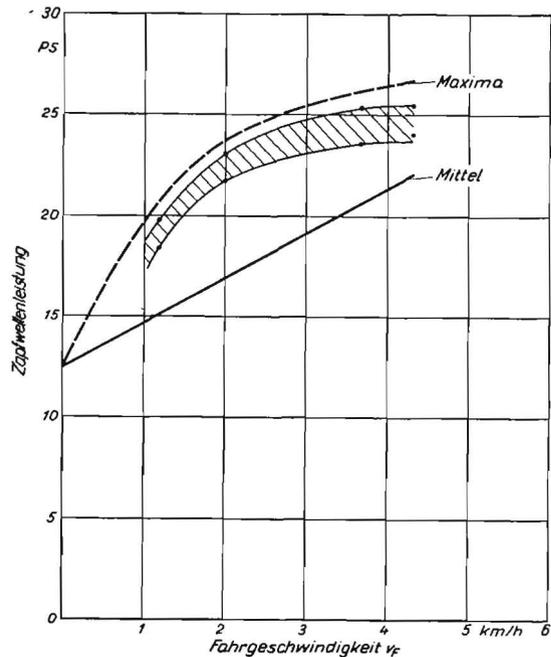
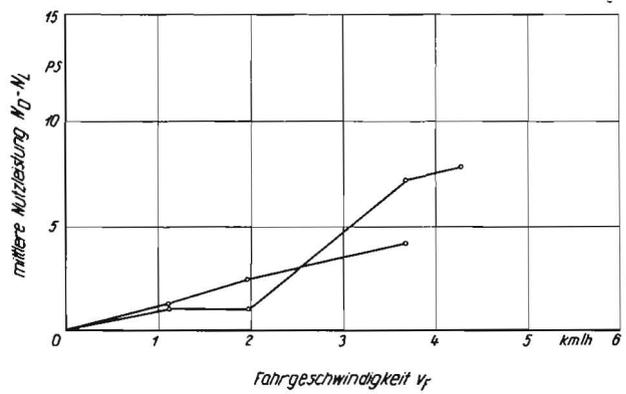


Abb. 5: Erforderliche Zapfwellenleistung des 7-Fuß-Mähdreschers C mit Quereinzug und Breitdrusch, abhängig von der Fahrgeschwindigkeit im Roggen 1953. Bei einer Schwungradreserve von 6 bis 40 mkg liegt die erforderliche Motorstärke im schraffierten Gebiet

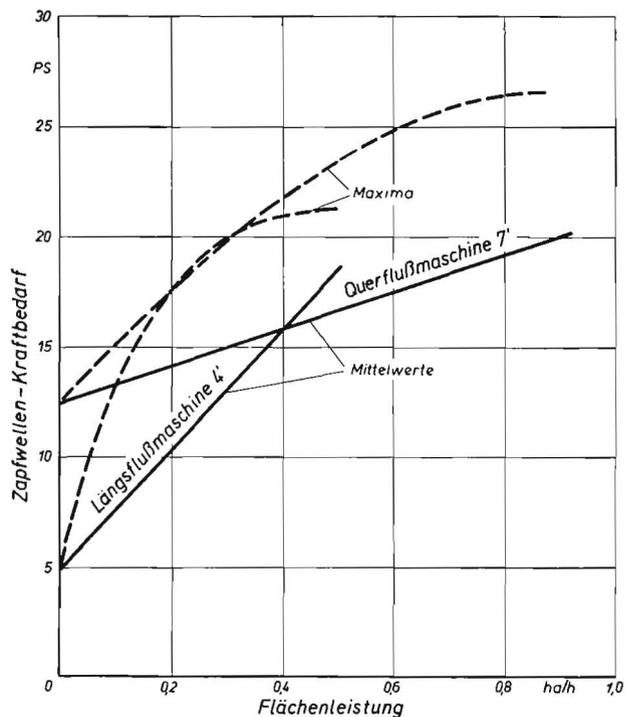


Abb. 6: Gegenüberstellung des mittleren und maximalen Zapfwellen-Kraftbedarfes von Längsdrescher B und Breitdrescher C im besonders langhalmigen Roggen (R 52) in Abhängigkeit von der Flächenleistung

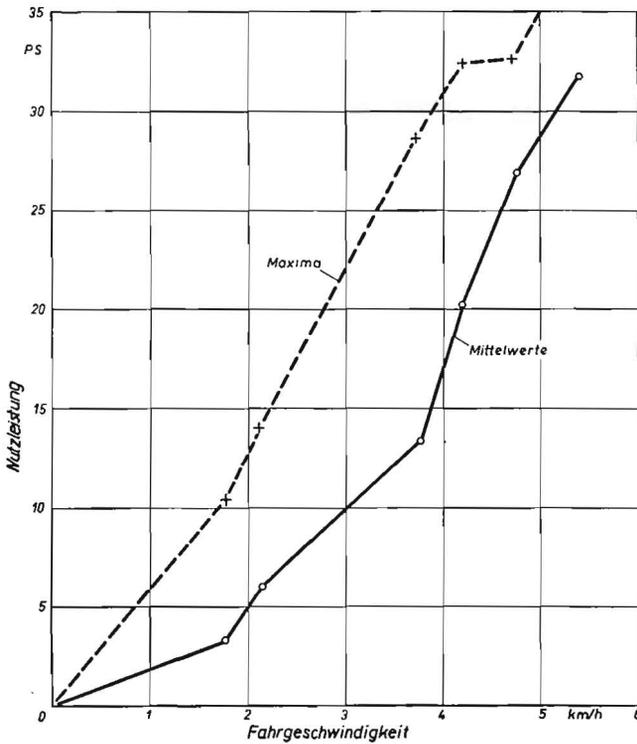


Abb. 7: Nutzleistung eines Mähdreschers in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit
 Fabrikat: M = 8 Fuß; Frontschnitt und Längsfuß, schmal;
 Getreide: W 52 = Weizen 1952

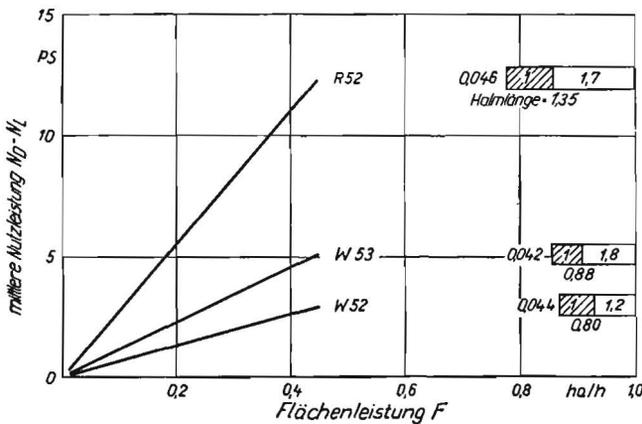


Abb. 8: Mittlere Nutzleistungen eines Längsflußmähdreschers B bei Roggen (R 52) und bei Weizen (W 52) und (W 53). Die Zahlen in den Kästen geben das Korn-Stroh-Verhältnis an, darunter die Halmlänge, daneben die reduzierte Halmhöhe

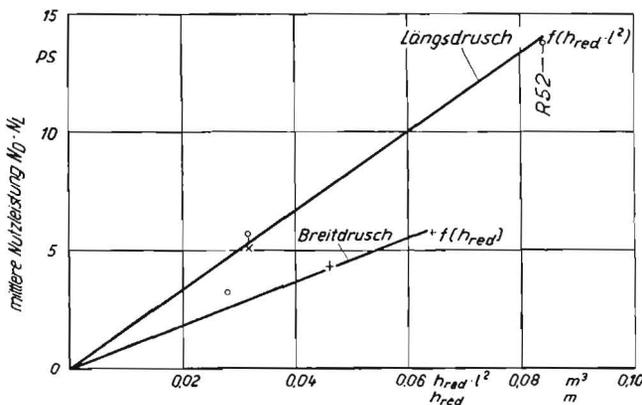


Abb. 9: Die Abhängigkeit der Nutzleistung beim Breit- und beim Längsdresch vom Strohvolumen pro Erntefläche (h_{red}) bzw. dem Produkt $h_{red} \cdot l^2$ (l = Halmlänge)

$$\text{Längsdrescher } N_D - N_L = 336 \cdot F \cdot h_{red} \text{ l}^2 \text{ in PS} \quad (3)$$

$$\text{Breitdrescher } N_D - N_L = 176 \cdot F \cdot h_{red} \text{ in PS} \quad (4)$$

Darin ist:

- $N_D - N_L$ mittlere Nutzleistung zur Dreschgutverarbeitung in PS
- F Flächenleistung in ha/h
- h_{red} reduzierte Halmlänge [2] (geschnittenes Strohvolumen je Grundfläche) in m^3/m^2
- l Halmlänge in m

Der größere Einfluß der Halmlänge auf den Kraftbedarf des Längsdreschers gegenüber dem Breitdrescher erklärt sich daraus [6, 7], daß beim Längsdrescher die von der schnelllaufenden Trommel erfaßten Halme aus der Zone langsamer Zuführungsgeschwindigkeit unter Reibungsverlusten herausgerzert werden, während quer zugeführte Halme sich jeweils nur in einem Bereich gleicher Geschwindigkeiten befinden und durch die Trommel leicht voneinander getrennt werden können [8]. Da die gemähte Fläche direkt proportional der Fahrgeschwindigkeit v ist, ergibt sich auch eine lineare Abhängigkeit der mittleren Nutzleistung von der Fahrgeschwindigkeit.

Die recht niedrigen Werte des mittleren Leistungsbedarfes überraschen zunächst im Vergleich zu den in der Praxis erforderlichen hohen Antriebsleistungen [11]. Eine Erklärung geben neben dem meist unterschätzten Eigenbedarf des Schleppers die verhältnismäßig starken Schwankungen [12] des Leistungsbedarfes, wie sie an der Zapfwelle aller Versuchsmaschinen bei den verschiedenen Getreidearten gemessen wurden. Abbildung 14 zeigt den zeitlichen Verlauf der Trommel- und der Antriebsleistung eines Mähdreschers. Die Kurve kann je nach Dreschgut, Güte des Einzugs und Konstruktion der mechanischen Leistungsverteilung noch wesentlich unruhiger und mit größter Amplitude verlaufen. Mit großer Genauigkeit ergab sich bei allen Mähdreschern und Betriebsverhältnissen im Bereich von 2 bis 14 PS mittlerer Nutzleistung für die Maxima die Beziehung

$$(N_D - N_L) + \Delta N_D = \frac{(N_D - N_L) \cdot 27,3}{(N_D - N_L) + 5} \quad (5)$$

Leistungsspitzen einer Strohpresse sind darin mit berücksichtigt.

Fahrleistung

Die mittlere Zugleistung N_Z (nur für den angehängten Mähdrescher) ergibt sich nach der Beziehung

$$N_Z = \frac{Z \cdot v}{75} \quad \text{in PS} \quad (6)$$

worin

- $Z = G_M \cdot f_R$ die mittlere Zugkraft in kg
- G_M das Maschinengewicht in kg
- f_R der spez. Rollwiderstand in kg/kg
- v die Fahrgeschwindigkeit in m/s

Den Hauptanteil des Fahrwiderstandes stellt der Rollwiderstand der Laufräder dar. Den Berechnungen des spezifischen Fahrwiderstandes (0,05 bis 0,15 kg/kg) liegen die tatsächlichen Achslasten zugrunde, die bei aufgesattelten Mähdreschern kleiner als das Maschinengewicht sein können (85 bis 95 %).

Schon beim Registrieren des zeitlichen Verlaufs wurde deutlich, daß die Zugkraft nicht konstant ist, sondern Maxima und Minima in wechselnder Folge aufweist (Abb. 10), obgleich etwaige Einflüsse von seiten der Kraftquelle (zu schwacher Motor [9]) oder durch die Zapfwellenübertragung vorsorglich ausgeschaltet worden waren. Viele Messungen ergaben, daß die mittlere Zugkraft mit steigender Fahrgeschwindigkeit zunächst fallende Tendenz aufweist und erst im Bereich der höheren Schleppergeschwindigkeiten wieder ansteigt. Bei Geschwindigkeiten zwischen 2 und 4 km/h liegt zudem ein Minimum vor (Abb. 11). Dehnt man die Darstellung auf die entsprechende Aufzeichnung der Kraftspitzen aus, so verlaufen die Zugkraftmaxima nahezu parallel zu den mittleren Zugkraft-

kurven (Abb. 11). Der Einfluß verlustbehafteter Schwingungen auf den mittleren Energieverbrauch ist hier eindeutig. Außerdem ließ sich aber auch das Auftreten von Resonanzerscheinungen nachweisen. Schlepper und Mähdrescher zusammen [9] können als ein Schwingungssystem mit zwei Massen und einer dazwischen liegenden Feder betrachtet werden. Die Resonanzfrequenz beträgt 5 bis 6 Hz bzw. 18 bis 25 Hz je nach Maschinengewicht und Federkonstante der Anhängung [10] und der von der Fahrgeschwindigkeit abhängigen Erregerfrequenz des Rollwiderstandes (etwa 0,5 bis 8,0 Hz im Fahrbereich bis 20 km/h). Durch diese Schwingungserscheinungen lassen sich die Maxima in den Kurven der Abbildung 11 erklären. Der Einfluß des Nickens erscheint dagegen gering. Resonanzen im oberen Fahrbereich haben infolge größerer Beschleunigungskräfte vom Boden her höhere Maximalauschläge zur Folge.

Weil für die vorliegenden Untersuchungen vornehmlich relativ kleine Fahrgeschwindigkeiten interessieren, verliert der Einfluß der Geschwindigkeit auf die mittlere Zugkraft an Bedeutung. Dagegen müssen die zeitabhängigen Kraftspitzen in der Gesamtleistungsbilanz berücksichtigt werden. In Abbildung 12 ist der Zugleistungsbedarf in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen. Für die Leistungsspitzen, die über die mittlere Zugleistung hinaus erstellt werden müssen, gilt nach den Meßwerten die Beziehung

$$\Delta N_Z = 0,6 \cdot G_M \cdot N_Z \cdot 10^{-3} \text{ in PS} \quad (7)$$

Das bedeutet, daß die maximale Zugleistung $N_Z + \Delta N_Z$ weit mehr als das 1,6-fache der mittleren ausmacht, denn sie steigt etwa quadratisch mit dem Mähdreschergewicht G_M an.

Im Rahmen der Fahrleistung ist endlich noch der Treibradschlupf zu beachten, der beim Schlepper auf Getreidestoppel 15 % betragen kann. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h beträgt die Schlupfleistung etwa 1 PS (Abb. 13), macht sich also nicht stark bemerkbar. Der Eigenbedarf des Schleppers an mittlerer und maximaler Fahrleistung kann dem eines dazu passenden Anhängemähdreschers gleichgesetzt werden (Abb. 18), so daß $N_F + \Delta N_F \approx 2 \cdot (N_Z + \Delta N_Z)$.

Trommeldrehmomente [11]

Es liegt nahe, von dem Nutzleistungsbedarf eines Mähdreschers einen Großteil der Trommel zuzuschreiben. Um die Größe der Trommelleistung zu ermitteln, vor allem aber, um den Einfluß der Trommel auf die Kraftbedarfsschwankungen festzustellen, wurden registrierende Drehmoment- und Drehzahlmessungen an der Trommel und an der Zapfwelle unternommen. Abbildung 14 zeigt den Verlauf über 4 Sekunden Feldbetrieb. Zieht man dort noch die fast konstanten Leerlaufleistungen ab, so berühren sich im ersten gemeinsamen Maximum fast die Kurven der momentanen gesamten Nutzleistung und der Trommelnutzleistung. Man erkennt, daß die Trommel weit aus dem entscheidend den zeitlichen Verlauf des Leistungsbedarfs eines Mähdreschers bestimmt. Die Ordinatendifferenz beider Kurven gibt den Leistungsverbrauch aller übrigen Maschinenteile an, moduliert durch Schwingmomente der Arbeitsorgane. Negative Ausschläge der Leistung bestätigen die Schwungradwirkung der Trommel. Der Trommelleistungsbedarf veränderte sich maximal um 14 PS innerhalb einer Sekunde bei stetigem Mähbetrieb. Aber selbst verschiedene planimetrische Ausmittlungen der reinen Dreschleistung über 5 Sekunden zeigten noch Unterschiede im Verhältnis 1 : 6. In Abbildung 15 ist die Dreschleistung über der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen.

Die Drehmomentspitzen werden im wesentlichen durch die ungleichmäßige Zuführung des Gutes zur Dreschtrommel verursacht. Eine schleierförmige Beschickung wird in den wenigsten

Abb. 13: Treibradschlupf und Schlupfleistung eines Schleppers mit 1160 kg Hinterachslast und Hochstollenreifen 10-28 AS auf Getreidestoppel, sandiger Lehm. Zugkraft ca. 180 kg für den angehängten Mähdrescher C von 2310 kg Gewicht

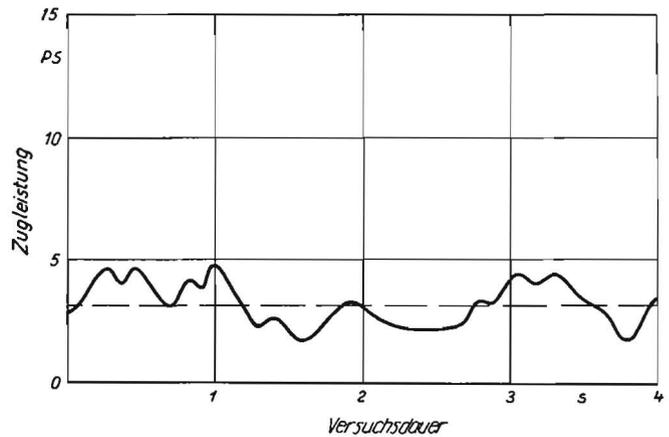


Abb. 10: Zeitlicher Verlauf der Zugleistung beim Mähdrescher C mit 2310 kg Gewicht in Roggen (R 52). 3,7 km/h Fahrgeschwindigkeit. Fahrwerksabmessungen s. Tab. 2

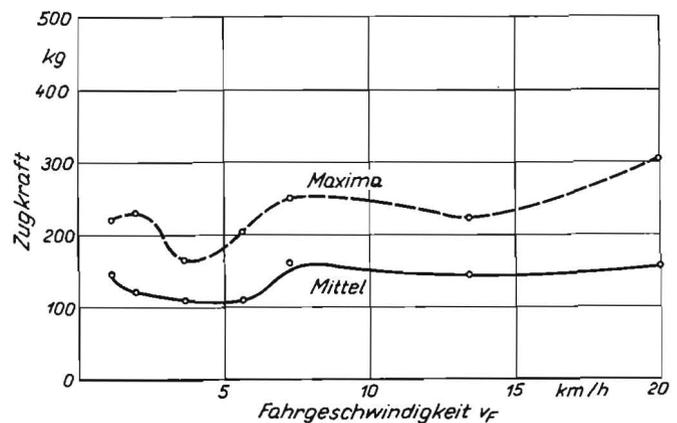


Abb. 11: Mittlere und maximale Zugkräfte für Anhängemähdrescher J mit 1340 kg Gewicht auf frischer Roggenstoppel (R 53 M) in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Fahrwerksabmessungen s. Tab. 2

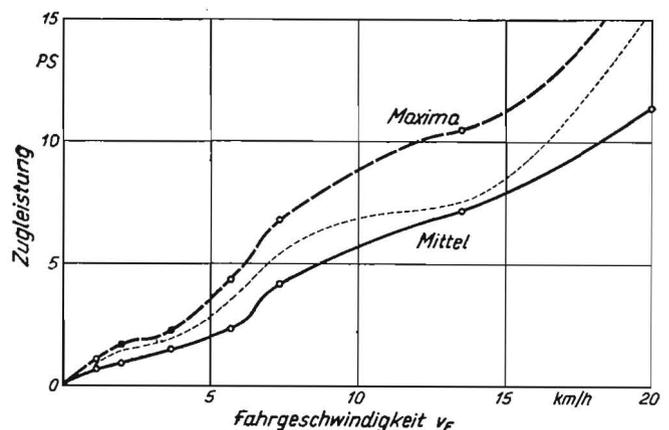
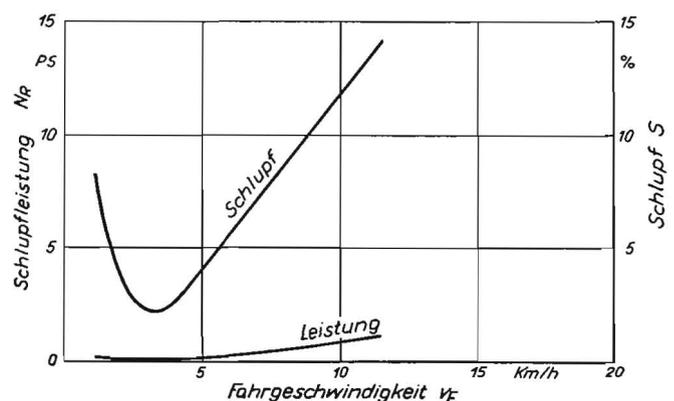


Abb. 12: Erforderliche mittlere und maximale gemessene Zugleistungen des Anhängemähdreschers J mit 1340 kg Gewicht auf frischer Roggenstoppel (R 53 M) in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Punktierter Linie gibt Leistung an den Triebädern an. Fahrwerksabmessungen s. Tab. 3



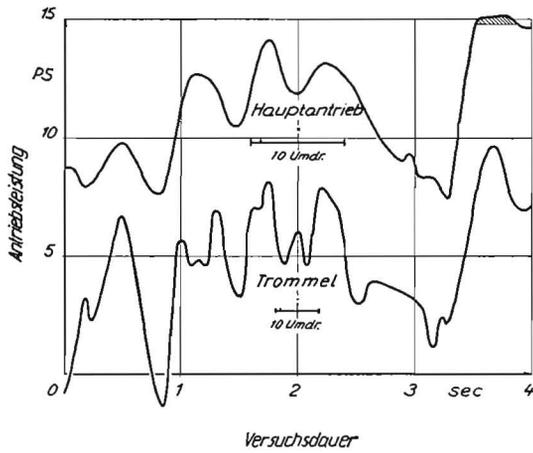


Abb. 14: Zeitlicher Verlauf der Trommel- und Zapfwellenantriebsleistung des Kleinmähdreschers B im Feldbetrieb (R 53). Schraffiertes Gebiet entspricht Schwungradenergie 6 mkg

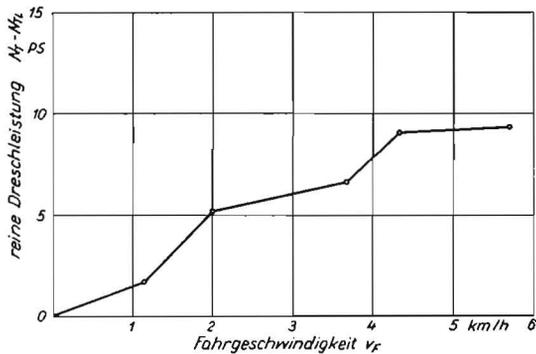


Abb. 15: Reine Dreschleistung beim 7-Fuß-Zapfwellenmähdrescher C im Roggen (R 53) in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit bzw. Verarbeitungsmenge

Fällen erreicht. Das widerspricht einer bisher weit verbreiteten Auffassung.

Auf die Zuführung des Gutes und damit auf den Kraftbedarf beim Dreschen können die in Abbildung 16 angegebenen Faktoren einen Einfluß haben. Von Einfluß auf die Größe und den Verlauf der Trommeldrehmomente ist der Zustand und die Beschaffenheit des Dreschgutes selbst. Hohe Fahrgeschwindigkeit, unterschiedlich geschnittene Halmlängen, wechselnde Bestandsdichte, Lagergetreide und Grüngut lassen den Kraftbedarf schwanken. Die hohen Kraftbedarfsspitzen der Trommel können aber auch in einer nicht funktionsgerechten Konstruktion der Zuführungseinrichtung begründet liegen. Eine schlechte Halmteilung, ein ungünstiger Übergang vom Messer zum Tuch, eine Verjüngung des Einzugtroges bremsen das Gut und führen zu einer pulkweisen Beschickung der Trommel. Für eine gute Zuführung ist es notwendig, die Haspelumfangsgeschwindigkeit auf die Fahrgeschwindigkeit abzustimmen und die Tuchneigung richtig zu wählen [13]. Die Tuchoberfläche soll möglichst rau sein. Tuchrichtung und Korbeinlauf sollen keinen zu großen Knick miteinander bilden, da sonst die Fußenden der Halme angehoben werden und den Halmschleier zerreißen. Zu kleine Schnittbreite läßt unter anderem den Einfluß der Bestandsdichte wirksamer werden.

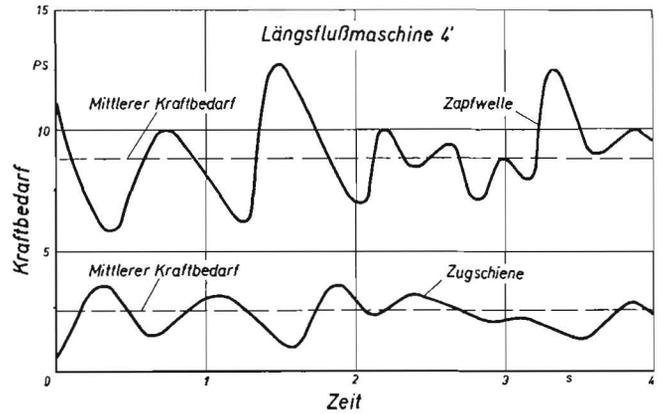


Abb. 17: Leistungsverteilung und gegenseitige Beeinflussung in den Antrieben Zapfwelle und Triebäder eines Schleppers beim Betrieb eines Mähdreschers in Getreide. Einem Maximum eines der beiden Verbraucher steht jeweils ein Minimum des anderen gegenüber

Aus dem Vorstehenden folgt, daß es selbst bei Berücksichtigung der naturgegebenen Ungleichförmigkeit des Arbeitsstoffes Getreide konstruktiv und verfahrenstechnisch möglich ist, den Kraftbedarf zu mindern.

Drehmomentausgleich durch Schwungrad

Schwunmassen sind imstande, auf Kosten einer Drehzahlminderung kurzzeitig Leistung abzugeben. Es war zu untersuchen, inwieweit hierdurch die Leistungsspitzen der Mähdrescher ausgeglichen werden können. Die Schwungradenergie der Trommel und der übrigen Arbeitsorgane scheidet bei dieser Betrachtung aus, da ihre Wirkung in den Meßergebnissen bereits berücksichtigt ist. Das Schwungrad des Motors dagegen liegt zwischen Kraftquelle und Meßstelle und kommt daher für einen gewissen Ausgleich in Frage. Nimmt man eine Drehzahlstabilität der Dreschtrommel von 95 % an, dann stehen etwa 10 % der bei Volldrehzahl im Schwungrad enthaltenen Energie für je ein Lastwechselspiel maximal zur Verfügung. Durch eine angenäherte mathematische Beschreibung des Kurvenverlaufes im Maximum läßt sich eine ausreichend genaue Beziehung zwischen Schwungradgröße, Schwungrad-drehzahl und erzielbarem Leistungsrückgewinn finden:

$$N_S = 5,8 \cdot n_s \cdot \sqrt{GD^2} \cdot 10^{-4} \quad \text{in PS} \quad (8)$$

Darin ist N_S der Leistungsrückgewinn in PS

n_s die Motordrehzahl in U/min

GD^2 das Schwungmoment des Rades in kgm^2

Praktisch, das heißt, mit üblichen Motorschwungrädern erreichbare Leistungseinsparungen finden sich in Abbildung 5 als Spanne zwischen Maximalkurve und schraffiertem Bereich. Für große Schwungräder bei 1- und 2-Zylindermotoren und für 3- und 4-Zylindermotoren ab etwa 40 PS gilt die untere Grenzkurve, für kleine Schwungräder bei 3- und 4-Zylindermotoren unter 40 PS die obere. Die vorstehenden Betrachtungen gelten, wie schon erwähnt, für einen zugelassenen Drehzahlabfall von 5 %. Nimmt man stärkere Drehzahlschwankungen in Kauf, dann lassen sich selbstverständlich auch höhere Leistungsspitzen überwinden. Die Einsparungen an Motor-

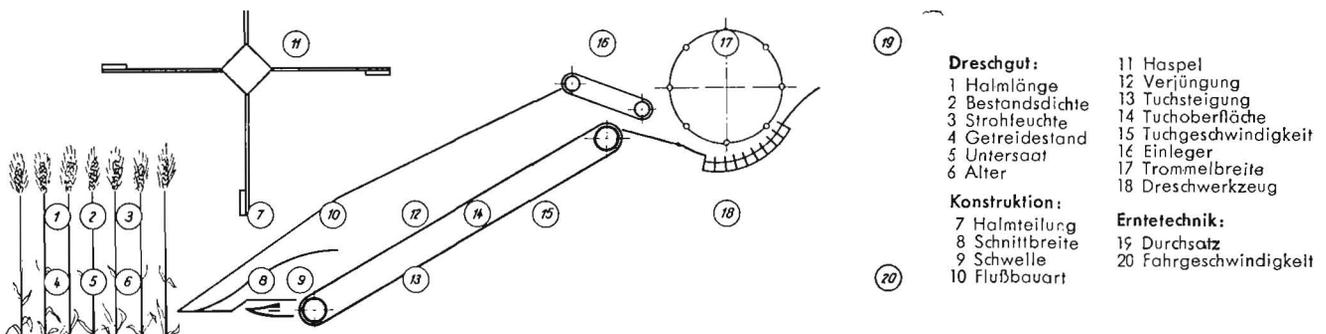
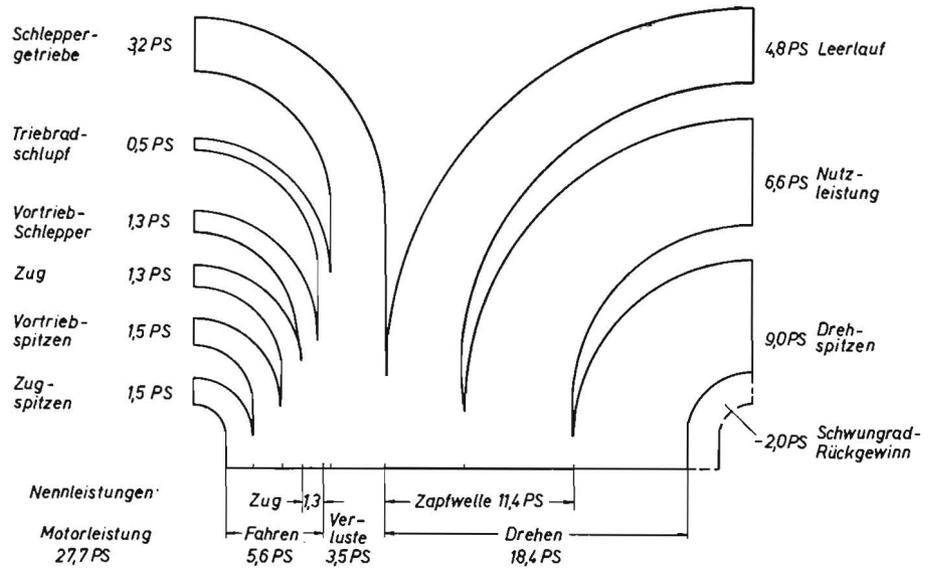


Abb. 16: Einflußfaktoren für das Trommeldrehmoment beim Mähdrescher

Abb. 18: Verteilung der Motorleistung bei einem Zapfwellenmährescher mit Längsfluß
 Schnittbreite: $4\frac{1}{2}$ Fuß; spez. Strohvolumen $0,05 \text{ m}^3/\text{m}^2$; Fahrgeschwindigkeit $3,0 \text{ km/h}$; Rollwiderstand $0,08 \text{ kg/kg}$; Halmlänge $1,0 \text{ m}$; Steigung 0°



stärke durch ein Schwungrad liegen bei den aufgezeigten Bedingungen zwischen 1,1 und 3,5 PS.

Gesamtleistung

Die einzelnen Glieder der Gesamtleistungsformel (Gleichung 1) sind nach dem Vorstehenden einzeln untersucht und durch Messungen bestimmt worden. Es konnten Beziehungen angegeben werden, nach denen sich der Leistungsbedarf für den Leerlauf, den Dreschvorgang und den Vortrieb für die untersuchten Maschinen berechnen läßt. Die Leistungsverteilung für einen Mährescher ist in Abbildung 17 und 18 dargestellt.

Eine bildliche schematische Darstellung der Leistungsverteilung findet sich in Tabelle 4. Dort sind auch die die Einzelleistungen bestimmenden Faktoren angegeben. Diese sind vielfältig untereinander verbunden und können selbst stark schwanken. Die reduzierte Halmhöhe h_{red} und auch die Halmlänge l können sich bei verschiedenen Getreidesorten

im Verhältnis 1 : 3 ändern. Die Rollwiderstände auf Getreidestoppel können sich gegenüber günstigsten Verhältnissen vervielfachen; Geländesteigungen bis über 10 % können das Verhältnis von Dreh- zur Fahrleistung beträchtlich verschieben. Aus diesen Tatsachen läßt sich die sehr wichtige Erkenntnis ableiten, daß es für eine einmal gewählte Kombination von Mährescher- und Motorgröße nur einen Betriebspunkt gibt, wo die Motorleistung des Schleppers und die Verarbeitungsleistung des Mähreschers gleichzeitig voll ausgenutzt sind. Ergänzend sei bemerkt, daß für eine Strohprelle an Dreh- und Fahrleistung zusammen etwa 1,5 PS zusätzliche Motorstärke gerechnet werden können, für den Triebbratschlupf etwa 0,5 PS¹⁾.

Leistungseinsparungen bis zu 35 % lassen sich durch richtige Auslegung des Mähreschergespannes nach der gewünschten

¹⁾ Die Berücksichtigung aller Einflußgrößen findet sich in einer graphischen Rechen tafel der Originalarbeit [1].

Tabelle 4: Verteilung der Motorleistung



Flächenleistung sowie durch kleine Fahrgeschwindigkeit, große Schnittbreite und Breitdrusch erzielen.

Zusammenfassung

Messungen des mittleren und maximalen Kraftbedarfes von Mähdreschern im Feldbetrieb führen zu einer Leistungsbilanz, für deren einzelne Glieder Berechnungsgleichungen in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen aufgestellt werden. Verbesserungen der Getreidezuführung sowie Abstimmung von Schnittbreite und Fahrgeschwindigkeit können die erforderliche Antriebskraft verringern.

Schrifttum:

- [1] Dolling, C.: Leistungsbedarf von Mähdreschern. Diss. Braunschweig 1955
[2] Segler, G.: Grundsätze der Gestaltung von Sammelernemaschinen. Z. VDI. 95 (1953) S. 113
[3] Fischer-Schlemm, W. E. und H. Scheffter: Die Kraftübertragung durch Gelenkwellen bei landwirtschaftlichen Schleppern. Landtechnische Forschung 1 (1951) H. 1, S. 20/26

- [4] Dienst, W.: Untersuchungen von Anlaufverhältnissen von Großdreschmaschinen. RKTL-Heft 63, Berlin 1935
[5] Burrough, D. E.: Power Requirements of Combines Drives. Agr. Eng. 35 (1954) H. 1, S. 15/18 (Kurzreferat in Landtechnik 9 [1954] H. 7, S. 173/174)
[6] Brenner, W. G.: Untersuchungen an Dreschtrammeln unter besonderer Berücksichtigung der Entwicklung von Kleinmähdreschern. RKTL-Heft 51, Berlin 1934
[7] Oit, W.: Die Schlagleistendreschtrammel bei verschiedenartiger Beschickung. RKTL-Heft 99, Berlin 1940
[8] Fischer, W. E.: Dreschversuche mit verschiedenen Schlag- und Karbleisten. TidL 16 (1935) H. 12, S. 313/317
[9] Haack, M.: Untersuchungen der schwingungsdämpfenden Anhängerkupplung des 45-PS-Lanz-Bulldog für den Mähdrescher. Inst. f. Schlepperforschung Braunschweig, Bericht Nr. 79/4/8, 1951
[10] Göttler, G.: Beitrag zur Erforschung der dynamischen Belastung und Belastbarkeit von Anhängerkupplungen bei Lastzügen. Diss. München 1954
[11] Dolling, C.: Mähdreschertrammeln im Feldbetrieb. Grundlagen der Landtechnik, H. 6, Düsseldorf 1954
[12] Rohr, C. O.: Kraftbedarf von Groß-Dreschmaschinen unter besonderer Berücksichtigung der auftretenden Schwankungen. TidL 14 (1933) H. 3, S. 77/79
[13] Degenhardt, G.: Dreschvorrichtungen ausländischer Kleinmähdrescher. Grundlagen der Landtechnik, H. 6, Düsseldorf 1954

Résumé:

Dr.-Ing. C. Dolling: „Der Leistungsbedarf von Mähdreschern.“

Der Verfasser hat an fünf verschiedenen Mähdreschertypen Messungen durchgeführt mit dem Ziel, eine Leistungsbilanz für Mähdrescher aufzustellen. Im einzelnen wurden gemessen: die Leerlaufleistung, die Drehleistung, die von der Zapfwelle übertragen oder vom Aufbaumotor geliefert wird (die Differenz zwischen Drehleistung und Leerlaufleistung ergibt die Nutzleistung), die Trommelleistung, die Zugleistung und der Treibradschlupf. Aus der, aus den Einzelmessungen abgeleiteten Leistungsbilanz schließt der Verfasser, daß sich Leistungseinsparungen bis zu 35 % erzielen lassen, und zwar durch richtige Auslegung des Mähdreschergespans nach der gewünschten Flächenleistung sowie durch kleine Fahrgeschwindigkeit, große Schnittbreite und Breitdrusch.

Dr. Ing. C. Dolling: "Power Requirements of Combine Harvesters."

The Author carried out a series of tests on five different types of combine harvesters for the purpose of setting out a Power Balance Sheet. The following measurements were made :- H.P. required when running light, H.P. at the power take-off or of the driving motor (the difference between this quantity and the former represents the effective H.P.), the H.P. at the drum, the drawbar H.P. and, finally, driving wheel slip. From the Balance Sheet set up from these measurements the Author arrives at the conclusion that economies in power requirements up to 35 % are possible by adapting the haulage power to the desired output per unit of area and by reducing the speed over the ground of the combine in conjunction with greater breadth of cut.

Dr.-Ing. C. Dolling: «La puissance absorbée par les moissonneuses-batteuses.»

L'auteur a effectué des mesures sur 5 types de moissonneuses-batteuses différents afin d'établir un tableau de puissance des moissonneuses-batteuses. Il a mesuré, en particulier, la puissance au ralenti, la puissance disponible à la prise de force ou fournie par le moteur intégré à la machine (la différence entre cette dernière et la puissance au ralenti représente la puissance utile), la puissance du batteur, la puissance au crochet et le patinage des roues motrices. Le tableau de puissance établi sur les mesures isolées prouve que l'on peut réaliser des économies de puissance allant jusqu'à 35 %, en adaptant convenablement l'ensemble engin moteur/moissonneuse-batterie au rendement de surface horaire recherché. De même, on peut traiter à une largeur de coupe élevée et utiliser des batteurs du type en travers, en choisissant une vitesse d'avancement réduite.

Ing. Dr. C. Dolling: «La potencia que requieren las cosechadoras-trilladoras.»

El autor ha hecho comprobaciones en cinco tipos de cosechadora-trilladora distintos, con el propósito de establecer un balance sobre el rendimiento de las máquinas. Se midieron la potencia de marcha en vacío y la de rotación, transmitida por la toma de fuerza o suministrada por el motor montado (siendo la diferencia entre una y otra la fuerza útil), la potencia en el tambor y la de tracción, así como el patinaje de la rueda de propulsión. Del balance calculado sobre las diferentes mediciones, el autor opina que podría llegarse a ahorrar hasta el 35 % de la fuerza por una construcción acertada de las cosechadoras-trilladoras, según el rendimiento deseado referido a la superficie, con velocidades de marcha reducidas, así como con mayor anchura de corte y de trilla.

Nachruf für Prof. Dr. Königer

Am 7. Februar 1957 starb nach langem, sehr schwerem Leiden Prof. em. Dr.-Ing. Rudolf Königer, bis 1952 Ordinarius für Landmaschinenkunde und Direktor des Landmaschinen-Instituts der Justus Liebig-Hochschule in Gießen.

Mit ihm ist ein hervorragender Gelehrter und Wissenschaftler dahingegangen. Sein Lebensweg formte seine Arbeitsweise. Er erhielt seine wissenschaftliche Ausbildung an der TH Wien und wurde dann Mitarbeiter und späterer Nachfolger am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebelehre von Prof. Schiebeler an der Deutschen Technischen Hochschule in Prag. Sowohl in seiner Doktorarbeit als auch in seiner Habilitationsschrift befaßte er sich vom Standpunkt des Kinematikers aus mit der Fortbewegung des Schleppers mit Greiferrädern, einem Problem, das damals aktuell war. Seine Liebe zur Mathematik und die hierdurch bedingte klare Erkenntnis der mathematischen Zusammenhänge bei technischen Problemen kamen in diesen Arbeiten meisterhaft zur Geltung. Diese Methodik wendete er in allen seinen wissenschaftlichen Arbeiten immer wieder an; auch in seinem Vortrag, sei es nun vor Technikern oder vor Landwirten. Seine Sprache war die Zeichnung, die er künstlerhaft beherrschte, und die Formel, die er in weiser Beschränkung anführte. Kennzeichnend für ihn ist, daß er kurz nach dem letzten Krieg, nachdem er nach fast einjähriger schwerster Internierungszeit in Prag nach Gießen berufen worden war, angeregt durch die entstehende Nor-

mung der Pflugkörperformen, in einer leider nicht veröffentlichten Studie die Fixierung der Streichblechformen mathematisch zu erfassen versuchte, indem er sie auf eine Schraubfläche zurückführte. Er griff hierbei auf seine früheren wissenschaftlichen Arbeiten aus der Prager Zeit zurück, wo er als Nachfolger Schiebels dessen Buch über die „Zahnräder“ neu herausgab und den 2. und 3. Teil „Räder mit schrägen Zähnen“ und „Schraubgetriebe“ neu bearbeitete.

Sein Bestreben als Ordinarius der Landwirtschaftlichen Fakultät der Justus Liebig-Hochschule in Gießen war, dem Landwirt einen tiefen Einblick in die für ihn wichtige Technik zu vermitteln. Seine Erfahrungen als einstiger Lehrer der TH Prag und gleichzeitig der Landwirtschaftlichen Hochschule in Tetschen Lieberwirth (bis 1945) ließen ihn einen Weg finden, der auch dem technisch nicht Vorgebildeten verständlich war. Seine Vorlesungen zeichneten sich aus durch ihre Gründlichkeit und durch eine beeindruckende Art, alle wesentlichen Einzelheiten genau darzulegen. In seinen Forschungen war er ein eifriger Förderer von Arbeiten, die sich mit grundlegenden Dingen befaßten, bei denen die wissenschaftliche Kinematographie durch enge Zusammenarbeit mit dem Institut für den Wissenschaftlichen Film in Göttingen Wesentliches beitrug, wie zum Beispiel bei den „Untersuchungen über den Schneidvorgang beim Grasmähen“ und „Über den Vorgang in der Dreschtrammel“.

Dr.-Ing. K. H. Schulze